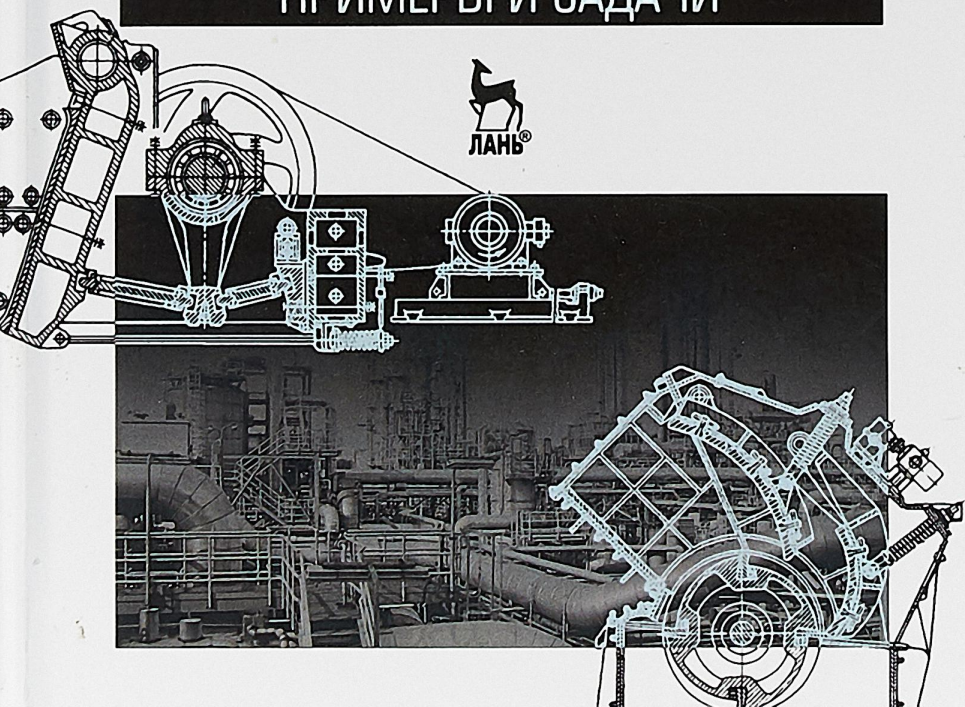


И. И. Поникаров, С. И. Поникаров, С. В. Рачковский

РАСЧЕТЫ МАШИН И АППАРАТОВ ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ И НЕФТЕГАЗОПЕРЕРАБОТКИ

ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ



И. И. ПОНИКАРОВ,
С. И. ПОНИКАРОВ,
С. В. РАЧКОВСКИЙ

РАСЧЕТЫ МАШИН И АППАРАТОВ ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ И НЕФТЕГАЗО- ПЕРЕРАБОТКИ (ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ)

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Издание четвертое, стереотипное



САНКТ-ПЕТЕРБУРГ • МОСКВА • КРАСНОДАР
2020

УДК 66
ББК 35.11я73

П 56 Поникаров И. И. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи) : учебное пособие / И. И. Поникаров, С. И. Поникаров, С. В. Рачковский. — 4-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2020. — 716 с. — (Учебники для вузов. Специальная литература). — Текст : непосредственный.

ISBN 978-5-8114-4753-4

Излагаются основные соотношения для технологических и механических расчетов основного химического оборудования (машины для дробления и помола материалов, теплообменные, массообменные, реакционные аппараты, аппараты для разделения неоднородных сред, трубопроводы, монтажное оборудование). Приводятся примеры расчетов, задания для самостоятельной работы, а также справочные данные.

Для студентов высших и средних учебных заведений, обучающихся по направлениям подготовки и специальностям химико-технологического профиля при выполнении ими индивидуальных заданий, курсовом и дипломном проектировании.

УДК 66
ББК 35.11я73

Рецензенты:

А. С. ТИМОНИН — доктор технических наук, профессор
Московского государственного университета инженерной экологии;
И. Р. КУЗЕЕВ — доктор технических наук, профессор
Уфимского государственного нефтяного университета.

Обложка
Е. А. ВАСОВА

© Издательство «Лань», 2020
© Коллектив авторов, 2020
© Издательство «Лань»,
художественное оформление, 2020

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебные курсы «Машины и аппараты химических производств» и «Оборудование нефтегазопереработки» являются профилирующими в учебных планах специальностей «Машины и аппараты химических производств» и «Оборудование нефтегазопереработки» химико-технологических и нефтяных вузов и факультетов. При этом большая роль отводится изучению методов расчета машин и аппаратов, составляющих основу для проектирования новых и совершенствования действующих технологических установок химических предприятий.

Настоящее учебное пособие включает в себя технологические и механические расчеты основного химического оборудования и предназначено для студентов дневного, вечернего и заочного видов обучения, обучающихся по названным специальностям, при выполнении самостоятельной работы, курсовом и дипломном проектировании. Оно может быть полезным студентам-технологам химико-технологических специальностей, поскольку содержит обширный материал по технологическим расчетам оборудования. Кроме того, оно представляет интерес для инженерно-технических работников химических заводов и проектных организаций.

Учебное пособие написано с учетом многолетнего опыта преподавания в Казанском государственном технологическом университете.

В книге приводятся основные соотношения для механических расчетов с указанием того, в каких примерах пособия эти соотношения используются, а также для технологических расчетов по каждому типу оборудования.

Пособие не содержит подробного описания аппаратов и их работы. Авторы считают, что студенты ознакомлены с этим при изучении курсов «Процессы и аппараты химической технологии», «Машины и аппараты химических производств» и «Оборудование нефтегазопереработки». Приводятся лишь отдельные конструкции аппарата или машины каждого типа.

Для удобства пользования авторы сочли рациональным приводить список использованной и рекомендованной литературы в каждой главе, а также (из-за разнообразия оборудования и процессов) постарались унифицировать условные обозначения в рамках отдельной главы.

Поскольку в одной книге не представляется возможным давать все необходимые характеристики стандартного оборудования, физико-химические параметры сырья и другие данные, необходимые для расчетов, авторы делают ссылки на литературу, где можно получить такие сведения.

Написание подобных книг с приведением примеров расчета—весьма трудоемкая работа, поэтому нельзя не вспомнить с благодарностью наших ученых, которые не жалели сил и времени для этой важной задачи. Это такие специалисты, как К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, И.И. Чернобыльский, В.Н. Соколов, Е.Н. Судачков, Ю.И. Дытнерский, В.М. Ульянов, А.А. Лошинский, А.Р. Толчинский, А.С. Тимохин, А.А. Кузнецов, С.М. Кагерманов, А.Г. Сарданашвили, В.В. Шарихин.

Авторы выражают признательность рецензентам учебного пособия профессорам А.С. Тимонину и И.Р. Кузееву, советы и рекомендации которых заметно улучшили содержание книги.

Все пожелания и замечания по содержанию учебного пособия будут приняты с благодарностью.

ГЛАВА 1 ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ МАШИН И АППАРАТОВ

1.1. Расчет толщины корпуса цилиндрических аппаратов

В зависимости от толщины стенки корпусов аппаратов различают: тонкостенные и толстостенные аппараты. Для каждого из этих аппаратов используются свои формулы расчета.

Критерием толстостенности является коэффициент толстостенности β . Для толстостенных аппаратов $\beta = \frac{D_n}{D_b} > 1,1$; для тонкостенных $\beta \leq 1,1$, где D_n , D_b — соответственно наружный и внутренний диаметры аппарата, м.

Толщину тонкостенных цилиндрических обечаек, работающих под внутренним давлением, рассчитывают по формуле

$$S = \frac{D_b P}{2[\sigma] \varphi - P} + C, \quad (1.1)$$

где P — внутреннее давление, МПа; φ — коэффициент прочности сварного шва; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала обечайки, МПа; C — конструктивная прибавка на коррозию, эрозию, учет минусового допуска, м.

Толщину стенки труб также рассчитывают по (1.1). Однако условия ее применимости расширяются $\frac{[\sigma]}{P} \varphi < 25$, для бесшовных труб $\varphi = 1$.

Допускаемое избыточное давление определяется по формуле

$$[P] = \frac{2[\sigma] \varphi (S - C)}{D_b + (S - C)}. \quad (1.2)$$

Если колонный аппарат устанавливается вне помещения и его высота $H > 10$ м и $H \geq 1,5D_{\min}$ или $H < 10$ м, но $H > D_{\min}$ (где D_{\min} — наименьший из наружных диаметров аппарата), то расчетную толщину корпуса аппарата необходимо проверить на прочность и устойчивость от ветровых нагрузок, а если аппарат устанавливается в районах с возможной сейсмичностью более 7 баллов (по 12-балльной шкале), то и с учетом сейсмических нагрузок.

Проверка прочности корпуса аппарата в этом случае проводится для сечения аппарата вблизи соединения корпуса с опорной обечайкой по формулам:

- ♦ на наветренной стороне

$$\sigma_{x1} = \frac{P(D_B + S)}{4(S - C)} - \frac{G}{\pi D_B(S - C)} + \frac{4M}{\pi D_B^2(S - C)}; \quad (1.3)$$

- ♦ на подветренной стороне

$$\sigma_{x2} = \frac{P(D_B + S)}{4(S - C)} - \frac{G}{\pi D_B(S - C)} - \frac{4M}{\pi D_B^2(S - C)}. \quad (1.4)$$

Кольцевые напряжения

$$\sigma_y = \frac{P(D_B + S)}{2(S - C)}. \quad (1.5)$$

Эквивалентные напряжения σ_3 следует рассчитывать:

- ♦ на наветренной стороне

$$\sigma_{31} = \sqrt{\sigma_{x1}^2 - \sigma_{x1}\sigma_y + \sigma_y^2}; \quad (1.6)$$

- ♦ на подветренной стороне

$$\sigma_{32} = \sqrt{\sigma_{x2}^2 - \sigma_{x2}\sigma_y + \sigma_y^2}; \quad (1.7)$$

Условие прочности:

- ♦ на наветренной стороне

$$\max\{\sigma_{x1}; \sigma_{31}\} \leq [\sigma]_K \varphi; \quad (1.8)$$

- ♦ на подветренной стороне

$$\max\{\sigma_{x2}; \sigma_{32}\} \leq [\sigma]_K \varphi, \quad (1.9)$$

где G — вес аппарата в рабочих условиях, МН; M — расчетный изгибающий момент от ветровой и сейсмической нагрузок при рабочих

условиях¹, МН·м; $[\sigma]_k$ – допускаемое напряжение для материала корпуса аппарата при расчетной температуре по ГОСТ 14249–89.

Проверку устойчивости корпуса аппарата, нагруженного внутренним давлением или без давления, проводят по формуле

$$\frac{G}{[G]} + \frac{M}{[M]} \leq 1,0, \quad (1.10)$$

где $[G]$, $[M]$ определяют по ГОСТ 14249–89.

Если условия прочности или устойчивости не соблюдаются, следует увеличить расчетную толщину корпуса аппарата.

Данная методика расчета толщины стенки использована в примерах 3.2, 3.5, 4.1, 5.3.

Расчетная толщина стенки обечаек, нагруженных внешним давлением, исходя из условий устойчивости их в пределах упругости (при запасе на устойчивость $n_y = 2,6$), определяется по формуле

$$S = 1,18D \left(\frac{P_n}{E} \frac{l}{D} \right)^{0,4} + C, \quad (1.11)$$

где D – диаметр обечайки, м, для обечаек с базовым внутренним диаметром $D = D_v$, с базовым наружным диаметром $D = D_n$; P_n – наружное давление, МПа; E – модуль упругости материала обечайки при расчетной температуре, МПа (для сталей значения E приведены в табл. 1.1); l – расчетная длина обечайки, м.

Таблица 1.1. Значения модуля упругости $E \cdot 10^{-5}$ МПа в зависимости от температуры

| Сталь | Температура, °C | | | | | | |
|--------------|-----------------|------|------|------|------|------|------|
| | 20 | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 |
| Углеродистая | 1,99 | 1,91 | 1,81 | 1,71 | 1,55 | – | – |
| Легированная | 2,00 | 2,00 | 1,97 | 1,91 | 1,81 | 1,68 | 1,61 |

Формула (1.11) справедлива при соблюдении условий:

$$1,5 \sqrt{\frac{2(S-C)}{D_v}} \leq \frac{l}{D_v} \leq \sqrt{\frac{D_v}{2(S-C)}}; \quad \frac{l}{D_v} \geq 0,3 \frac{E}{\sigma_T} \sqrt{\left[\frac{2(S-C)}{D_v} \right]^3}, \quad (1.12)$$

¹ Расчет изгибающего момента от ветровых и сейсмических нагрузок рассмотрен в § 1.7 (Расчет опор).

где σ_T — предел текучести материала обечайки при расчетной температуре, МПа.

В случае несоблюдения условия (1.12) принятую величину S необходимо проверить на допускаемое наружное давление $[P_H]$ по формуле

$$[P_H] = \frac{2[\sigma]_{\text{сж}}(S-C)}{D_B \left[1 + 1,02 \frac{l^2 D_B}{(S-C)^3} \left(\frac{\sigma_T}{E} \right)^2 \right]} \geq P_H, \quad (1.13)$$

где $[\sigma]_{\text{сж}}$ — допускаемое напряжение на сжатие, МПа.

Для толстостенных цилиндрических обечаек ($\beta = D_H/D_B > 1,1$) при внутреннем давлении толщина стенки для однослойного цилиндрического корпуса

$$S = R \left[\exp \left(\frac{P}{[\sigma] \varphi} \right) - 1 \right] + C, \quad (1.14)$$

где R — внутренний радиус аппарата, м.

Допускаемое рабочее давление можно рассчитать по формуле

$$[P] = [\sigma] \ln \beta_p, \quad (1.15)$$

где $\beta_p = \frac{(R+2S)}{(R+C)}$ — расчетный коэффициент толстостенности.

В случае расчета многослойного цилиндрического корпуса можно обратиться к литературе [1.6].

Численные расчеты по упомянутым формулам приведены в примерах 4.9, 5.3.

1.2. Расчет толщины крышек и днищ

Днища эллиптические отбортованные и полусферические отбортованные. Толщина днища, нагруженного внутренним избыточным давлением, определяется по формуле

$$S_d = \frac{PR}{2[\sigma] \varphi - 0,5 P} + C, \quad (1.16)$$

где $R = D^2/(4 H_d)$ — радиус кривизны в вершине днища, м; H_d — высота днища без отбортовки, м; D — внутренний диаметр днища, м.

Допускаемое внутреннее избыточное давление рассчитывается по формуле

$$[P] = \frac{2(S_d - C) \varphi [\sigma]}{R + 0,5(S_d - C)}. \quad (1.17)$$

При нагружении этих днищ наружным давлением толщина стенки приближенно определяется по формулам:

$$S_R = \max \left\{ \frac{K_3 R}{300} \sqrt{\frac{P}{10^{-6} E}}; \frac{PR}{2[\sigma]} \right\}; \quad (1.18)$$

$$S_d = S_R + C. \quad (1.19)$$

В предварительном расчете коэффициент приведения радиуса кривизны K_3 принимается для эллиптического днища равным 0,9, для полусферического 1,0.

Точное значение K_3 рассчитывается по формуле

$$K_3 = \frac{1 + (2,4 + 8x) x}{1 + (3,0 + 10x) x}, \quad (1.20)$$

$$\text{где } x = 10 \frac{S_d - C}{D} \left(\frac{D}{2H_d} - \frac{2H_d}{D} \right).$$

Полученное по (1.18) значение должно быть проверено на допускаемое наружное давление по уравнению

$$[P] = \frac{[P]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_n}{[P]_E} \right)^2}} \geq P, \quad (1.21)$$

где допускаемое давление $[P]_n$ рассчитывается из условия прочности

$$[P]_n = \frac{2[\sigma] (S_d - C)}{R + 0,5(S_d - C)}, \quad (1.22)$$

а допускаемое давление $[P]_E$ — из условия устойчивости в пределах упругости

$$[P]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100(S_d - C)}{K_3 R} \right]^2, \quad (1.23)$$

n_y – коэффициент запаса устойчивости, который для рабочих условий равен 2,4.

Данная методика расчета крышек использована в примерах 3.2, 4.1, 5.3.

Конические днища. Расчет толщины стенки гладких конических днищ, нагруженных внутренним давлением, определяется по формуле

$$S_k = \frac{PD_n}{2[\sigma] \varphi - P} \frac{1}{\cos \alpha} + C, \quad (1.24)$$

где α – половина угла при вершине конуса; D_n – наружный диаметр основания конуса, м.

Допускаемое внутреннее избыточное давление определяется как

$$[P] = \frac{2[\sigma] \varphi (S_k - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha} + (S_k - C)}, \quad (1.25)$$

где D_k – расчетный диаметр, м, принимается по [1.6].

При нагружении конических обечаек наружным давлением допускаемое наружное давление рассчитывается по формулам:

♦ из условия прочности

$$[P] = \frac{2[\sigma] (S_k - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha} + (S_k - C)}, \quad (1.26)$$

♦ из условия устойчивости в пределах упругости

$$[P] = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \frac{D_E}{l_E} \left[\frac{100(S_k - C)}{D_E} \right]^2 \sqrt{\frac{100(S_k - C)}{D_E}}, \quad (1.27)$$

где $D_E = \max \left\{ \frac{D + D_o}{2 \cos \alpha}; \frac{D}{\cos \alpha} - 0,31(D + D_o) \sqrt{\frac{D + D_o}{100(S_k - C)}} \operatorname{tg} \alpha \right\};$

$$B_1 = \min \left[1,0; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S_k - C)}} \right]; l_E = \frac{D - D_o}{2 \sin \alpha}; D, D_o - \text{соот-}$$

ветственно внутренние диаметры основания и вершины усеченного конуса, м.

Приведенные выше формулы расчета конических днищ с углом $\alpha \leq 70^\circ$ применимы при соблюдении условия

$$0,001 \leq \frac{S_k \cos \alpha}{D} \leq 0,05. \quad (1.28)$$

Сферические крышки и днища. Формулы расчета применимы при условиях:

$$\frac{S - C}{R} \leq 0,1; 0,95 D \leq R \leq D, \quad (1.29)$$

где R — внутренний радиус сферы, м; D — внутренний диаметр аппарата, м.

Толщина сферической неотбортованной крышки, приваренной к фланцу, рассчитывается по формуле

$$S = \frac{0,58 PR}{[\sigma] \varphi} + C, \quad (1.30)$$

допускаемое внутреннее избыточное давление определяется как

$$[P] = \frac{1,73 (S - C) [\sigma] \varphi}{R}. \quad (1.31)$$

Толщина сферического неотбортованного днища, приваренного к цилиндрическому корпусу аппарата,

$$S = \frac{0,72 PR}{[\sigma] \varphi} + C, \quad (1.32)$$

допускаемое внутреннее избыточное давление определяется как

$$[P] = \frac{1,38 (S - C) [\sigma] \varphi}{R}. \quad (1.33)$$

Плоские круглые днища и крышки используются приварными к корпусу аппарата и соединяются с корпусом аппарата с помощью фланцев. Поскольку в случае фланцевого соединения возникают

изгибающие моменты, то расчет их ведется по другим формулам, чем в случае приварки крышек и днищ.

Приведенные ниже формулы (1.34)–(1.39) для расчета плоских круглых днищ и крышек применимы при условии $\frac{S' - C}{D_R} \leq 0,11$.

Толщина приварных круглых крышек и днищ (рис. 1.1, а) рассчитывается по формуле

$$S' = K K_0 D_R \sqrt{\frac{P}{[\sigma] \varphi}} + C, \quad (1.34)$$

где K – коэффициент, учитывающий способ крепления крышки или днища; D_R – расчетный диаметр, м. Значения K и D_R приводятся в табл. 14.17 [1.6]. Для случая, показанного на рис. 1.1, а, $K = 0,41$.

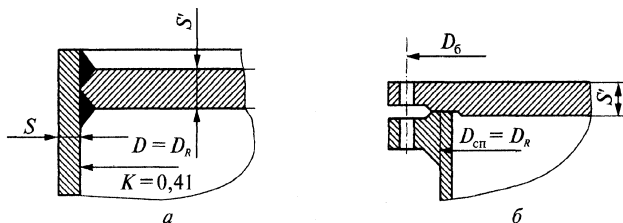


Рис. 1.1. Типы крепления крышки к корпусу аппарата:
а – приварная; б – на фланцевом соединении

Коэффициент ослабления днища или крышки отверстиями K_0 равен:

♦ при наличии одного отверстия диаметром d , м,

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left(\frac{d}{D_R}\right)^2}; \quad (1.35)$$

♦ при наличии нескольких отверстий

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D_R}\right)^3}{1 - \sum \frac{d_i}{D_R}}}; \quad (1.36)$$

♦ при отсутствии отверстий $K_0 = 1$.

Толщина плоских крышек при фланцевом их соединении с корпусом аппарата (рис. 1.1, б) рассчитывается на внутреннее избыточное давление

$$S' = K_0 K_\sigma D_R \sqrt{\frac{P}{[\sigma] \varphi}} + C, \quad (1.37)$$

где

$$K_\sigma = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\varphi \left(\frac{D_6}{D_{сп}} - 1 \right)}{\frac{D_6}{D_{сп}}}}. \quad (1.38)$$

Допускаемое давление на плоскую крышку определяется как

$$[P] = \left(\frac{S' - C}{KK_0 D_R} \right)^2 [\sigma] \varphi. \quad (1.39)$$

Численные расчеты по приведенным формулам (1.16)–(1.18), (1.22), (1.26) и (1.27) даны в примерах 4.9, 5.3.

1.3. Расчет фланцевых соединений

В химической промышленности применяют в основном следующие типы фланцев для труб, трубной арматуры и аппаратов: стальные плоские приварные к корпусу и стальные приварные встык (рис. 1.2).

При конструировании аппарата следует применять стандартные и нормализованные фланцы. Такие фланцы выпускают отдельно для арматуры и трубопроводов на D_y до 800 мм и для аппаратов на D_y от 400 мм и более. Расчет фланцевых соединений проводят в тех случаях, когда не представляется возможным применение нормализованных фланцев ввиду отсутствия фланцев требуемых параметров.

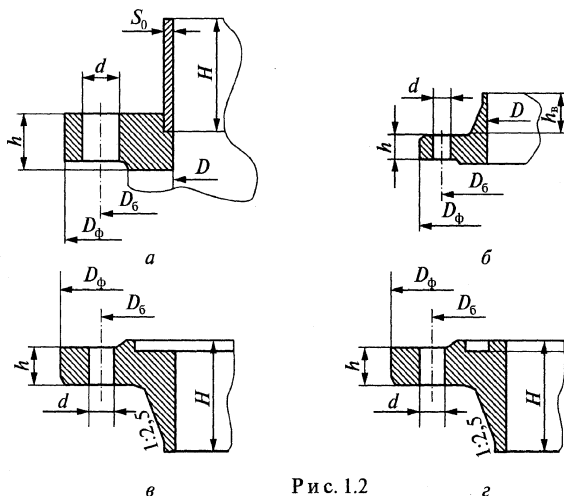


Рис. 1.2

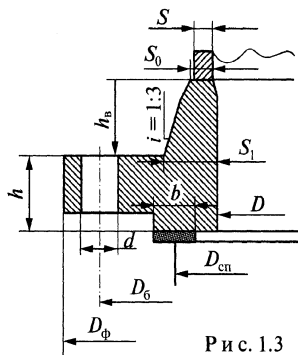


Рис. 1.3

Рис. 1.2. Типы фланцев:

а — стальной приварной к корпусу; б — приварной встык с плоской поверхностью; в — приварной встык с выступом и впадиной; г — приварной встык с шипом и пазом (1:2,5 — рекомендуемый угол конусности)

Рис. 1.3. Конструктивные размеры фланца

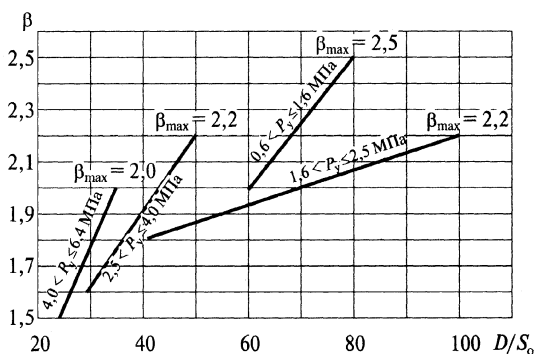
Расчет фланцевого соединения требует вычисления следующих расчетных величин:

- ♦ меньшей толщины конической втулки фланца (рис. 1.3)

$$S_0 \leq 1,35S, \text{ но } S_0 - S \leq 0,005 \text{ м}; \quad (1.40)$$

- ♦ отношения большей толщины втулки фланца к меньшей $\beta = S_1/S_0$ для приварных встык фланцев и бортов выбирают по рис. 1.4, для плоских приварных фланцев $\beta = 1$;
- ♦ большей толщины втулки фланца $S_1 = \beta S_0$, для плоских приварных фланцев принимают $S_1 = S_0$;

- ♦ высоты втулки приварного встык фланца $h_v \geq 3(S_1 - S_0)$.



Р и с. 1.4. Графики для определения коэффициента β

Кроме того, определяют:

- ♦ эквивалентную толщину втулки фланца

$$S_{\text{эк}} = S_0 \left[1 + \frac{h_v (\beta - 1)}{h_v + 0,25(\beta + 1) \sqrt{DS_0}} \right], \quad (1.41)$$

для плоского приварного фланца $S_{\text{эк}} = S_0$;

- ♦ диаметр болтовой окружности D_6 , м:

а) для приварных встык фланцев

$$D_6 \geq D + 2(S_1 + d_6 + 0,006); \quad (1.42)$$

б) для приварных плоских фланцев

$$D_6 \geq D + 2(2S_0 + d_6 + 0,006); \quad (1.43)$$

- ♦ наружный диаметр фланца

$$D_{\text{ф}} \geq D_6 + a, \quad (1.44)$$

где a – величина, зависящая от типа и размера гайки, м (табл. 1.2);

d_6 – диаметр болта, м; размер $D_{\text{ф}}$ принимают кратным 10 или 5 мм;

- ♦ наружный диаметр прокладки

$$D_{\text{п}} = D_6 - e_1,$$

где значение e_1 выбирается в зависимости от диаметра болтов и вида прокладки (табл. 1.2);

- ♦ средний диаметр прокладки

$$D_{\text{сп}} = D_{\text{п}} - b_{\text{п}}, \quad (1.45)$$

$b_{\text{п}}$ – ширина прокладки;

- ♦ эффективную ширину прокладки b_E , м:

а) для плоских прокладок:

$$b_E = 0,5 b_{\text{п}} \text{ при } b_{\text{п}} \leq 15 \text{ мм},$$

$$b_E = 0,6 \sqrt{b_{\text{п}}} \text{ при } b_{\text{п}} > 15 \text{ мм};$$

б) для прокладок восьмиугольного и овального сечений:

$$b_E = 0,125 b_{\text{п}};$$

- ♦ ориентировочное число болтов (шпилек)

$$Z_{\text{б}} = \frac{\pi D_{\text{б}}}{t_{\text{б}}}, \quad (1.46)$$

где $t_{\text{б}}$ – шаг болтов, м. Окончательное число болтов определяется как ближайшее большее кратное четырем;

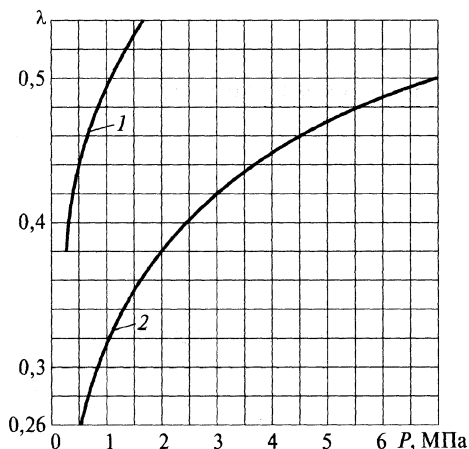
- ♦ ориентировочную толщину фланца

$$h = \lambda \sqrt{DS_{\text{эк}}}, \quad (1.47)$$

где значение λ принимается по рис. 1.5.

Таблица 1.2. Значения a и e_1 в зависимости от типа гайки и диаметра отверстий под болт

| d , мм | a , мм | | e_1 , мм | |
|----------|----------------------------|--|----------------------|-----------------------------------|
| | Шести- гранная гайка | Шестигранная гайка с уменьшенным разме- ром «под ключ» | Плоская прокладка | Прокладка овального сечения |
| 23 | 40 | 36 | 30 | 53 |
| 25 | 42 | 40 | 32 | 55 |
| 27 | 47 | 42 | 34 | 57 |
| 30 | 52 | 47 | 37 | 60 |
| 33 | 58 | 52 | 41 | 64 |
| 40 | 70 | 63 | 48 | 71 |
| 46 | 80 | 69 | 55 | 78 |
| 52 | 92 | 80 | 61 | 84 |
| 58 | 97 | 86 | 65 | 88 |
| 60 | 110 | — | — | 195 |
| 66 | 115 | — | — | 240 |
| 70 | 120 | — | — | 240 |

Р и с. 1.5. График для определения коэффициента λ :

1 — для плоских приварных фланцев; 2 — для приварных встык фланцев

Расчет фланцевого соединения, работающего под действием внутреннего давления, проводят следующим образом.

Определяют:

- ♦ нагрузку, действующую на фланцевое соединение от внутреннего избыточного давления,

$$Q = 0,785 D_{\text{сп}}^2 P; \quad (1.48)$$

- ♦ реакцию прокладки в рабочих условиях

$$R_{\text{п}} = 2\pi D_{\text{сп}} b_E m P, \quad (1.49)$$

где m — коэффициент, зависящий от конструкции и материала прокладки (табл. 1.3);

- ♦ болтовую нагрузку в условиях монтажа (до подачи внутреннего давления):

а) при $P \leq 0,6$ МПа

$$P_{61} = \max \left\{ \alpha Q + R_{\text{п}}; \pi D_{\text{сп}} b_E q; 0,4 [\sigma]_6^{20} Z_6 f_6 \right\}, \quad (1.50)$$

где α — коэффициент жесткости фланцевого соединения, находится по формуле (19.27) из [1.6]; q — расчетное значение удельного давления на прокладку (табл. 1.3), МПа; Z_6 — число болтов; f_6 — расчетная площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы;

б) при $P > 0,6$ МПа

P_{61} — максимальное значение по формуле (1.50) (без учета третьего члена);

Таблица 1.3. Расчетные параметры прокладок (ОСТ 26-373-78)

| Конструкция прокладки | Материал прокладки | m | q, МПа | [q], МПа |
|---|--|------|--------|----------|
| Плоская неметаллическая | Резина по ГОСТ 7338-77 с твердостью по прибору ТШР, МПа: | | | |
| | в диапазоне 0,76-1,2 | 0,5 | 2,0 | 18 |
| | более 1,2 | 1,0 | 4,0 | 20 |
| | Картон асбестовый по ГОСТ 2850-75 толщиной 3 мм | 2,5 | 20 | 130 |
| | Паронит* по ГОСТ 481-71 толщиной не менее 1 мм | 2,5 | 20 | 130 |
| | Фторопласт-4 по ГОСТ 10007-72 толщиной 1-3 мм | 2,5 | 10 | 40 |
| Плоская металлическая | Алюминий АД по ГОСТ 21631-76 | 4,0 | 60 | |
| | Латунь Л63 по ГОСТ 2208-75 | 4,75 | 90 | |
| | Сталь 05кп по ГОСТ 1050-74 | 5,5 | 125 | — |
| | Сталь по ГОСТ 5632-72: | | | |
| | 08Х13 | 5,5 | 125 | |
| | 08Х18Н10Т | 6,5 | 180 | |
| Плоская составная | Асбест по ГОСТ 2850-75 | | | |
| | Оболочка толщиной 0,2-0,3 мм: | | | |
| | алюминиевая | 3,25 | 38 | |
| | медная | 3,5 | 46 | — |
| | латунная | 3,5 | 46 | |
| | из стали 05кп | 3,75 | 53 | |
| | из стали 12Х18Н10Т | 3,75 | 63 | |
| Овального или восьмиугольного сечения металлическая | Сталь 05кп; 08Х13 | 5,5 | 125 | |
| | Сталь 08Х18Н10Т | 6,5 | 180 | — |

* Для сред с высокой проникающей способностью (водород, гелий, легкие нефтепродукты, сжиженные газы и т.п.).

♦ болтовую нагрузку в рабочих условиях

$$P_{62} = P_{61} + (1 - \alpha)Q; \quad (1.51)$$

- ♦ приведенные изгибающие моменты в диаметральной сечении фланца

$$M_{01} = 0,5 P_{61}(D_6 - D_{\text{сп}}); \quad (1.52)$$

$$M_{02} = 0,5 [P_{62}(D_6 - D_{\text{сп}}) + Q(D_{\text{сп}} - D - S_{\text{эк}})] \frac{[\sigma]^{20}}{[\sigma]^t}. \quad (1.53)$$

За расчетное значение M_0 принимают большее из значений M_{01} и M_{02} .

- ♦ условие прочности болтов

$$\frac{P_{61}}{Z_6 f_6} \leq [\sigma]_6^{20}; \quad \frac{P_{62}}{Z_6 f_6} \leq [\sigma]_6^t, \quad (1.54)$$

где $[\sigma]_6^{20}$, $[\sigma]_6^t$ – допускаемые напряжения материала болта соответственно при 20 °С и рабочей температуре, МПа;

- ♦ условие прочности прокладки (только для неметаллических прокладок)

$$\frac{P_{61}}{\pi D_{\text{сп}} b_{\text{п}}} \leq [q], \quad (1.55)$$

где $[q]$ находится по табл. 1.3.

В случае неудовлетворения условия (1.55) следует увеличить ширину прокладки.

Расчет на прочность приварных плоских фланцев и приварных встык фланцев проводят следующим образом.

Определяют:

- ♦ максимальное напряжение в сечении S_1 фланца

$$\sigma_1 = \frac{TM_0 \omega}{D^* (S_1 - C)^2}, \quad (1.56)$$

где $D^* = D$ при $D \geq 20 S_1$; $D^* = D + S_0$ при $D < 20 S_1$ и $\psi_3 > 1$; $D^* = D + S_1$ при $D < 20 S_1$ и $\psi_3 = 1$ (параметр ψ_3 определяется по рис. 1.6 $\left\{ x = \frac{h_{\text{в}}}{\sqrt{DS_0}} \right\}$);

$$\omega = \left[1 + 0,9\lambda (1 + \psi_1 j^2) \right]^{-1}; \quad T = \frac{K^2 (1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)} - \text{безраз-}$$

мерные параметры.

Здесь $j = \frac{h}{S_{\text{эк}}}$; $\psi_1 = 1,28 \lg K$; $K = \frac{D_{\text{ф}}}{D}$ — для плоских приварных и приварных встык фланцев (см. рис. 1.2);

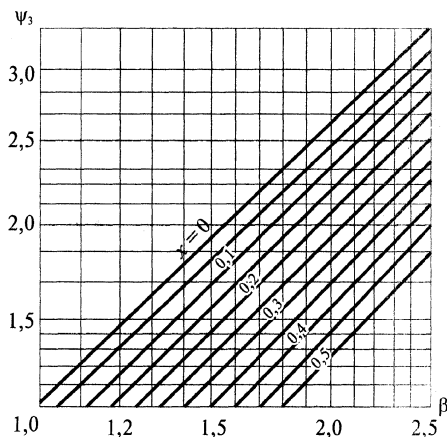


Рис. 1.6. График для определения коэффициента ψ_3

♦ максимальное напряжение в сечении S_0

$$\sigma_0 = \psi_3 \sigma_1; \quad (1.57)$$

♦ окружное напряжение в кольце фланца от действия M_0 , МПа,

$$\sigma_{\kappa} = \frac{M_0 [1 - \omega(1 + 0,9\lambda)] \psi_2}{Dh^2}, \quad (1.58)$$

где $\psi_2 = \frac{K+i}{K-1}$ — безразмерный параметр;

♦ напряжение во втулке фланца от внутреннего давления:

$$\text{тангенциальное } \sigma_x = \frac{PD}{2(S_0 - C)}; \quad (1.59)$$

$$\text{меридиональное } \sigma_y = \frac{PD}{4(S_0 - C)}; \quad (1.60)$$

♦ условие прочности фланца:

а) в сечении S_1

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_{\kappa}^2 + \sigma_1 \sigma_{\kappa}} \leq [\sigma_1]; \quad (1.61)$$

б) в сечении S_0

$$\sqrt{(\sigma_o + \sigma_y)^2 + \sigma_x^2} - (\sigma_o + \sigma_y) \sigma_x \leq \phi[\sigma_2]. \quad (1.62)$$

Если не соблюдается любое из условий (1.61) или (1.62), следует увеличить толщину фланца h . В случае необходимости учета температурных деформаций при расчете можно воспользоваться результатами [1.6].

Численные расчеты фланцевых соединений приведены в примере 3.2.

1.4. Расчет укреплений отверстий

Необходимые отверстия для штуцеров и люков в стенках корпуса, крышки, днища сварного аппарата ослабляют стенки, поэтому большинство из них укрепляют.

На рис. 1.7 показаны типовые конструкции укреплений отверстий в стенках сварных аппаратов. Наиболее рациональным и поэтому предпочтительным является укрепление патрубком штуцера (рис. 1.7, типы *a* и *б*).

Изложенная ниже методика укрепления одиночных отверстий в стенках аппаратов из пластичных материалов, работающих при статических нагрузках, применяется при следующих условиях:

- ♦ для круглых отверстий в стенках цилиндрических обечаек и сферических и эллиптических днищ

$$\frac{d}{D_B} \leq 0,6; \quad \frac{S}{D_B} \leq 0,05;$$

- ♦ для круглых отверстий в стенках конических обечаек и днищ

$$\frac{d}{D_B} \leq 0,6 \cos \alpha; \quad \frac{S}{D_B} \leq 0,05 \cos \alpha,$$

где α — половина угла при вершине конуса; остальные параметры на рис. 1.7;

- ♦ для овальных отверстий

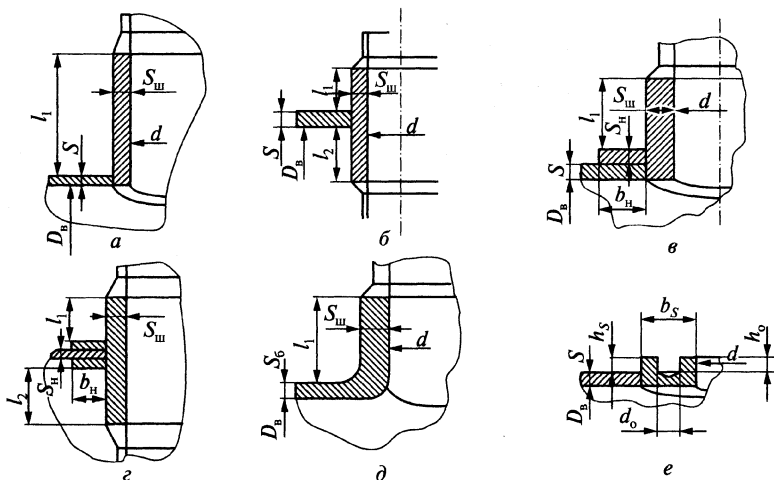
$$\frac{d'_2}{d'_1} \leq 1 + 2 \frac{\sqrt{D_B(S-C)}}{d_1},$$

где d'_1, d'_2 — длины меньшей и большей осей овального отверстия. При расчете укрепления овальных отверстий используют параметр d — длину большей оси овального отверстия, т.е. $d = d'_2$.

Отверстие считается одиночным, если ближайшее к нему отверстие не оказывает на него влияние, что возможно, когда расстояние между центральными осями соответствующих штуцеров удовлетворяет условию

$$A_d \geq 0,7(d_1 + d_2) + S_{ш1} + S_{ш2}, \quad (1.63)$$

где A_d — расстояние между осями штуцеров, м; d_1, d_2 — внутренние диаметры первого и второго штуцеров, м; $S_{ш1}, S_{ш2}$ — толщина стенки первого и второго штуцеров, м.



Р и с. 1.7. Расчетные схемы для различных конструкций укрепления отверстий в стенках аппаратов, работающих при статических нагрузках:

a — укрепление односторонним штуцером; *б* — двусторонним штуцером; *в* — односторонним штуцером и накладкой; *г* — двусторонним штуцером и двумя накладками; *д* — отбортовкой и штуцером; *е* — бобышкой

Если расстояние A между двумя смежными отверстиями будет меньше A_d , то расчет укреплений можно производить так же, как для одиночного отверстия с условным диаметром

$$d_y = A + 0,5(d_1 + d_2) + 2C, \quad (1.64)$$

где C — конструктивная прибавка, м.

Наибольший допустимый диаметр d_d , м, одиночного отверстия в стенке, не требующего дополнительного укрепления, определяется по формуле

$$d_d = 2 \left[\left(\frac{S-C}{S'} - 0,8 \right) \sqrt{D_b(S-C)} - C \right], \quad (1.65)$$

где S' — номинальная расчетная толщина стенки корпуса аппарата без конструктивной прибавки и при $\varphi_{ш} = 1$, м; φ — коэффициент прочности сварного шва.

Если диаметр отверстия $d \leq d_d$, то укрепления отверстия (и соответственно дальнейшего расчета) не требуется. Если $d > d_d$, то необходимо выбрать тип укрепления и для него выполнить изложенные ниже условия.

В случае приварки штуцера или трубы к стенке аппарата по схемам *a* и *б* на рис. 1.7 (наиболее часто встречающийся случай при конструировании) укрепление отверстия этим штуцером является достаточным, если соблюдаются условия:

- ♦ при одностороннем штуцере (схема *a*)

$$(d - d_d) S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{ш} - S'_{ш} - C); \quad (1.66)$$

- ♦ при двустороннем штуцере (схема *б*)

$$(d - d_d) S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{ш} - S'_{ш} - C) + 2l_2(S_{ш} - 2C), \quad (1.67)$$

где $S'_{ш}$ — номинальная расчетная толщина стенки штуцера (без прибавок и при $\varphi = 1$), м.

При несоблюдении условий (1.66), (1.67) в соединение необходимо вводить дополнительные укрепления в виде местного утолщения стенки штуцера, местного утолщения укрепляемой стенки или накладки. Толщину стенки штуцера, участвующей в укреплении, исходя из рациональной сварки, не рекомендуется увеличивать более чем до $2S$.

При укреплении отверстия штуцером и накладкой первоначальная толщина стенки не увеличивается, а толщину укрепляющей накладки S_n принимают равной толщине стенки S .

Укрепление в этом случае обеспечивается при условиях: для схемы *в* (рис. 1.7)

$$(d - d_d) S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{ш} - S'_{ш} - C) + 2(b_n + S_{ш} - S'_{ш} - C) S_n; \quad (1.68)$$

для схемы *з*

$$(d - d_d) S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C) + 2l_2(S_{\text{ш}} - 2C) + 2(b_{\text{н}} + S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C)S_{\text{н}}. \quad (1.69)$$

Если условия (1.68) или (1.69) не будут выполнены, то необходимо увеличить толщину стенки штуцера $S_{\text{ш}}$ (до $S_{\text{ш}} \leq 2S$), либо толщину накладки $S_{\text{н}}$ (в тех же пределах), либо то и другое до соблюдения указанных условий.

При приварке штуцера или трубы к отбортованной стенке по схеме *д* (рис. 1.7) укрепление отверстий отбортовкой и штуцером является достаточным, если соблюдено условие

$$(d + 2S_6 - d_d) S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C). \quad (1.70)$$

Следует иметь в виду, что толщина отбортовки S_6 из технологических соображений может быть не более $0,8S$, чем и ограничивается применение таких укреплений.

Укрепление отверстий бобышкой по схеме *е* (рис. 1.7) является достаточным, если соблюдено условие

$$(d - d_d) S' \leq 2[(b_{\text{н}} - S'_{\text{ш}} - C)h_s - d_o h_o]. \quad (1.71)$$

Ширина накладки $b_{\text{н}}$ (или бобышки) рассчитывается по формуле

$$b_{\text{н}} = \sqrt{D_{\text{в}}(S - C)}. \quad (1.72)$$

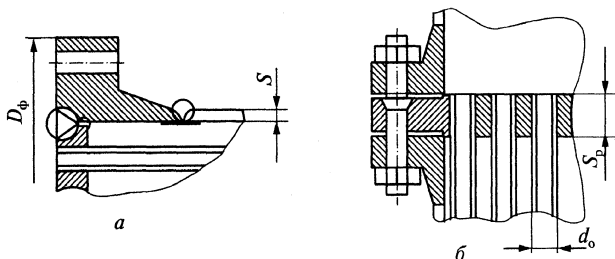
Численный расчет укрепления отверстий приведен в примере 4.2.

1.5. Расчет трубных решеток

Одним из основных элементов кожухотрубчатых теплообменников и греющих камер выпарных аппаратов являются трубные решетки, в которых закрепляются трубы. Наиболее рационально по плотности упаковки труб размещение их по вершинам равносторонних треугольников. Размещение по вершинам квадратов удобнее при необходимости чистки межтрубного пространства.

Расчет толщины трубной решетки зависит от ее конструкции и конструктивной схемы аппарата. С точки зрения конструкции трубной решетки и ее расчета их можно разделить на два типа (рис. 1.8):

- ♦ трубные решетки, приваренные к корпусу аппарата, используют-ся в кожухотрубчатых теплообменниках жесткой конструкции с температурным компенсатором или расширителем на кожухе;
- ♦ трубные решетки, закрепленные фланцевым соединением, используют-ся в теплообменниках с плавающей головкой и U-образными трубами.



Р и с. 1.8. Варианты крепления трубной решетки:
а — сваркой; б — фланцевым соединением

При расчете трубной решетки применяется упрощенный метод расчета, а при необходимости — уточненный.

Для расчета толщины трубной решетки определяют вспомога-тельные величины:

- ♦ относительную характеристику беструбного края

$$m_n = a/a_1,$$

где a — внутренний радиус кожуха, мм; a_1 — расстояние от оси ко-жуха до наиболее удаленной трубы;

- ♦ коэффициенты влияния давления на трубную решетку

$$\eta_m = 1 - \frac{id_r^2}{4a_1^2}; \quad \eta_r = 1 - \frac{i(d_r - 2S_r)^2}{4a_1^2},$$

где i — число труб; d_r — наружный диаметр трубы; S_r — толщина стенки трубы;

- ♦ коэффициент ослабления трубной решетки

$$\phi_p = 1 - \frac{d_o}{t_p},$$

где d_o — диаметр отверстия в решетке; t_p — шаг расположения от-верстий в решетке;

- ♦ коэффициент жесткости перфорированной плиты ψ_0 определяется по табл. 1.4 в зависимости от η_T ;
- ♦ модуль упругости основания (системы труб)

$$K_y = \frac{E_T(\eta_T - \eta_M)}{l},$$

где E_T — модуль продольной упругости материала труб, МПа; l — половина длины труб, мм;

Таблица 1.4. Зависимость коэффициента жесткости перфорированной плиты от η_T

| | | | | | | | | | |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| η_T | 0,45 | 0,5 | 0,55 | 0,6 | 0,65 | 0,7 | 0,75 | 0,8 | 0,85 |
| ψ_0 | 0,15 | 0,20 | 0,25 | 0,30 | 0,37 | 0,44 | 0,51 | 0,59 | 0,68 |

- ♦ приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха:

$$\rho = \frac{K_y a_1 l}{E_K S_K},$$

где E_K — модуль продольной упругости материала кожуха, МПа; S_K — толщина стенки кожуха, мм;

- ♦ коэффициенты жесткости системы трубы—кожух:

а) для теплообменников с неподвижными трубными решетками $K_d = 1$, $K_p = 1$;

б) для теплообменников с компенсатором на кожухе

$$K_d = 1 + \frac{\pi a E_K S_K}{l K_K}, \quad K_K = \frac{E_{\text{ком}} \delta_K^3}{n_{\text{ком}} d_K^2} A_K,$$

где K_K — коэффициент жесткости компенсатора; $E_{\text{ком}}$ — модуль продольной упругости материала компенсатора, МПа; δ_K — толщина стенки компенсатора, мм; A_K есть функция от $\beta_K = \frac{d_K}{D_K}$ и на-

ходится по табл. 1.5; D_K , d_K — соответственно наружный и внутренний диаметры компенсатора, мм;

в) для теплообменников с расширителем на кожухе коэффициенты K_d и K_p можно найти в ОСТ 26.1185–81;

- ♦ приведенные давления

$$P_o = [\alpha_k(t_k - t_o) - \alpha_r(t_r - t_o)]K_y l + [\eta_r - 1 + m_{cp} + m_n(m_n + 0,5\beta K_d)] \times \\ \times P_r - [\eta_m - 1 + m_{cp} + m_n(m_n + 0,3\beta K_p)]P_m,$$

где $m_{cp} = \frac{0,5 i (d_r - S_r)^2}{a_1^2}$; α_k, α_r — коэффициенты линейного рас-

ширения материалов соответственно кожуха и труб, $1/^\circ\text{C}$; $t_k, t_r, t_o \approx 20^\circ\text{C}$ — соответственно средняя температура стенки кожуха, стенок труб и температура сборки аппарата, $^\circ\text{C}$; P_r, P_m — расчетные давления соответственно в трубном пространстве и межтрубном,

МПа; $\beta = \frac{1,8}{S_p} \sqrt[4]{\frac{K_y S_p}{\psi_o E_p}}$; S_p — толщина трубной решетки, мм; E_p —

модуль упругости материала трубной решетки, МПа.

Таблица 1.5. Зависимость A_k от β_k

| | | | | | | | | |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| β_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 | 65,9 | 40,1 | 44,8 | 50,0 |
| β_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 |
| β_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 |
| β_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 |

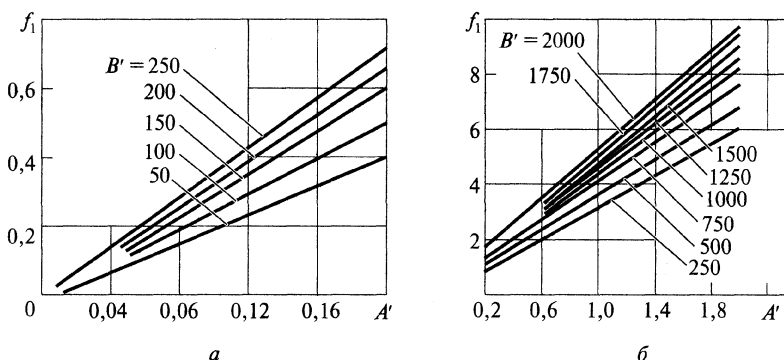
Упрощенный расчет выполняют для аппаратов, предназначенных для работы под давлением до 3,4 МПа и при перепаде температур труб и кожуха не более 40°C , а также при $\frac{a-a_1}{S_p} \leq 3$.

Толщина трубной решетки

$$S_p = \frac{f_1 S_k}{(\eta_r - \eta_m) + C}, \quad (1.73)$$

где $f_1 = f(A', B')$ — вспомогательная функция (рис. 1.9); C — конструктивная прибавка, мм; $A' = \frac{0,5 P_o}{[\sigma]_p \Phi_p}$; $B' = \frac{\psi_o l}{S_k}$; $[\sigma]_p$ — допуска-

емое напряжение для материала решетки в условиях малоциклового нагружения, МПа; $\varphi_p = 1 - \frac{d_o}{t_p}$ — коэффициент ослабления трубной решетки.



Р и с. 1.9. Зависимость f_1 от A' и B' :
а — $B' = 50-250$; б — $B' = 250-2000$

Для аппаратов, у которых трубная решетка закрепляется фланцевым соединением (аппараты с U-образными трубами, плавающей головкой и компенсатором на плавающей головке), расчет толщины трубной решетки, мм, ведется по формуле

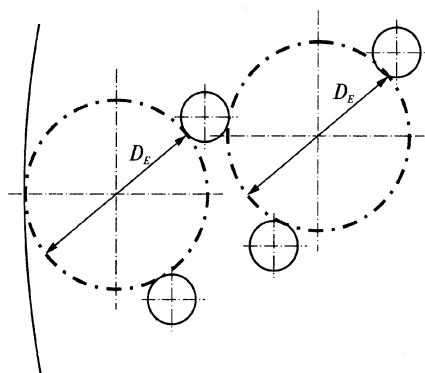
$$S_p = \frac{D_{\text{сп}}}{4,2} \sqrt{\frac{P}{\varphi_p [\sigma]_p}} + C, \quad (1.74)$$

где $D_{\text{сп}}$ — средний диаметр прокладки, мм; $P = \max \{P_M; P_T; P_T - P_M\}$; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение для материала решетки, МПа.

Расчетная толщина трубной решетки должна обеспечивать возможность крепления труб в решетке и во всех случаях отвечать условию

$$S_p \geq 0,5 D_E \sqrt{\frac{P_T - P_M}{[\sigma]_p}} + C, \quad (1.75)$$

где D_E — максимальный диаметр окружности, вписанный в площадь решетки, не занятой трубами, мм (рис. 1.10).



Р и с. 1.10. Схема определения диаметра окружности, вписанной в беструбную зону

Толщина решетки, выполненной за одно целое с фланцем, должна быть не менее толщины кольца ответного фланца.

Для аппаратов, многоходовых по трубному пространству, толщина трубной решетки в сечении канавки для перегородки в распределительной камере определяется как

$$S_n \geq (S_p - C) \max \left[1 - \sqrt{\frac{d_o}{b_n} \left(\frac{t_n}{t_p} - 1 \right)}; \sqrt{\Phi_p} \right] + C, \quad (1.76)$$

где t_n — шаг расположения отверстий в зоне паза (канавки), мм;
 b_n — ширина паза под прокладку, мм.

В случае, если конструкция не отвечает требованиям, изложенным в начале упрощенного расчета, проводят уточненный расчет.

Условие прочности крепления трубы в решетке имеет вид

$$N_T \leq [N]_{\text{тр}}, \quad (1.77)$$

где

$$N_T = \frac{\pi a_1^2}{i} [(\eta_m P_m - \eta_T P_T) + f_o P_o] - \quad (1.78)$$

осевое усилие в трубе, Н; $f_o = 0,4$ для аппаратов с неподвижными трубными решетками; i — число труб; $[N]_{\text{тр}}$ — допускаемые нагрузки на соединение трубы с решеткой, причем

♦ для случая развальцовки

$$[N]_{\text{тр}} = \pi d_t l_v [q], \quad (1.79)$$

l_b — глубина развальцовки труб, мм; $[q] = 14,7$ МПа для гладкозавальцованных труб; $[q] = 29,4$ МПа для труб, завальцованных в пазы; $[q] = 39,2$ МПа для труб, завальцованных с отбортовкой;

- ♦ для случая приварки и приварки с подвальцовкой

$$[N]_{\text{тр}} = \pi d_{\text{т}} \delta \varphi_{\text{с}} \min \{ [\sigma]_{\text{т}}; [\sigma]_{\text{р}} \}, \quad (1.80)$$

$\varphi_{\text{с}} = \min \{ 0,5; (0,95 - 0,2 \lg N) \}$; $[\sigma]_{\text{т}}, [\sigma]_{\text{р}}$ — допускаемые напряжения для материала соответственно трубы и решетки, МПа; δ — высота сварного шва в месте приварки трубы к решетке, мм;

- ♦ для случая развальцовки с обваркой

$$[N]_{\text{тр}} = d_{\text{т}} l_b [q] + 1,9 d_{\text{т}} \delta \varphi_{\text{с}} \min \{ [\sigma]_{\text{т}}; [\sigma]_{\text{р}} \}. \quad (1.81)$$

Численный расчет трубной решетки приведен в примере 3.2.

1.6. Проверка необходимости установки температурных компенсаторов

Кроме напряжений, возникающих под действием сил давления и различных внешних нагрузок, в аппаратах, особенно теплообменниках, могут возникнуть дополнительные, температурные напряжения, напряжения, обусловленные неодинаковыми температурными удлинениями жестко соединенных деталей. Если суммарные напряжения больше допустимых, в аппаратах следует установить компенсаторы.

Как показала теория и практика, в теплообменных аппаратах жесткой конструкции установка температурных компенсаторов не обязательна, если разность средних температур теплоносителей не превышает 30 °С. В остальных случаях следует проверить необходимость установки компенсаторов.

Компенсаторы приваривают к кожуху теплообменного аппарата и трубопроводам с предварительным растяжением или сжатием (в зависимости от условий работы) для увеличения в 2 раза его компенсирующей способности. Большое распространение получили линзовые компенсаторы. Такие компенсаторы, применяемые в теплообменниках типа К и «труба в трубе», стандартизованы для давления $P_y \geq 2,5$ МПа и температуры от –70 до 700 °С.

Для определения необходимости установки компенсаторов используют формулы:

♦ для труб

$$\sigma_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{т}}}{\pi(d_{\text{т}} - S_{\text{т}}) S_{\text{т}}} \leq [\sigma]_{\text{тр}}, \quad (1.82)$$

где $[\sigma]_{\text{тр}}$ – допускаемое напряжение для материала труб, МПа; значение $N_{\text{т}}$ находится по (1.78);

♦ для кожуха

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{S_{\text{к}}} \leq [\sigma]_{\text{к}}; \quad (1.83)$$

где

$$Q_{\text{к}} = 0,5a \left(P_{\text{т}} - \frac{P_{\text{о}}}{1 + \rho K_{\text{д}}} \right), \text{ Н/мм}; \quad (1.84)$$

$K_{\text{д}} = 1$ – для аппаратов с неподвижными трубными решетками; $[\sigma]_{\text{к}}$ – допускаемое напряжение для материала кожуха, МПа.

В случае невыполнения (1.82), (1.83) установка температурного компенсатора обязательна.

1.7. Расчет опор аппаратов

Установка аппаратов на фундамент осуществляется преимущественно с помощью опор. Непосредственно на фундаменты устанавливаются лишь аппараты с плоским днищем, предназначенные главным образом для работы под налив.

В зависимости от рабочего положения аппарата различают опоры для вертикальных аппаратов и опоры для горизонтальных аппаратов.

При установке вертикальных аппаратов на открытой площадке, когда отношение высоты опоры к диаметру аппарата $H/D \geq 5$, рекомендуется применять цилиндрические или конические опоры (рис. 1.11, а, б) высотой H' не менее 600 мм. Для аппаратов с эллиптическими днищами, устанавливаемых на фундамент внутри помещения, а также при $H/D < 5$ рекомендуется применять опоры,

изображенные на рис. 1.11, в. При подвеске аппаратов между перекрытиями или при установке их на специальные опорные конструкции применяют лапы (рис. 1.11, г). Опоры для горизонтальных цилиндрических аппаратов могут быть съемными (рис. 1.11, д, слева) или жестко соединенными с аппаратом (рис. 1.11, д, справа).

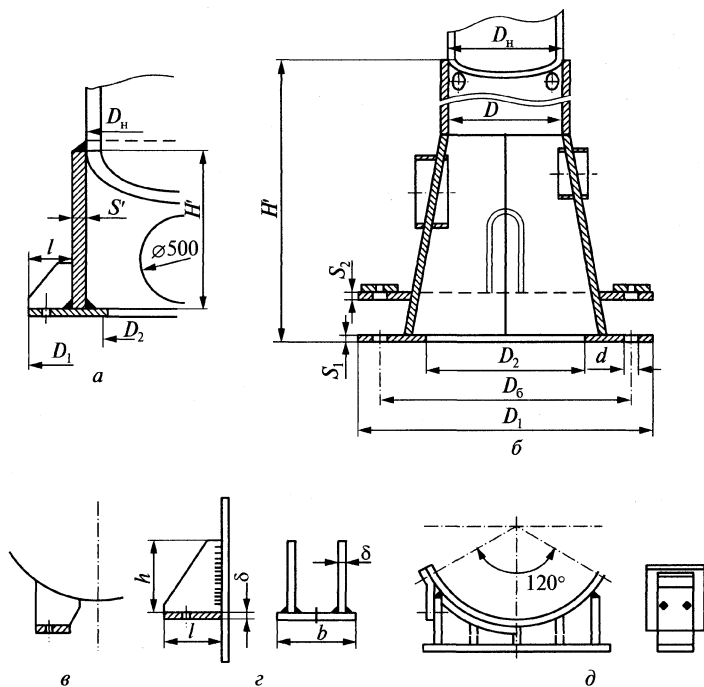


Рис. 1.11. Типы опор аппаратов:

а — цилиндрическая опора; *б* — коническая опора; *в* — стойки; *г* — лапы; *д* — седловая опора

Число седловых опор (рис. 1.11, д) должно быть не менее 2. При этом одна опора должна быть неподвижной, остальные — подвижными. Расстояние между неподвижной опорой и подвижной выбирается так, чтобы температурные удлинения аппарата между смежными опорами не превышали 35 мм.

При расчете лап определяют размеры ребер. Отношение вылета ребра к его высоте l/h (рис. 1.11, г) рекомендуется принимать равным 0,5. Толщину ребра определяют по формуле

$$\delta = \frac{2,24 G_{\max}}{KnZl[\sigma]} + C, \quad (1.85)$$

где G_{\max} – максимальный вес аппарата, МН (обычно бывает при гидроиспытаниях); n – число лап; Z – число ребер в одной лапе (одно или два); l – вылет опоры, м; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на сжатие (можно принимать равным 100 МПа); коэффициент K в начале принимают равным 0,6, а затем уточняют по графику на рис. 1.12.

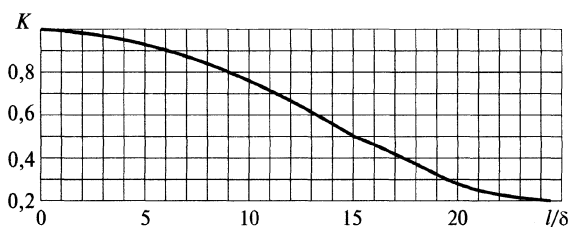


Рис. 1.12. График для определения коэффициента K в (1.85)

Толщину опорной части принимают не менее толщины ребра δ . Прочность сварных швов должно отвечать условию

$$\frac{G_{\max}}{n} \leq 0,7 L_{\text{ш}} h_{\text{ш}} [\tau]_{\text{ш}}, \quad (1.86)$$

где $L_{\text{ш}}$ – общая длина сварных швов, м; $h_{\text{ш}}$ – катет сварного шва, м (обычно $h_{\text{ш}} = 0,008$ м); $[\tau]_{\text{ш}}$ – допускаемое напряжение материала шва на срез, МПа ($[\tau]_{\text{ш}} \approx 80$ МПа).

Расчет седловых опор (рис. 1.11, д) сводится в основном к выбору числа опор и проверке необходимости установки (приварки) накладки к аппарату под опорную поверхность опоры. В химической промышленности обычно устанавливают 2–3 опоры. Рассмотрим расчет аппаратов с двумя седловыми опорами:

- ♦ реакция опоры для аппарата, установленного на двух опорах,

$$Q = 0,5 G,$$

где G – вес аппарата в рабочем состоянии, МН;

- ♦ изгибающий момент в середине аппарата

$$M_1 = Q(f_1 L - a); \quad (1.87)$$

- ♦ изгибающий момент в сечении под опорой

$$M_2 = \frac{Q_a}{f_2} \left(1 - \frac{a}{L} + 0,5f_2 \frac{D}{a} - f_2 \right), \quad (1.88)$$

где f_1, f_2 – коэффициенты, принимаемые по рис. 1.13, 1.14 в зависимости от параметров L/D и H_k/D ; остальные параметры показаны на рис. 1.15;

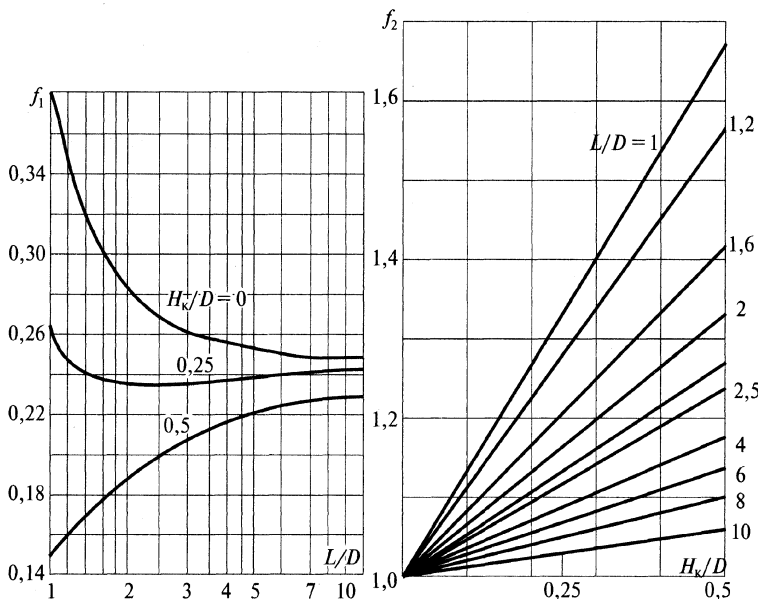


Рис. 1.13. График для определения коэффициента f_1

Рис. 1.14. График для определения коэффициента f_2

- ♦ изгибающий момент в сечении над приварной седловой опорой в случае ее скольжения по опорной плите

$$M'_2 = M_2 + 0,08 Q (h_1 + h_2), \quad (1.89)$$

где h_1, h_2 – наибольшая и наименьшая высоты ребер опоры.

Прочность стенки аппарата от совместного действия внутреннего давления P и изгиба от реакции опор проверяется в двух сечениях: посередине пролета

$$\sigma_1 = \frac{PD}{4(S-C)} + 1,275 \frac{M_1}{D^2(S-C)} \leq \varphi [\sigma]; \quad (1.90)$$

над опорой

$$\sigma_2 = \frac{PD}{4(S-C)} + 1,275 \frac{M_2}{K_\delta D^2(S-C)} \leq \varphi[\sigma], \quad (1.91)$$

где $K_\delta = f(\delta)$ – коэффициент для обечаек, не укрепленных кольцами жесткости в опорном сечении, определяемый по рис. 1.16 в зависимости от угла обхвата аппарата седловой опорой δ ; при установке в обечайки колец жесткости в опорном сечении аппарата $K_\delta = 1$; S – толщина стенки аппарата, м; C – конструктивная прибавка, м; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала корпуса аппарата, МПа.

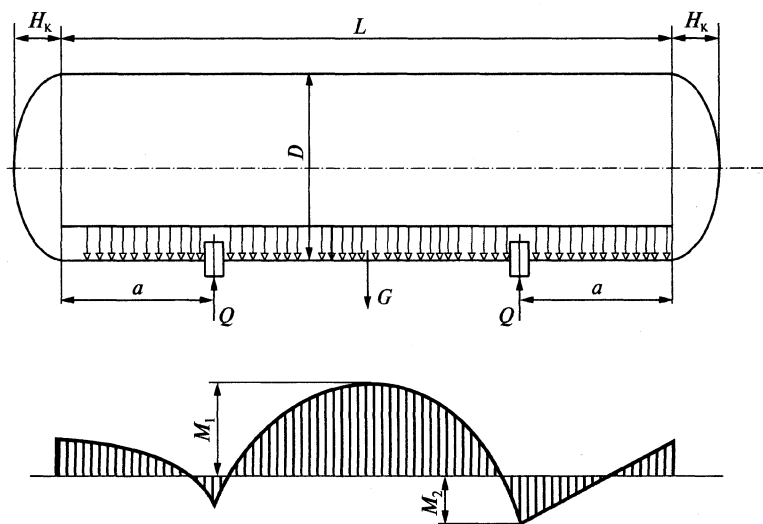
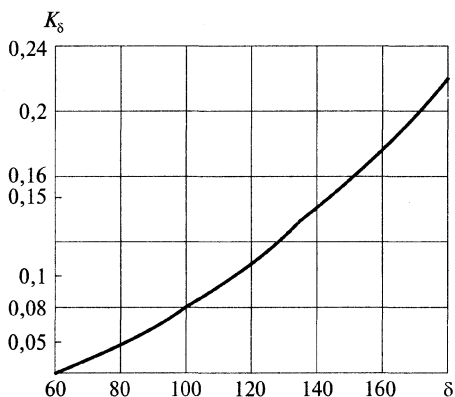


Рис. 1.15. Расчетные нагрузки в горизонтальных аппаратах, установленных на двух седловых опорах

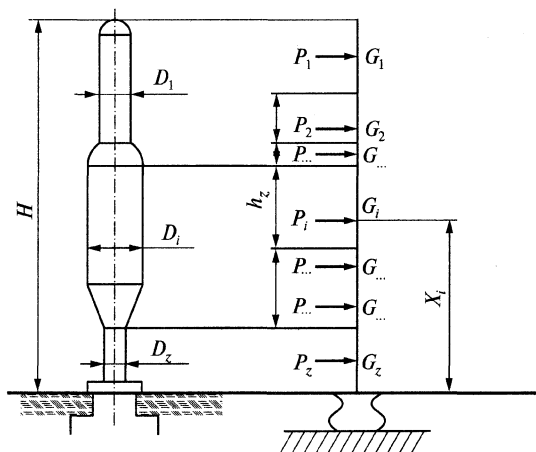
В случае невыполнения условия (1.90) или (1.91) необходима соответственно установка трех опор или установка (приварка) накладки к аппарату под опорную поверхность опоры. Толщина накладки обычно принимается равной толщине стенки корпуса аппарата.

При наличии колец жесткости на корпусе аппарата и числе опор больше 2 расчет ведется по формулам, приведенным в [1.6].



Р и с. 1.16. График для определения коэффициента K_δ

Расчет цилиндрических и конических опорных обечаек для аппаратов, устанавливаемых вне помещения, ведут с учетом совместного действия осевой нагрузки (силы тяжести аппарата, его среды и опирающихся на него внешних устройств — трубопроводов, площадок, лестниц, изоляции и др.), изгибающих моментов от ветровых и эксцентрических нагрузок, а также с учетом сейсмического воздействия для районов с сейсмичностью более 7 баллов (по 12-балльной шкале). Расчетам на ветровую нагрузку подлежат все колонные аппараты, устанавливаемые на открытой площадке, ес-



Р и с. 1.17. Расчетная схема аппарата

ли их высота $H > 10$ м и $H \geq 1,5 D_{\min}$, а также $H < 10$ м, но $H > D_{\min}$, где D_{\min} — наименьший из наружных диаметров аппарата.

При расчете изгибающих моментов от ветровых нагрузок используют расчетную схему аппарата в виде консольного упругого защемленного стержня (рис. 1.17). Аппарат по высоте разбивают на $z \geq 5$ участков и во всех случаях высота участка $h_z \leq 10$ м. Вес каждого участка G_i принимают сосредоточенным в середине участка. Ветровую нагрузку заменяют сосредоточенными силами P_i , действующими в горизонтальном направлении и приложенными в серединах участков. Сейсмические силы прикладываются также горизонтально в серединах участков.

Расчет опор выполняют в следующей последовательности.

1. *Определение периода собственных колебаний аппарата:*

- ♦ период T , с, основного тона собственных колебаний аппарата постоянного сечения с приблизительно равномерно распределенной по высоте массой без учета особенностей грунта

$$T = 1,8H \sqrt{\frac{G}{g} \frac{H}{EJ}}, \quad (1.92)$$

где J — момент инерции верхней части основного металлического сечения аппарата относительно центральной оси, м^4 ; E — модуль продольной упругости материала корпуса аппарата, Н/м^2 ; G — общий вес аппарата, Н ; g — ускорение силы тяжести, м/с^2 ;

- ♦ период основного тона собственных колебаний аппарата переменного сечения (по диаметру и толщине стенки корпуса)

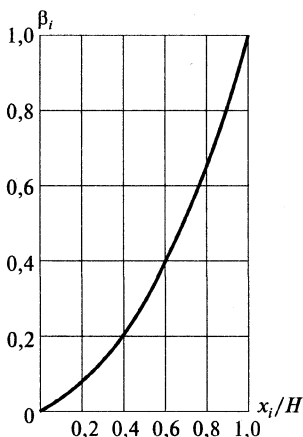
$$T = 2\pi H \left(\sum_{i=1}^z G_i a_i^2 \right)^{-\frac{1}{2}} \left[g \left(\frac{H}{2EJ_1} v + \frac{1}{C_F J_F} \right) \right]^{-\frac{1}{2}}, \quad (1.93)$$

где J_1 — момент инерции площади поперечного сечения первого (верхнего) участка переменного сечения, м^4 ; a_i — относительное перемещение центров тяжести участков, $1/(\text{Н} \cdot \text{м})$, равное

$$a_i = v \frac{H}{2EJ_1} \beta_i + \frac{x_i}{HC_F J_F}; \quad (1.94)$$

где β_i — коэффициент, определяемый по рис. 1.18; x_i — расстояние от поверхности земли до центра тяжести рассматриваемого участка (см. рис. 1.17); C_F — коэффициент неравномерности сжатия

грунта, Н/м^3 (выбирается по табл. 1.6); J_F — минимальный момент инерции площади подошвы фундамента, м^4 .



Р и с. 1.18. График для определения коэффициента пульсации скоростного напора ветра β_i

Таблица 1.6. Коэффициент неравномерности сжатия грунта

| № п/п | Грунт | C_F МН/м ³ |
|-------|--|-------------------------|
| 1 | Слабый (материал и шлам в пластичном состоянии, пылевой песок в состоянии средней плотности) | 60 |
| 2 | Средней плотности (материал и шлам на границе течения и песок средней плотности) | 60–100 |
| 3 | Плотный (твердый глинистый шлам, гравий и гравийный песок, плотный лёсс) | 100–200 |
| 4 | Скальный | 200 |

Коэффициент ν , входящий в (1.93) и (1.94), определяют по следующей формуле:

$$\nu = \frac{2}{H^3} \left[H_1^3 (\Delta + \lambda) + H_2^3 \mu + 2 \frac{J_1}{J_3} H_1 H_2 H_3 \right], \quad (1.95)$$

где H_1, H_2, H_3, J_1, J_3 — высоты и моменты инерции площади поперечного сечения частей аппарата (рис. 1.19, а); Δ, λ, μ — коэффициенты, определяемые по рис. 1.19, б–г.

Для аппаратов с двумя переменными жесткостями J_1 и J_2 в формуле (1.95) следует принимать $H_3 = 0$; то же при определении коэффициентов Δ, λ, μ по рис. 1.19.

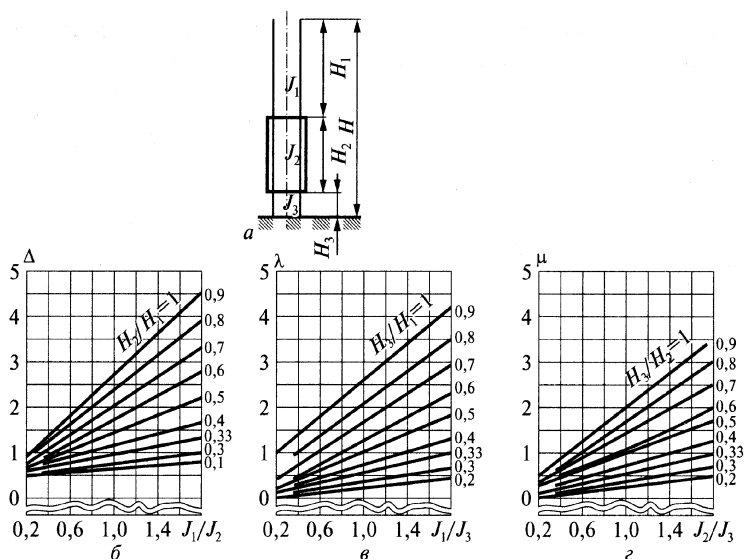


Рис. 1.19. Пояснение к (1.95) и графики для определения коэффициентов Δ , λ , μ

2. Определение изгибающего момента от ветровой нагрузки:

- ♦ изгибающий момент от ветровой нагрузки в расчетном сечении аппарата на высоте x_0 от поверхности земли

$$M_{\text{в}} = \sum_{i=1}^n P_i (x_i - x_0); \quad (1.96)$$

- ♦ общий изгибающий момент от ветровой нагрузки для аппаратов, оборудованных площадками обслуживания,

$$M_{\text{во}} = \sum_{i=1}^n P_i (x_i - x_0) + \sum_{i=1}^m M_{\text{вп}}, \quad (1.97)$$

где n — число участков аппарата над расчетным сечением; m — число площадок над расчетным сечением; P_i — сила, действующая на i -й участок аппарата от ветрового напора для цилиндрического корпуса, H , определяется как

$$P_i = 0,6 \beta_i q_i D_{\text{н}i} h_i, \quad (1.98)$$

(для аппаратов коробчатой формы вместо коэффициента 0,6 принимается коэффициент 1,4); $\beta_i = 1 + m_j \varepsilon$ — коэффициент увеличе-

ния скоростного напора, вызванного динамическим воздействием на аппарат возможных порывов ветра, колебаний аппарата и явления резонанса; ε – коэффициент динамичности, определяемый по графику (рис. 1.20); D_{ni} – наружный диаметр аппарата на i -м участке с учетом теплоизоляции (при ее наличии), м; h_i – высота i -го участка, м; q_i – нормативный скоростной напор ветра, Н/м²; $M_{вп}$ – изгибающий момент от действия ветрового напора на обслуживающую площадку, Н·м:

$$M_{вп} = 1,4 q_0 \theta_j (x_i - x_0) (1 + 0,75 \xi \chi_i m_j) \sum F_i, \quad (1.99)$$

где q_0 – нормативный скоростной напор ветра на высоте 10 м, Н/м²; $\theta_j = (0,1 x_j)^{0,32}$ – коэффициент, учитывающий изменение скоростного напора ветра по высоте аппарата; m_j – коэффициент пульсации, определяемый по графику (рис. 1.21); χ_i – коэффициент, определяемый по рис. 1.22; $\sum F_i$ – сумма площадей проекций профилей i -й площадки на вертикальную плоскость, м².

Изгибающий момент при отсутствии данных о форме площадки для обслуживания аппарата определяют по формуле

$$M_{вп} = 0,85 q_0 \theta_j (x_i - x_0) (1 + 0,75 \xi \chi_j m_j) \sum F'_i, \quad (1.100)$$

где F'_i – площадь проекции участка аппарата в месте расположения площадки, включая последнюю, на вертикальную плоскость, м².

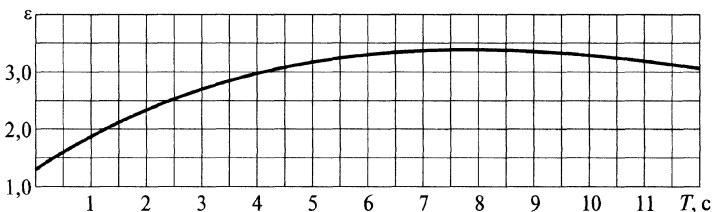


Рис. 1.20. Зависимость коэффициента динамичности ε от T

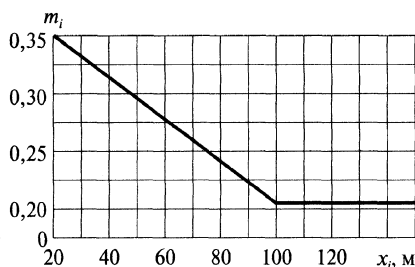
Расчету на сейсмические воздействия подлежат все вертикальные аппараты, устанавливаемые в районах с сейсмичностью не менее 7 баллов (по 12-балльной шкале) независимо от того, где они находятся: в помещении или на открытой площадке.

При расчете на сейсмичность аппарат разбивают на z участков:

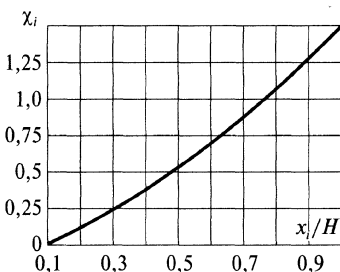
- ♦ расчетную сейсмическую силу в середине i -го участка для первой формы колебаний аппарата определяют по формуле

$$Q_i = K_s \beta G_i a_i \left(\sum_{i=1}^z G_i a_i \right) \left(\sum_{i=1}^z G_i a_i^2 \right)^{-1}, \quad (1.101)$$

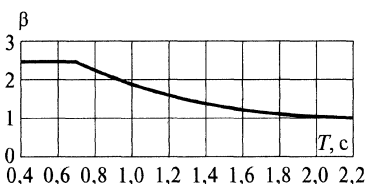
где K_s – сейсмический коэффициент, причем $K_s = 0,1$ при расчетной сейсмичности 7 баллов, $K_s = 0,2$ при 8 баллах, $K_s = 0,4$ при 9 баллах; a_i – коэффициент, определяемый по формуле (1.94); β – коэффициент динамичности сейсмической нагрузки (рис. 1.23), но во всех случаях β принимают не менее 0,8 и не более 2,5;



Р и с. 1.21. Зависимость коэффициента пульсации скоростного напора ветра m_i от



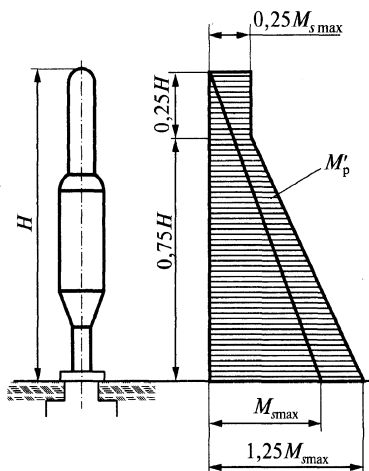
Р и с. 1.22. График для определения коэффициента χ_i



Р и с. 1.23. График для определения коэффициента динамичности сейсмической нагрузки β

♦ максимальный изгибающий момент от сейсмических воздействий (рис. 1.24) в нижнем сечении аппарата при учете только первой формы колебаний

$$M_{s \max} = \sum_{i=1}^z Q_i x_i; \quad (1.102)$$



Р и с. 1.24. Эпюра для определения изгибающего момента M'_p

- ♦ расчетный изгибающий момент от сейсмической нагрузки в том же сечении опоры аппарата с учетом влияния высших форм колебаний (при $T \geq 0,6$ с)

$$M'_{s \max} = 1,25 M_{s \max}; \quad (1.103)$$

- ♦ расчетный изгибающий момент M'_p в сечении аппарата на расстоянии x_i от поверхности земли с учетом влияния высших форм колебаний определяется в зависимости от $M_{s \max}$ по эпюре изгибающих моментов (см. рис. 1.24);
- ♦ расчетный изгибающий момент M_p цилиндрических (конических) опор аппаратов с учетом сейсмической нагрузки принимается: для рабочих условий большее из двух значений

$$M_p = M_{G1} + M_b \quad \text{или} \quad M_p = M_{G1} + M_s; \quad (1.104)$$

для условий монтажа, т.е. при минимальном весе аппарата, большее из двух значений

$$M_p = M_{G3} + M_b \quad \text{или} \quad M_p = M_{G3} + M_s; \quad (1.105)$$

для условий гидроиспытания аппарата сейсмическая нагрузка не учитывается, так как считается маловероятным проведение гидроиспытаний при землетрясении.

Здесь M_{G1} , M_{G3} — максимальный изгибающий момент от действия эксцентрических весовых нагрузок, в том числе от присоединенных трубопроводов, соответственно в рабочих условиях и условиях монтажа, Н·м; M_b , M_s — изгибающие моменты в рассматриваемом сечении соответственно от ветровой и сейсмической нагрузок, Н·м.

3. Расчет цилиндрических и конических опор для колонных аппаратов, подверженных ветровой или сейсмической нагрузке, рекомендуется производить в следующей последовательности.

Сначала из конструктивных соображений выбирается толщина цилиндрической (или конической) стенки опоры, которую рекомендуется принимать равной или несколько меньшей толщины стенки корпуса аппарата, но не менее 6–8 мм. Стенку цилиндрической опоры S' принятой толщины проверяют на прочность и устойчивость. Толщина стенки конической опоры приближенно проверяется для меньшего диаметра конуса по тем же формулам. Проверке подлежат также напряжения в сварном шве, которым крепится опора к корпусу аппарата. Максимальное напряжение в шве от сжатия и изгиба не должно превышать допускаемого. По-

сле определения размеров опоры производится расчет устойчивости аппарата к опрокидыванию с целью выявления необходимости установки фундаментных болтов и их размеров.

Итак, задавшись толщиной стенки опорной обечайки S' , проверим ее на прочность от напряжений сжатия и изгиба.

Напряжение с учетом наличия в стенке отверстия диаметром d

$$\sigma = \sigma_c + \sigma_{\text{и}} = \frac{G_{\text{max}}}{[\pi(D + S') - d](S' - C_k)} + \frac{4 M_p}{\pi(D + S')^2(S' - C_k)} \leq \varphi[\sigma], \quad (1.106)$$

где σ_c , $\sigma_{\text{и}}$ — соответственно напряжение на сжатие и напряжение от изгиба, Н/м^2 ; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала опорной обечайки при расчетной температуре по ГОСТ 14249–89, Н/м^2 ; C_k — конструктивная прибавка к толщине с учетом коррозии, м.

Условие устойчивости цилиндрической опоры проверяем по формуле

$$\frac{\sigma_c}{[\sigma]_c} + \frac{\sigma_{\text{и}}}{[\sigma]_{\text{и}}} \leq 1, \quad (1.107)$$

где $[\sigma]_c$, $[\sigma]_{\text{и}}$ — допускаемое напряжение материала стенки опоры соответственно на сжатие и изгиб, Н/м^2 .

Расчет элементов опорного узла, включающего опорные кольца, ребра жесткости, анкерные болты, производится по формулам, вид которых зависит от выбора типа опорного узла. На рис. 1.25 представлены наиболее распространенные типы опорных узлов.

Рассчитываются размеры нижнего опорного кольца (в приближении):

- ♦ внутренний диаметр, м,

$$D_2 = D - 0,06; \quad (1.108)$$

- ♦ наружный диаметр, м,

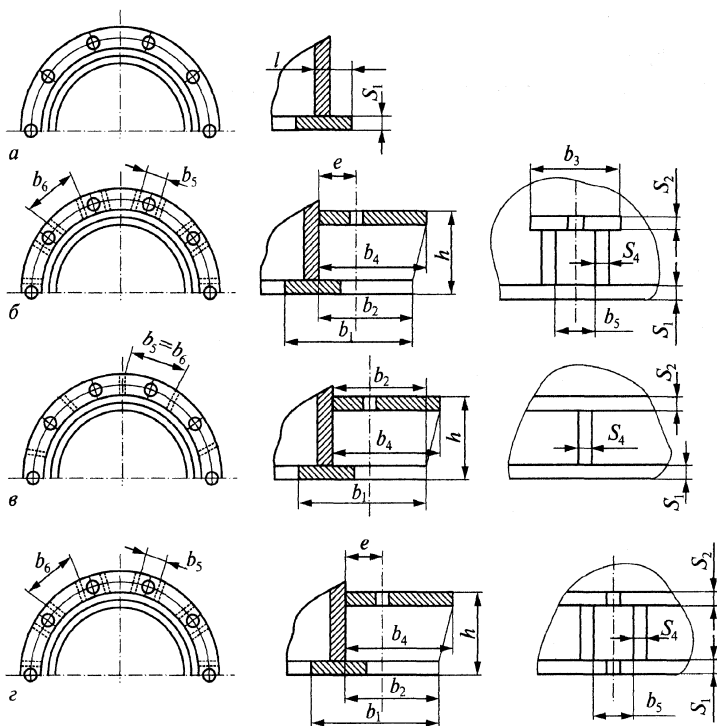
$$D_1 = D + 2S' + 0,2; \quad (1.109)$$

- ♦ диаметр болтовой окружности D_6 , м,

$$D_6 = D + 2S' + 0,12 \text{ при } d_6 \leq 30 \text{ мм}; \quad (1.110)$$

$$D_6 = D + 2S' + 4d_6 \text{ при } d_6 > 30 \text{ мм}, \quad (1.111)$$

где d_6 — диаметр фундаментных болтов; D — внутренний диаметр опорной обечайки, м.



Р и с. 1.25. Конструкции опорных узлов для цилиндрических вертикальных аппаратов

♦ опорная площадь, м^2 ,

$$F = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2); \quad (1.112)$$

♦ момент сопротивления опорной площади кольца, м^3 ,

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_1^4 - D_2^4}{D_1}. \quad (1.113)$$

Площадь поверхности нижнего опорного кольца проверяется на условие

$$\sigma_{\max} = \frac{G_{\max}}{F} + \frac{M_{\text{во max}}}{W} \leq q_d, \quad (1.114)$$

где G_{\max} — максимальный вес аппарата при заполнении его водой (при гидроиспытании), Н; $M_{\text{во max}}$ — расчетный ветровой момент, соответствующий максимальной силе тяжести, Н·м; q_d — допускаемые удельные нагрузки на опорной поверхности, Н/м² (табл. 1.7).

Таблица 1.7. Рекомендуемые значения допускаемой удельной нагрузки q_d на опорной поверхности*

| Вид опорной поверхности | Деревянный настил | q_d , не более, МН/м ² | Вид опорной поверхности | q_d , не более, МН/м ² |
|---|-------------------|-------------------------------------|---|-------------------------------------|
| Сосна, ель | Вдоль волокон | 32 | Кирпичная кладка: Марка 200 Марка 100 | 4,4 3,0 |
| | Поперек волокон | 4,5 | | |
| Дуб | Вдоль волокон | 42 | Бетон: Марка 300 Марка 200 Марка 100 | 23 14 8 |
| | Поперек волокон | 5,8 | | |
| Береза, бук | Вдоль волокон | 35 | Сталь, чугун | 200 |
| | Поперек волокон | 5,0 | | |
| * При запасах прочности: $n_b \approx 4$ (для дерева) и $n_b \approx 5$ (для кирпича и бетона). | | | | |

Если условие (1.114) не обеспечивается, то внутренний диаметр опорного кольца следует уменьшить с целью увеличения F .

Расчетная толщина опорного кольца S_1 для опорного узла типа a (рис. 1.25) определяется приближенно из условия прочности его на изгиб от реакции опоры по формуле

$$S_1 = 1,73l \sqrt{\frac{\sigma_{\max}}{[\sigma]}}, \quad (1.115)$$

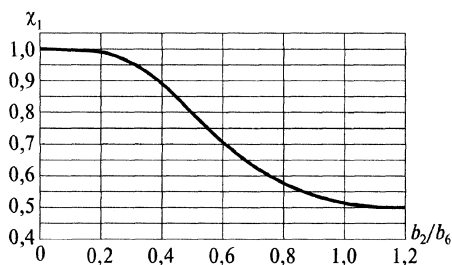
где l — расстояние от выступающей части кольца до внутреннего диаметра цилиндрической (или конической) опоры, м; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на изгиб для материала кольца, Н/м². Независимо от расчета S' должно быть не менее 12 мм.

Для опорных узлов типа б (рис. 1.25) определяют:

- ♦ толщину нижнего опорного кольца S_1

$$S_1 \geq \max \left\{ \chi_1 \varrho_2 \sqrt{\frac{4M}{D_6} + G_{\max}} \frac{D_6}{D_6 b_1 [\sigma]_A} + C; 1,5 S_0 \right\}, \quad (1.116)$$

где χ_1 — коэффициент по рис. 1.26; $[\sigma]_A$ — допускаемое напряжение для материала опорного узла при расчетной температуре по ГОСТ 14249–89; S_0 — толщина стенки опорной обечайки;



Р и с. 1.26. График для определения коэффициента χ_1

- ♦ толщина верхнего опорного кольца S_2

$$S_2 \geq \max \left\{ \chi_2 \sqrt{\frac{A_6 [\sigma]_6}{[\sigma]_A}} + C; 1,5 S_0 \right\}, \quad (1.117)$$

где χ_2 — коэффициент по рис. 1.27; A_6 — площадь поперечного сечения анкерного болта по внутреннему диаметру резьбы; $[\sigma]_6$ — допускаемое напряжение для материала анкерных болтов ($[\sigma]_6 = 140$ МПа для ВСт3, $[\sigma]_6 = 170$ МПа для 16ГС, 09Г2С, 10Г2С).

Прочность сварного шва, соединяющего корпус аппарата с опорной обечайкой, должна отвечать условию

$$\sigma_{\max} = \frac{G_{\max}}{\varphi_{\text{ш}} f_{\text{ш}}} + \frac{M'_{\text{во max}}}{\varphi_{\text{ш}} W} = \frac{G_{\max}}{\varphi_{\text{ш}} \pi (D + S)(S - C_{\text{к}})} + \frac{4M'_{\text{во max}}}{\varphi_{\text{ш}} \pi (D + S)^2 (S - C_{\text{к}})} \leq [\sigma]_{\text{с}}, \quad (1.118)$$

где $\varphi_{\text{ш}}$ — коэффициент сварного шва; $[\sigma]_{\text{с}}$ — допускаемое напряжение для материала опорной обечайки при расчетной температу-

ре, Н/м^2 ; $M'_{\text{во max}}$ — ветровой изгибающий момент относительно сварного шва при максимальной силе тяжести аппарата, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

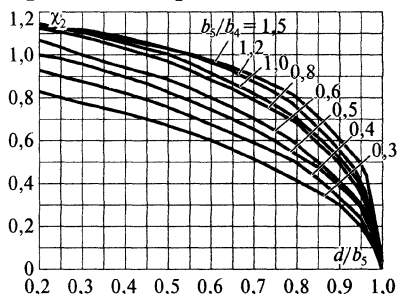


Рис. 1.27. График для определения коэффициента χ_2 :

d — диаметр окружности, вписанной в шести-гранник гайки анкерного болта

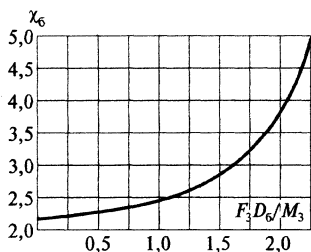


Рис. 1.28. График для определения коэффициента χ_6 :
 F_3 — осевое сжимающее усилие в условиях монтажа, Н

При расчете на устойчивость аппарата к опрокидыванию используется минимальная сила тяжести аппарата как более неблагоприятное условие

$$\sigma_{\min} = \frac{G_{\min}}{F} - \frac{M_{\text{во min}}}{W}. \quad (1.119)$$

Если $\sigma_{\min} < 0$, то это указывает на необходимость установки фундаментных болтов. При $\sigma_{\min} \geq 0$ число и диаметр анкерных болтов выбирается конструктивно. При $\sigma_{\min} < 0$ расчетный внутренний диаметр резьбы анкерных болтов определяется по формуле

$$d_6 = \chi_6 \sqrt{\frac{M_3 - 0,44 G_{\min} D_6}{z [\sigma]_6 D_6}}, \quad (1.120)$$

где χ_6 — коэффициент по рис. 1.28; M_3 — ветровой изгибающий момент для условий монтажа; z — число анкерных болтов.

Толщину ребра S_4 определяют по формуле

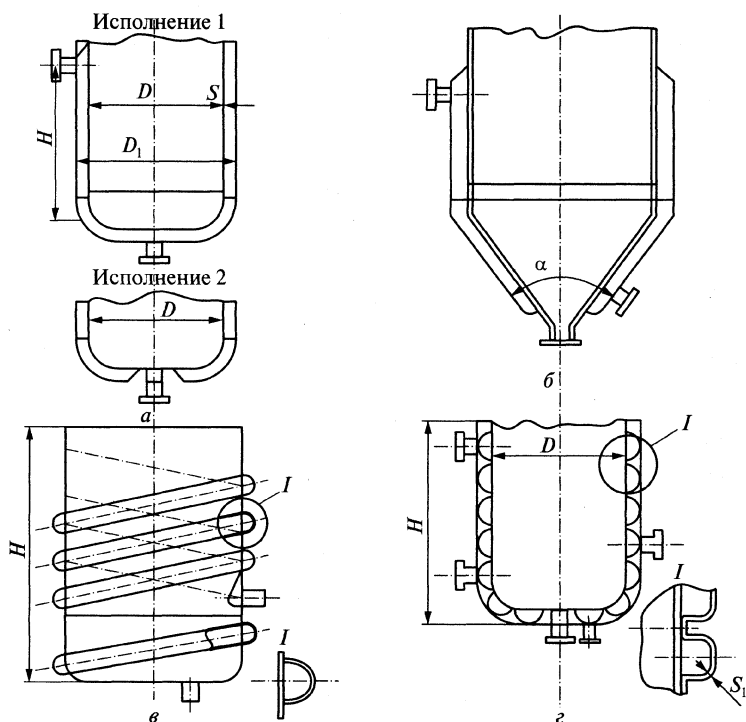
$$S_4 \geq \max \left\{ \frac{A_6 [\sigma]_6}{\chi_4 b_2 [\sigma]_A} + C; 0,4 S_1 \right\}, \quad (1.121)$$

где ориентировочно $\chi_4 = 2,0$ — для опорного узла типа *a* (рис. 1.25), $\chi_4 = 1,0$ для опорного узла типа *б, в, г* (рис. 1.25).

Численные расчеты опор представлены в примерах 4.1, 4.2.

1.8. Расчет аппаратов с рубашками

Рубашка в технологических аппаратах предназначена для наружного нагрева и охлаждения обрабатываемых или хранящихся в аппарате продуктов. По конструкции рубашки бывают неразъемные (приварные к корпусу аппарата), более простые и надежные в работе, отъемные, которые применяются в тех случаях, когда по условиям эксплуатации требуется периодическая чистка корпуса, закрытого рубашкой, с обязательным его вскрытием.



Р и с. 1.29. Конструкции стандартных неразъемных рубашек для вертикальных стальных сварных аппаратов:

а — с эллиптическим днищем; *б* — с коническим днищем; *в* — из полутруб; *г* — с вмятинами

На рис. 1.29 приведены конструкции стандартных неразъемных рубашек для вертикальных стальных сварных аппаратов. Ру-

башки применяются: с эллиптическими и коническими днищами при $P \leq 0,6$ МПа и $t \leq 350$ °С, при $P \leq 1,0$ – $1,6$ МПа и $t \leq 300$ °С; из полутруб при $P \leq 0,6$ МПа и $t \leq 350$ °С, при $P \leq 1,0$ – $6,4$ МПа и $t \leq 280$ °С; с вмятинами при $P \leq 2,5$ – 4 МПа и $t \leq 250$ °С.

При наличии рубашек на корпусе в аппарате помимо напряжений от внутреннего давления возникают напряжения изгиба, что приводит к необходимости применения других формул при расчете толщины стенки корпуса аппарата.

Рубашки цилиндрические с эллиптическими и коническими днищами. В этом случае расчет толщины стенок цилиндрических обечайек корпуса аппарата и рубашки ведут по формулам (1.1) или (1.11), а толщины эллиптических и конических днищ – по (1.16), (1.24).

Толщину стенки тороконического или конического соединительного элемента принимают равной толщине стенки обечайки рубашки, а высоту соединительного кольца – конструктивно. Угол конуса рекомендуется принимать $\alpha = 30$ °С.

Рубашки из полутруб требуют расчета:

- ♦ толщины стенки полутрубы

$$S_R = \frac{P_R R_b}{\varphi [\sigma]} + C, \quad (1.122)$$

где P_R – расчетное давление в рубашке, МПа; R_b – внутренний радиус трубы, м; φ – коэффициент прочности сварного шва; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала труб, МПа; C – конструктивная прибавка, м;

- ♦ толщины стенки обечайки аппарата при внутреннем избыточном давлении в аппарате и рубашке с учетом напряжений изгиба

$$S = 2R_b \sqrt{\frac{P_R}{2\varphi[\sigma]} + \frac{DP}{8\varphi[\sigma]}} + C, \quad (1.123)$$

где P – расчетное давление в аппарате, МПа;

- ♦ толщина стенки корпуса аппарата исходя из устойчивости

$$S = \frac{B + \sqrt{B^2 + 4AC'}}{2A} + C, \quad (1.124)$$

где $A = \frac{2\sigma_T}{n_T D} \left(1 + \frac{D}{10l}\right) \left(1 + 5 \frac{D}{l}\right)$; $B = P_R \left(1 + 5 \frac{D}{l}\right)$; $C' = 0,03 P_R Du$.

Здесь n_t – коэффициент запаса устойчивости к пределу текучести σ_t , принимается равным 1,6; $u = 1,5$ – коэффициент, учитывающий некруглость трубы; l – наружный размер поперечного сечения полутрубы в месте присоединения ее к корпусу аппарата, м, причем $l = 82,8$ мм для полутруб из труб $d_n = 89$ мм; $l = 56$ мм для полутруб из труб $d_n = 57$ мм.

За толщину стенки корпуса аппарата принимается большее значение из определенных по (1.123) и (1.124).

Рубашки с вмятинами требуют расчета:

- ♦ толщины стенки обечайки и днища аппарата

$$S = 0,15 \frac{PD}{\varphi[\sigma]} + t \sqrt{\frac{P_R}{5\varphi[\sigma]}} + C, \quad (1.125)$$

где t – шаг между вмятинами, м;

- ♦ толщины стенок обечайки и днища рубашки

$$S_1 = 0,7(S - C) + C_1, \quad (1.126)$$

где C_1 – конструктивная прибавка к толщине стенки рубашки, м.

Численные расчеты рубашки приведены в примере 5.3.

1.9. Расчет валов на виброустойчивость и прочность

Работа вала при критической угловой скорости вращения недопустима, так как при этом возрастает амплитуда вибрации и в итоге возможно разрушение вала. Вследствие неточности расчета и изготовления валов опасна также работа вала вблизи расчетной критической скорости. Таким образом, существует область опасной работы вала по его вибрации.

Рабочая угловая скорость вращения вала, работающего до первой критической скорости (жесткого вала), должна удовлетворять условию $\omega_p \leq 0,7\omega_{кр}$. В аппаратах с перемешивающими устройствами:

$$\omega_p \leq 0,7\omega_{кр} \text{ для сред с } \mu_c \leq 0,3 \text{ Па}\cdot\text{с}, \rho_c \leq 1500 \text{ кг/м}^3; \quad (1.127)$$

$$\omega_p \leq 0,6\omega_{кр} \text{ для сред с } \mu_c > 0,3 \text{ Па}\cdot\text{с}, \rho_c > 1500 \text{ кг/м}^3. \quad (1.128)$$

Для вала с рабочей угловой скоростью вращения больше первой критической скорости (гибкого вала) условием виброустойчивости является

$$1,3\omega_{кр1} \leq \omega_p \leq 0,7\omega_{кр2} \quad \text{или} \quad 1,3\omega_{кр2} \leq \omega_p \leq 0,7\omega_{кр3} \quad \text{и т.д.,}$$

где ω_p — расчетная угловая скорость вращения вала, рад/с; $\omega_{кр1}$, $\omega_{кр2}$, $\omega_{кр3}$ — критическая первая, вторая, третья угловые скорости вращения вала, рад/с; μ_c — динамическая вязкость перемещаемой среды; ρ_c — плотность среды.

При выполнении этих условий обеспечиваются прочность и жесткость вала.

Критическая угловая скорость вращения невесомого вала с одним диском описывается зависимостью

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{K}{m}} = \sqrt{\frac{1}{\delta m}} = \sqrt{\frac{g}{f}}, \quad (1.129)$$

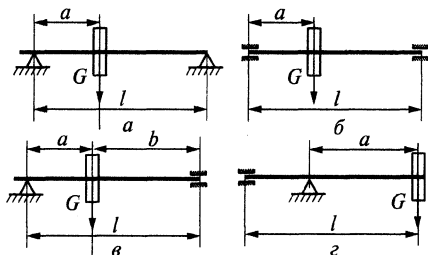
где m — масса диска, кг; K — коэффициент жесткости вала, т.е. сила, вызывающая единичный прогиб вала; δ — коэффициент влияния; g — ускорение свободного падения, м/с²; f — прогиб вала от веса диска, м.

В (1.129) можно приближенно учесть влияние собственного веса вала, прибавив к массе диска m_1 $1/3$ массы самого вала m_2 , т.е. считая, что невесомый вал нагружен массой $m = m_1 + 1/3 m_2$.

Критическая угловая скорость вала $\omega_{кр}$ существенно зависит от характера опор. Различают в основном два вида опор валов:

- ♦ короткие опоры — опоры, не препятствующие повороту сечения вала при изгибе, — шарикоподшипники, короткие подшипники скольжения, подшипники с шаровой пяттой;
- ♦ длинные опоры — опоры, в которых возникают опорные реакции в виде изгибающих моментов, препятствующих повороту сечения вала, — подшипники скольжения, длина которых превышает два диаметра вала, игольчатые подшипники, подшипниковые узлы, состоящие из двух шариковых подшипников. Закрепление вала в подшипниках корпуса редуктора считается длинной опорой.

Некоторые опоры занимают промежуточное значение, например когда один конец вала закреплен в короткой опоре, другой — в длинной.



Р и с. 1.30. К расчету критической угловой скорости вращения вала с одним диском

Для вала, закрепленного в коротких опорах (рис. 1.30, а), критическая угловая скорость вращения определяется как

$$\omega_{\text{кр}}^2 = \frac{3EJl}{m(l-a)^2 a^2}, \quad (1.130)$$

если $a = \frac{l}{2}$, то $\omega_{\text{кр}} \approx 6,93 \sqrt{\frac{EJ}{ml^3}}$,

где E — модуль упругости материала вала, МПа; J — экваториальный момент инерции сечения вала, м^4 ; m — масса диска, кг.

Для вала в длинных опорах (рис. 1.30, б)

$$\omega_{\text{кр}}^2 = \frac{3EJl^3}{m(l-a)^3 a^3}, \quad (1.131)$$

если $a = \frac{l}{2}$, то $\omega_{\text{кр}} \approx 13,86 \sqrt{\frac{EJ}{ml^3}}$.

Для вала в комбинированных опорах (рис. 1.30, в)

$$\omega_{\text{кр}}^2 = \frac{12EJl^3}{ma^3 b^3 (3l-b)}, \quad (1.132)$$

если $a = \frac{l}{2}$, то $\omega_{\text{кр}} \approx 10,47 \sqrt{\frac{EJ}{ml^3}}$.

Для консольного вала (рис. 1.30, г)

$$\omega_{\text{кр}}^2 = \frac{3EJ}{mla^2}. \quad (1.133)$$

При наличии на валу нескольких дисков первая его критическая угловая скорость вращения может определяться методом наложения (метод Донкерли):

$$\frac{1}{\omega_{кр}^2} = \frac{1}{\omega_{кр1}^2} + \frac{1}{\omega_{кр2}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{крn}^2}, \quad (1.134)$$

где $\omega_{кр1}, \omega_{кр2}, \dots, \omega_{крn}$ — критическая скорость i -го вала с одним диском при условном отсутствии других дисков.

При расчете валов на виброустойчивость сначала рассчитывают минимальный диаметр вала d , м, исходя из условий прочности вала от момента кручения по формуле

$$d = 1,713 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{[\tau]}}, \quad (1.135)$$

где $[\tau]$ — допускаемое напряжение на кручение для материала вала, МПа; $M_{кр}$ — крутящий момент на валу, МН·м.

После расчета критической угловой скорости вращения вала при минимальном его диаметре d проверяют виброустойчивость по (1.127) или (1.128). Если условие не выполняется, увеличивают диаметр вала до необходимого для этой цели.

Расчет по этой методике рассмотрен в примере 5.3.

В некоторых машинах химических производств, например центробежных сепараторах, используются податливые опоры, которые требуют особого подхода к расчету виброустойчивости. Здесь такой случай не рассматривается.

При наличии заметного эксцентриситета между центрами сосредоточенных масс и осью вала (недостаточно отбалансирован ротор) при вращении могут возникнуть изгибающие моменты в валу под действием центробежных сил. Поэтому после расчета вала на виброустойчивость следует проверить его на изгиб и жесткость. Пример подобного расчета приведен в [1.6].

1.10. Расчет на прочность тихоходных барабанов

Аппараты, выполненные в виде вращающихся горизонтальных барабанов, используются в процессах сушки, обжига и кальцинирования материалов, для измельчения сухих продуктов. (Конструкция барабанной сушилки представлена на рис. 4.14.)

При расчете барабана на прочность находят в первом приближении толщину стенки барабана

$$S_6 = (0,007 \div 0,01) D, \quad (1.136)$$

где D – внутренний диаметр барабана, м.

Для расчета сил, действующих на барабан, предварительно определяют:

- ♦ массу обрабатываемого материала, находящегося в аппарате:

$$m_m = \frac{\rho_m l_6 \beta_n \pi D^2}{4}; \quad (1.137)$$

- ♦ массу футеровки:

$$m_\phi = \frac{\rho_\phi l_\phi \pi (D_\phi^2 - D_n^2)}{4}, \quad (1.138)$$

где ρ_m, ρ_ϕ – плотности соответственно материала и футеровки, кг/м³; l_6, l_ϕ – длины соответственно барабана и футеровки, м; D_ϕ – наружный диаметр футеровки, м; D_n – наружный диаметр стального барабана, м; β_n – коэффициент заполнения барабана;

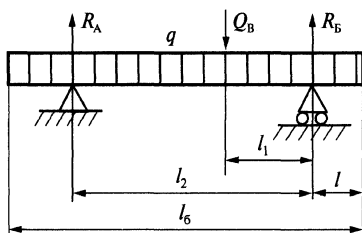
- ♦ суммарную массу (футеровки, обрабатываемого материала и барабана)

$$m = m_m + m_\phi + m_k, \quad (1.139)$$

где m_k – масса корпуса барабана, кг.

Далее последовательно рассчитываются следующие величины:

- ♦ поперечная сила, действующая на барабан в месте крепления зубчатой шестерни (рис. 1.31),



Р и с. 1.31. Распределение нагрузок на барабан

$$Q_B = (m_{ш} + m_{кр}) g, \quad (1.140)$$

где $m_{ш}$ – масса зубчатой шестерни, кг; $m_{кр}$ – масса элементов крепления зубчатой шестерни, кг;

♦ линейная нагрузка

$$q = \frac{mg}{l_6}; \quad (1.141)$$

♦ реакция опор от действия q и Q_B

$$R_A = \frac{ql_6}{2} + \frac{Q_B l_1}{l_2}; R_B = \frac{ql_6}{2} + \frac{Q_B(l_2 - l_1)}{l_2}; \quad (1.142)$$

♦ максимальный изгибающий момент, действующий на барабан,

$$M_{\max} = \frac{ql_6(2l_2 - l_6)}{8} + \frac{Q_B(l_2 - l_1)l_1}{l_2}; \quad (1.143)$$

♦ момент сопротивления сечения барабана

$$W_c = \frac{S_6 \pi D_{\text{ср}}^2}{4}, \quad (1.144)$$

где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр барабана, м.

Условие прочности барабана имеет вид

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_c} \leq [\sigma]. \quad (1.145)$$

В случае, если напряжения от крутящего момента $M_{\text{кр}}$ значительны, как, например, в шаровых мельницах, условие прочности приобретает вид

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{\max}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{W} \leq [\sigma], \quad (1.146)$$

где

$$M_{\text{кр}} \approx \frac{1000N}{\omega}; \quad (1.147)$$

N — мощность, подаваемая для вращения барабана, кВт; ω — угловая скорость вращения барабана, рад/с.

При расчете барабана на жесткость находится суммарный максимальный прогиб барабана от действующих нагрузок

$$y_{\max} = \frac{D_{\text{ср}}^3}{8EJ_x} (0,04q_1 + 0,002q_2), \quad (1.148)$$

где q_1, q_2 — линейные нагрузки соответственно от массы обрабатываемого материала и от масс футеровки, насадки и барабана, Н/м; E — модель упругости материала корпуса барабана при рабочей температуре, МПа; $J_x = \frac{S_6^3}{12}$ — момент инерции единичного кольцевого участка барабана, м³.

Условием жесткости барабана является выполнение неравенства

$$\varepsilon = \frac{y_{\max}}{D_{\text{cp}}} \leq [\varepsilon], \quad (1.149)$$

где допускаемый относительный прогиб $[\varepsilon] = 1/300$ для барабана с футеровкой; $[\varepsilon] = 1/200$ — для барабана без футеровки.

Далее определяются ширина бандажа b и ширина опорного ролика b_p :

$$b = 0,59^2 \frac{R_p E_1 E_2 2 (D_{\text{нб}} + d_p)}{[\sigma_k]^2 (E_1 + E_2) D_{\text{нб}} d_p}; \quad (1.150)$$

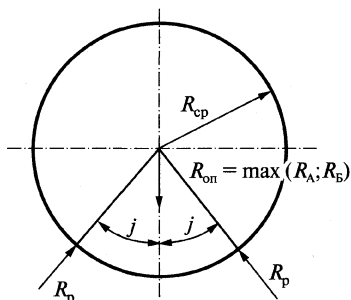
$$b_p = b + \alpha_1 \Delta t l_2 + u_p, \quad (1.151)$$

где E_1, E_2 — модули упругости материала соответственно бандажа и опорного ролика, МПа; $[\sigma_k]$ — допускаемое контактное напряжение (табл. 1.8), МПа; $D_{\text{нб}}$ — наружный диаметр бандажа; d_p — диаметр опорного ролика (для расчетов можно принять $0,25 D_{\text{нб}} \leq d_p \leq 0,33 D_{\text{нб}}$, м); $R_p = \frac{R_{\text{оп}}}{2 \cos j}$; $R_{\text{оп}} = \max(R_A, R_B)$ — реакция опоры; j —

половина угла между роликами (рис. 1.32); где α_1 — коэффициент линейного расширения материала барабана; Δt — разность температур барабана при монтаже и в рабочем состоянии, °С; l_2 — расстояние между бандажами (опорами), м; $u_p = 0,03-0,04$ м — конструктивная прибавка, компенсирующая отклонения, возникающие при монтаже.

Таблица 1.8. Допускаемые контактные напряжения

| Марка стали | $[\sigma_k]$, МПа | Марка стали (чугуна) | $[\sigma_k]$, МПа |
|-------------|--------------------|----------------------|--------------------|
| Ст3 | 400 | Ст6 | 600 |
| Ст5 | 500 | СЧ18-36 | 200 |



Р и с. 1.32. Схема действия опорных реакций

Проверка прочности бандажа и ролика от контактных напряжений производится по формуле

$$\sigma_k = 0,59 \sqrt{q_k \frac{E_1 E_2}{(E_1 + E_2)} \frac{2(D_{нб} + d_p)}{D_{нб} d_p}} \leq [\sigma_k], \quad (1.152)$$

где $q_k = R_p/b$ — усилие, приходящееся на единицу длины контакта.

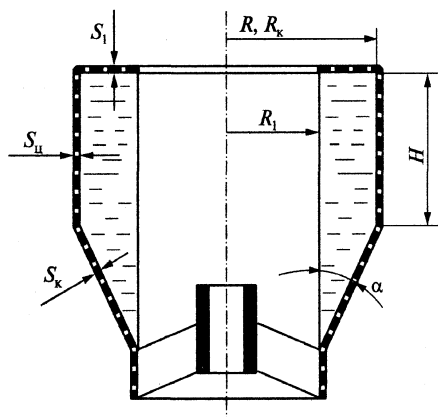
Численные расчеты барабана приведены в примерах 2.10, 2.11, 4.4.

1.11. Расчет на прочность роторов центрифуг

Расчет основных элементов роторов — цилиндрического и конического элемента заключается в выборе их исполнительной толщины и последующем определении напряжений в зонах краевого эффекта, т.е. с учетом взаимного влияния смежных элементов.

В расчетных формулах коэффициент поперечной деформации принят равным 0,3.

Цилиндрические элементы роторов центрифуг (рис. 1.33) рассчитываются на воздействие инерционных нагрузок от собственных масс и массы центрифугируемого продукта. Расчет проводится в два этапа: 1) рассчитывается толщина стенки цилиндрического элемента в зонах, удаленных от узлов сопряжений, т.е. без учета краевых сил и моментов; 2) рассчитывается толщина стенки вблизи сопряжения с другими элементами ротора (борт, днище).



Р и с. 1.33. Конструктивная схема ротора центрифуги

Итак, на первом этапе определяются:

- ♦ толщина сплошного цилиндрического элемента $S_{ц}$, м,

$$S_{ц} = \frac{\sigma_0 \lambda \psi R}{2(\varphi[\sigma] - \sigma_0)} + C, \quad (1.153)$$

где

$$\sigma_0 = 39,44 \cdot 10^{-6} n^2 \rho R^2 - \quad (1.154)$$

напряжение в цилиндрическом элементе от сил инерции собственных масс, МПа; n — частота вращения, определяемая на основании исходных данных согласно технологическим требованиям к расче-

ту, об/с; коэффициент заполнения ротора $\psi = \frac{R^2 - R_1^2}{R^2}$; R — внут-

ренний радиус цилиндрического элемента, м; R_1 — радиус внутренней поверхности центрифугируемого продукта, м; коэффициент

$\lambda = \frac{\rho_{ж}}{\rho}$; $\rho_{ж}$, ρ — плотность центрифугируемого продукта и

материала ротора соответственно, кг/м³; φ — коэффициент прочности сварного шва; C — конструктивная прибавка, м;

- ♦ допускаемая частота вращения цилиндрического ротора, об/с,

$$[n] = \frac{159,235}{R} \sqrt{\frac{\varphi[\sigma]}{\rho \left[\frac{\lambda \psi R}{2(S_{ц} - C)} + 1 \right]}}. \quad (1.155)$$

На втором этапе проводится уточненный расчет цилиндрических элементов с учетом краевых сил и моментов.

Данный расчет распространяется на цилиндрические элементы роторов центрифуг, для которых выполняется условие $H \geq 2,5\sqrt{RS_{\text{ц}}}$, где H — длина цилиндрического элемента ротора, м.

Толщина цилиндрического элемента около борта, м,

$$S'_{\text{ц}} = 0,865 R \sqrt{\frac{\sigma_0 \psi \lambda \eta}{[\sigma]^M}}, \quad (1.156)$$

где $\eta = \frac{\eta_1}{\eta'_1}$ — коэффициент, учитывающий поворот сечения борта

от единичного момента $\eta'_1 = \frac{\psi_{\varphi l} \left(\frac{R_1}{R} \right)}{\psi_{\pi} \left(\frac{R_1}{R} \right)}$ и от давления центрифуги-

руемого продукта $\eta_1 = \eta'_1 \sum_{n=1}^2 \psi_{rq} \left(\frac{R_n}{R} \right) - \sum_{n=1}^2 \psi_{\varphi q} \left(\frac{R_n}{R} \right)$; R_n — границы

ступеней нагрузки, действующей на борт, м; R_1 — первая ступень;

$R_2 = \frac{R_1 + R}{2}$ — вторая ступень; сопровождающие функции $\psi_{\varphi n}$, $\psi_{\pi n}$,

ψ_{rq} , $\psi_{\varphi q}$ определяются по табл. 1.9 в зависимости от $\xi = \frac{R_n}{R}$;

$$[\sigma]^M = \frac{\sigma_{02}}{n_T^M}; n_T^M = 1,3 \div 1,6. \quad (1.157)$$

Конические сплошные элементы роторов рассчитываются на воздействие инерционных нагрузок собственных масс и центрифугируемого продукта. Расчет по приведенной ниже методике справедлив для $\alpha < 80^\circ$ и сводится к определению:

♦ толщины конического элемента S_k , м,

$$S_k = \frac{\sigma_0 \lambda \psi_k R_k}{2([\sigma] \varphi - \sigma_0) \cos \alpha} + C; \quad (1.158)$$

♦ допускаемой частоты вращения, об/с,

$$[n] = \frac{159,235}{R_k} \sqrt{\frac{\varphi[\sigma]}{\rho \left[\frac{\lambda R_k \psi_k}{2(S_k - C) \cos \alpha} + 1 \right]}}, \quad (1.159)$$

где $\psi_k = \frac{R_k^2 - r_k^2}{R_k^2}$ – коэффициент; α – половина угла раствора кон-

нуса; R_k – внутренний радиус широкого края конического элемента, м; r_k – внутренний радиус узкого края конического элемента, м; $\sigma_0 = 39,44 \cdot 10^{-6} \rho R_k^2 n^2$ – напряжение в коническом элементе от сил инерции собственных масс, МПа.

Таблица 1.9. Значения функций ψ в зависимости от ξ

| Пара- метр ξ | Значения сопровождающих функций для расчета кольцевых пластин | | | | | |
|---------------------|--|----------------|-------------------|--------------------|----------------------|-------------------------|
| | ψ_{rr} | $\psi_{r\tau}$ | $\psi_{r\varphi}$ | $\psi_{\varphi r}$ | $\psi_{\varphi\tau}$ | $\psi_{\varphi\varphi}$ |
| 0,00 | 0,5000 | 0,5000 | 0,2063 | 0,3847 | 0,3847 | 0,06250 |
| 0,05 | 0,5012 | 0,4988 | 0,2032 | 0,3828 | 0,3865 | 0,06062 |
| 0,10 | 0,5050 | 0,4950 | 0,1963 | 0,3775 | 0,3918 | 0,05674 |
| 0,15 | 0,5112 | 0,4888 | 0,1868 | 0,3685 | 0,4008 | 0,05180 |
| 0,20 | 0,5200 | 0,4800 | 0,1754 | 0,3561 | 0,4132 | 0,04630 |
| 0,25 | 0,5312 | 0,4688 | 0,1626 | 0,3400 | 0,4293 | 0,04059 |
| 0,30 | 0,5450 | 0,4550 | 0,1489 | 0,3204 | 0,4489 | 0,03491 |
| 0,35 | 0,5612 | 0,4388 | 0,1345 | 0,2971 | 0,4722 | 0,02941 |
| 0,40 | 0,5800 | 0,4200 | 0,1197 | 0,2704 | 0,4989 | 0,02425 |
| 0,45 | 0,6012 | 0,3988 | 0,1049 | 0,2400 | 0,5293 | 0,01951 |
| 0,50 | 0,6250 | 0,3750 | 0,0902 | 0,2061 | 0,5632 | 0,01527 |
| 0,55 | 0,6512 | 0,3488 | 0,0759 | 0,1685 | 0,6008 | 0,01156 |
| 0,60 | 0,6800 | 0,3200 | 0,0622 | 0,1275 | 0,6418 | 0,00842 |
| 0,65 | 0,7112 | 0,2888 | 0,0493 | 0,0828 | 0,6865 | 0,00584 |
| 0,70 | 0,745 | 0,2550 | 0,0375 | 0,0346 | 0,7347 | 0,00380 |
| 0,75 | 0,7812 | 0,2188 | 0,0269 | -0,0172 | 0,7865 | 0,00227 |
| 0,80 | 0,8200 | 0,1800 | 0,0177 | -0,0726 | 0,8418 | 0,00119 |
| 0,85 | 0,8612 | 0,1388 | 0,0163 | -0,1315 | 0,9008 | 0,00052 |
| 0,90 | 0,9050 | 0,0950 | 0,0047 | -0,1940 | 0,9633 | 0,000158 |
| 0,95 | 0,9512 | 0,0488 | 0,0012 | -0,2601 | 1,0294 | 0,000020 |
| 1,00 | 1,0000 | 0,0000 | 0,0000 | -0,3297 | 1,0990 | 0,0000 |

Перфорированные цилиндрические и конические элементы роторов центрифуг рассчитываются на прочность как эквивалентные сплошные элементы, имеющие приведенные физические харак-

теристики — плотность, модуль упругости, коэффициент поперечной деформации. Методика расчета применима для элементов из пластических материалов, перфорированных отверстиями малого диаметра $\frac{d^2}{RS} < 0,08$ и при степени перфорации $c = \frac{F_0}{F} \leq 0,2$, где d — диаметр отверстия, м; R — радиус срединной поверхности элемента ротора, м; S — толщина стенки элемента, м; F_0 — площадь всех отверстий перфорированного элемента, м²; F — площадь поверхности сплошного элемента, м². Перфорация выполняется сверлением.

Степень перфорации при расположении отверстий по вершинам квадратов и в шахматном порядке: $c = 0,785(d/t)^2$; по вершинам равносторонних треугольников: $c = 0,907(d/t)^2$.

Формулы для расчета:

- ♦ толщины перфорированного цилиндрического элемента $S_{\text{ц}}^{\text{п}}$, м,

$$S_{\text{ц}}^{\text{п}} = \frac{\sigma_0^{\text{п}} \lambda_{\text{п}} \psi R}{2 (\kappa [\sigma] - \sigma_0^{\text{п}})} + C; \quad (1.160)$$

- ♦ допускаемой частоты вращения цилиндрического ротора $[n]$, об/с,

$$[n] = \frac{159,235}{R} \sqrt{\frac{\kappa [\sigma]}{\rho_{\text{п}} \left[\frac{\lambda_{\text{п}} R \psi}{2 (S_{\text{ц}}^{\text{п}} - C)} + 1 \right]}}; \quad (1.161)$$

- ♦ толщины перфорированного конического элемента

$$S_{\text{к}}^{\text{п}} = \frac{\sigma_0^{\text{п}} \lambda_{\text{к}} \psi R_{\text{к}}}{2 (\kappa [\sigma] - \sigma_0^{\text{п}}) \cos \alpha} + C; \quad (1.162)$$

- ♦ допускаемой частоты вращения конического ротора

$$[n] = \frac{159,235}{R_{\text{к}}} \sqrt{\frac{\kappa [\sigma]}{\rho_{\text{п}} \left[\frac{\lambda_{\text{п}} R_{\text{к}} \psi_{\text{к}}}{2 (S_{\text{к}}^{\text{п}} - C) \cos \alpha} + 1 \right]}}; \quad (1.163)$$

где $\rho_{\text{п}} = \rho (1 - c)$ — приведенная плотность материала элемента ротора, кг/м³; $\psi_{\text{с}} = 1 - d/t$ — коэффициент ослабления; диаметр отверстия d и шаг их расположения t , м, принимаются на основании

исходных данных; коэффициент уменьшения допускаемого напряжения принимается равным: $\kappa = \varphi_c$ при $\varphi_c < \varphi$; $\kappa = \varphi$ при $\varphi < \varphi_c$; φ — коэффициент прочности сварного шва;

$$\sigma_0^n = 39,44 \cdot 10^{-6} n^2 \rho_n R^2 - \quad (1.164)$$

приведенное напряжение от сил инерции собственных масс в цилиндрическом элементе, МПа.

Численные расчеты роторов центрифуг приведены в примере 6.19.

1.12. Расчет на прочность роторов сепараторов

Для изготовления роторов сепараторов используются: высокопрочная аустенитно-мартенситная сталь 07X16H6, аустенитно-ферритные стали 04X25H5M2, 08X21H6M2T, аустенитные стали 10X17H13M3T, 10X17H13M2T и титановые сплавы АТ6 и АТ3. Стали 04X25H5M2, 08X21H6M2T, 10X17H13M3T, 10X17H13M2TЮ, имеющие низкие значения предела текучести, должны пройти термомеханическую обработку, обеспечивающую упрочнение материала до необходимого предела остаточной деформации и соответствующего значения напряжения, гарантирующего упругую работу деталей роторов при эксплуатации.

Нормативное допускаемое напряжение определяют по формуле:

- ♦ для общих зон деталей стальных роторов

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{n_T};$$

- ♦ для зон концентрации напряжений в деталях стальных роторов

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{n_T^M};$$

- ♦ для общих зон деталей роторов из титановых сплавов или из упрочненных сталей

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B};$$

- ♦ для мест концентрации напряжений в деталях роторов из титановых сплавов или из упрочненных сталей

$$[\sigma]^M = \frac{\sigma_{0,2}}{n_B^M}.$$

Коэффициенты запаса прочности в зависимости от марки применяемого материала должны приниматься по табл. 1.10.

Таблица 1.10. Коэффициенты запаса прочности

| Категория определяемых напряжений | Сталь 07X16H6 | Сталь 04X25H2M2 | Стали 04X25H5M2 08X21H6M2T 10X17H13M3T 10X17H13M2T с упрочнением | Титановые сплавы AT3 и AT6 |
|---|------------------|--------------------|---|-------------------------------|
| Общие мембранные | $n_T = 2,0$ | $n_T = 1,8$ | $n_B = 2,2$ | $n_B = 3,0$ |
| Общие мембранные плюс местные (напряжения в зонах концентрации) | $n_T^M = 1,5$ | $n_T^M = 1,3$ | $n_B^M = 1,6$ | $n_B^M = 2,2$ |

Выбор метода расчета основания ротора (рис. 1.34) определяется критерием механического подобия

$$Ne = 25,36 \cdot 10^3 \frac{[\sigma]}{\rho n^2 R^2}. \quad (1.165)$$

При $Ne > 5$ для стали 07X16H6, пластичных сталей и сталей AT6, AT3 и при $Ne > 2,5$ для других сталей, а также для сепарируемого продукта с плотностью, близкой $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$, толщина стенки основания ротора определяется по (1.153).

При $Ne < 2,5$ для сталей, кроме марок, указанных выше по значению Ne на графиках (см. рис. 1.35, 1.36), определяется параметр β , по которому находится толщина основания ротора S .

Для других случаев расчет толщины стенки основания ротора производится по графикам, приведенным в нормативном документе [1.8].

Толщина стенки конической крышки ротора определяется по формуле (1.158).

Высота внутреннего резьбового затяжного кольца (см. рис. 1.34) определяется по формуле

$$H = \sqrt{\frac{Pc}{(R_1 - R_2)([\sigma] - \sigma_0)}}, \quad (1.166)$$

где $P = 30,96 \cdot 10^{-6} \rho_{\text{ж}} n^2 (R_k^2 - R_0^2)^2$ — сила давления сепарируемого продукта на крышку ротора; $c = \frac{2}{3}(R_1 - R_3)$ — плечо пары сил, действующей на кольцо; $\sigma_0 = 39,44 \cdot 10^{-6} \rho n^2 R_1^2$.

Приближенно допускаемые частоты вращения ротора определяются при плотности сепарируемого продукта $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$:

$$[n] = \frac{159}{R} \sqrt{\frac{[\sigma]}{\text{Ne}_{\text{кр}} \rho}}. \quad (1.167)$$

Значения $\text{Ne}_{\text{кр}}$ для сплавов сталей и титана принимаются соответственно по графикам на рис. 1.35, 1.36, для других случаев — по графикам из [1.8].

Напряжения в резьбе затяжного кольца определяются из условий работы на смятие, срез и изгиб:

♦ напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = 1,274 \frac{P}{d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2} \leq 2[\sigma]; \quad (1.168)$$

♦ напряжение среза

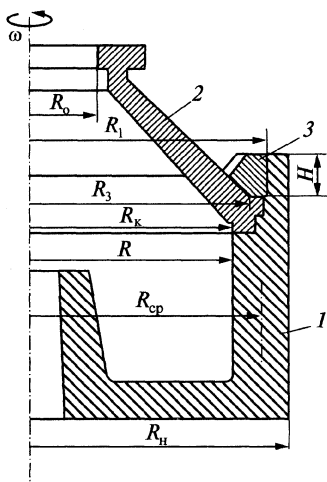
$$\tau_{\text{ср}} = \frac{0,32 P}{d_{\text{вн}} h z} \leq 0,75[\sigma]; \quad (1.169)$$

♦ напряжение изгиба

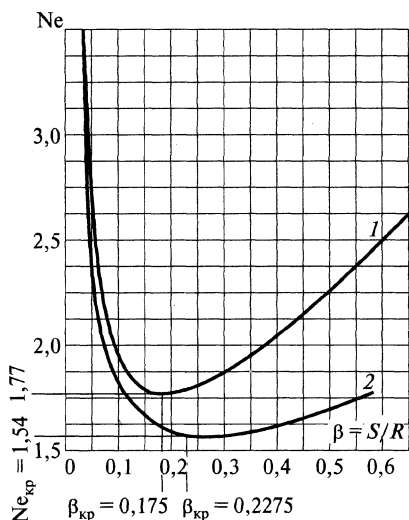
$$\sigma_{\text{из}} = \frac{0,48(d_{\text{н}} - d_{\text{вн}}) P}{d_{\text{вн}} h^2 z} < [\sigma], \quad (1.170)$$

где $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{н}}$ — внутренний и наружный диаметр резьбы, м; h — шаг резьбы, м; z — число витков резьбы.

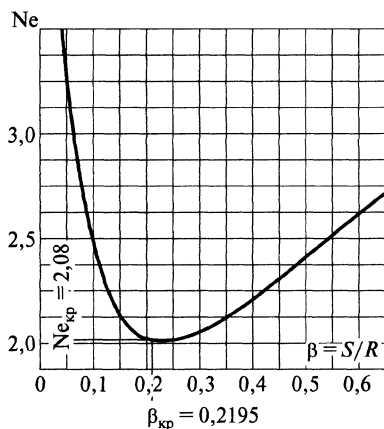
Расчет наружного затяжного кольца. Конструктивная схема сепаратора с наружным затяжным кольцом показана на рис. 1.37. Наружное затяжное кольцо рассчитывается как короткая цилиндрическая оболочка, сопряженная с бортом.



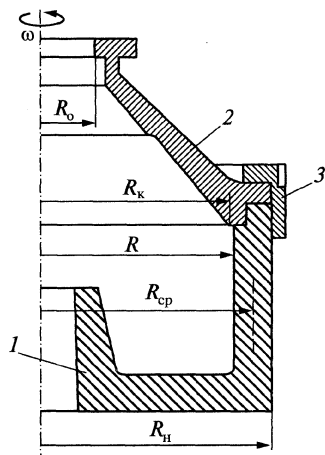
Р и с. 1.34. Конструктивная схема ротора сепаратора непрерывного действия с внутренним затяжным кольцом: 1 – основание; 2 – коническая крышка; 3 – внутреннее резьбовое затяжное кольцо



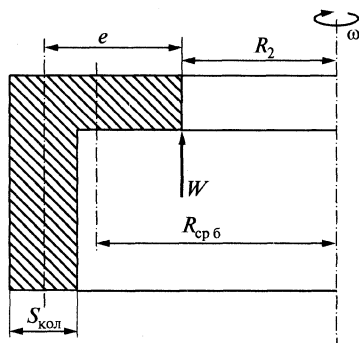
Р и с. 1.35. Определение толщины стенки основания ротора по критерию Ne : 1 – расчет элемента по допускаемым напряжениям; 2 – расчет элемента по допускаемым нагрузкам



Р и с. 1.36. Определение толщины стенки основания титанового ротора по критерию Ne при $\lambda = 0,222$



Р и с. 1.37. Конструктивная схема ротора сепаратора с наружным затяжным кольцом: 1 – основание; 2 – коническая крышка; 3 – наружное резьбовое затяжное кольцо



Р и с. 1.38. К расчету наружного затяжного кольца: геометрические параметры к (1.171)

Толщина цилиндрического элемента (борта) наружного затяжного кольца определяется по формуле

$$S_{\text{кол}} = \sqrt{\frac{6We}{[\sigma]}}, \quad (1.171)$$

где $W = 4,93 \cdot 10^{-6} \frac{\rho_{\text{ж}} n^2 (R_{\text{к}}^2 - R_{\text{о}}^2)^2}{R_2}$; e — эксцентриситет действия

силы W на борт наружного затяжного кольца, м; $R_{\text{к}}$, $R_{\text{о}}$, R_2 — геометрические параметры (см. рис. 1.37, 1.38).

Расчет резьбы выполняется так же, как для внутреннего затяжного кольца по (1.168)–(1.170).

Численный расчет сепаратора приведен в примере 6.22.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1.1. Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. М.: Машиностроение, 1978. 328 с.
- 1.2. Канторович З.Б. Машины химической промышленности. М.: Машиностроение, 1965. 416 с.
- 1.3. Лоцинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. Л.: Машиностроение, 1970. 752 с.
- 1.4. Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки. М.: Альфа-М, 2006. 605 с.
- 1.5. Соколов В.Н. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. М.: Колос, 1992. 398 с.

- 1.6. *Тимонин А.С.* Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования: Справочник. Калуга, 2001. Т. 1. 755 с.
- 1.7. ОСТ 26-01-1271–81. Роторы центрифуг. Нормы и методы расчета на прочность.
- 1.8. РД РТМ 26-01-100–83. Роторы центробежных сепараторов. Нормы и методы расчета на прочность.
- 1.9. ГОСТ Р 51274–99. Сосуды и аппараты. Аппараты колонного типа. Нормы и методы расчета на прочность.
- 1.10. 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.
- 1.11. ГОСТ 26202–84. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок.
- 1.12. ГОСТ 24755–89. Сосуды и аппараты. Нормы расчета укрепления отверстий.

ГЛАВА 2 МАШИНЫ ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ И ПОМОЛА МАТЕРИАЛОВ

2.1. Расчет дробилок ударного действия. Область применения, принцип действия, классификация

Дробилки ударного действия используют для измельчения малоабразивных материалов средней прочности и мягких — известняков, гипса, калийных руд, барита, каменного угля и др. Эти дробилки позволяют получить высокую степень дробления $i = 15-20$, а в отдельных случаях до $i = 50$, в результате чего уменьшается число стадий дробления. Они отличаются простотой конструкции, малой металлоемкостью, удобством обслуживания.

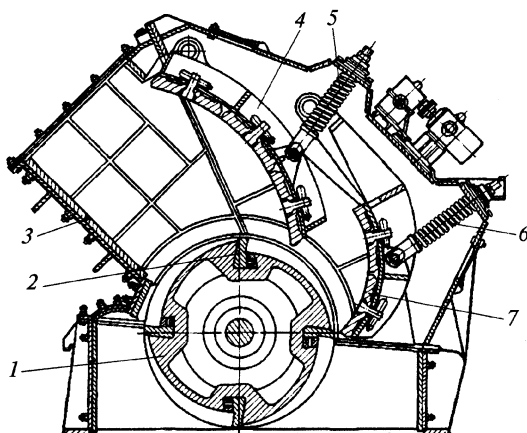
Дробление материала происходит под воздействием механического удара; при этом кинетическая энергия движущихся тел частично или полностью переходит в энергию деформации разрушения.

По конструктивному исполнению различают роторные и молотковые дробилки.

Роторные дробилки применяют для дробления известняка, доломита, руд, мрамора и других подобных им материалов с малой абразивностью. Их выпускают двух типов: для крупного дробления, которые используют на первичной стадии дробления; для среднего и мелкого дробления, используемые на заключительных стадиях дробления. Работа таких дробилок основана на принципе разрушения пород ударными нагрузками.

В коробчатом корпусе 3 роторной дробилки размещены вращающийся с большой скоростью ротор 1 с билами 2, жестко закрепленными на его внешней поверхности (рис. 2.1). Вращение ротору сообщается от электродвигателя через клиноременную передачу. Внутри корпуса подвешены отражательные плиты 4 и 7, нижняя часть которых опирается на пружинно-регулирующее

устройство 5 и 6, позволяющее регулировать ширину выходной щели, а также пропускать недробимое тело при его попадании в камеру дробления. Дробление материала осуществляется в результате удара по нему бил и удара кусков об отражательные плиты, благодаря чему достигается высокая степень дробления.



Р и с. 2.1. Роторная дробилка

Молотковые дробилки применяют для дробления пород средней прочности, а также мягких материалов, таких, как шлак, гипс, мел, глины.

В сварном корпусе 1 молотковой дробилки (рис. 2.2) установлены ротор 2, отбойная плита 4, поворотная 5 и выдвижная колосниковая 6 решетки. Ротор состоит из одного или нескольких дисков, закрепленных на общем приводном валу. Дробление материала осуществляется под действием удара по нему молотков 3 массой 15–20 кг, шарнирно закрепленных к дискам вращающегося ротора, и соударения кусков с плитами и колосниковыми решетками. Положение колосниковых решеток и отбойной плиты регулируется. При вращении ротора молотки под действием центробежных сил занимают направление по линии, соединяющей ось вращения ротора с осью вращения молотка. При ударе молотки поворачиваются вокруг своей оси в направлении, противоположном вращению ротора. Шарнирное крепление молотков у молотковых дробилок существенно отличает их от роторных с жест-

Окончание табл. 2.1

| Параметр дробилки | Тип дробилки | | | | | | | | |
|--|--------------|----------|----------|----------|-----------|------------|------------|------------|------------|
| | М 3×2 | М 4×3 | М 6×4 | М 8×6 | М 10×8 | М 13×11 | М 13×16 | М 20×20 | М 20×30 |
| Наибольшая частота вращения, об/мин, для исполнений: | | | | | | | | | |
| Б | 2500 | 1900 | 1250 | 1000 | 750 | 600 | 600 | — | — |
| В | 3000 | 2400 | 1500 | 1300 | 1000 | 750 | 750 | 500 | 500 |
| Г | 4000 | 3000 | 2000 | 1500 | 1200 | 1000 | 1000 | 600 | 600 |
| Мощность двигателя, кВт, не более, для исполнений: | | | | | | | | | |
| Б | 7 | 14 | 20 | 55 | 100 | 130 | 210 | — | — |
| В | 10 | 20 | 28 | 75 | 125 | 170 | 260 | 630 | 1000 |
| Г | 14 | 28 | 40 | 100 | 170 | 260 | 350 | 800 | 1250 |

Таблица 2.2. Техническая характеристика роторных дробилок крупного дробления (ГОСТ 12375–70)

| Параметр дробилки | Тип дробилки | | | | | | | |
|--|--------------|------------|----------------------|-------------|------------------------|------------------------|------------------------|--------------|
| | ДРК 5×4 | ДРК 6×5 | ДРК 8×6 СМД-85 | ДРК 10×8 | ДРК 12×10 СМД-86 | ДРК 16×12 СМД-95 | ДРК 20×16 СМД-87 | ДРК 25×20 |
| Размеры ротора, мм: | | | | | | | | |
| диаметр | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 |
| длина | 400 | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 |
| Производительность, м ³ /ч | 13 | 25 | 50 | 70 | 125 | 200 | 370 | 560 |
| Максимальный размер куска загружаемого материала, мм | 250 | 300 | 400 | 500 | 600 | 800 | 1100 | 1500 |

Окончание табл. 2.2

| Параметр дробилки | Тип дробилки | | | | | | | |
|-----------------------------------|--------------|------------|----------------------|-------------|------------------------|------------------------|------------------------|--------------|
| | ДРК 5×4 | ДРК 6×5 | ДРК 8×6 СМД-85 | ДРК 10×8 | ДРК 12×10 СМД-86 | ДРК 16×12 СМД-95 | ДРК 20×16 СМД-87 | ДРК 25×20 |
| Окружная скорость бил ротора, м/с | 20; 26,5; 35 | | | | | | | |
| Мощность электродвигателя, кВт | 10 | 22 | 40 | 55 | 100 | 160 | 250 | 400 |

Таблица 2.3. Техническая характеристика роторных дробилок среднего и мелкого дробления (ГОСТ 12376–70)

| Параметр дробилки | Тип дробилки | | | | | | |
|--|--------------------------------|------------|------------|------------------------|------------------------|--------------|--------------|
| | ДРС 5×5 | ДРС 6×6 | ДРС 8×8 | ДРС 10×10 СМД-75 | ДРС 12×12 СМД-94 | ДРС 16×16 | ДРС 20×20 |
| Размеры ротора, мм: диаметр длина | 500 500 | 630 630 | 800 800 | 1000 1000 | 1250 1250 | 1600 1600 | 2000 2000 |
| | 25 | 35 | 65 | 125 | 200 | 310 | 500 |
| Производительность, м³/ч | 25 | 35 | 65 | 125 | 200 | 310 | 500 |
| Максимальный размер куска загружаемого материала, мм | 150 | 190 | 240 | 300 | 375 | 480 | 600 |
| Окружная скорость бил ротора, м/с | 20; 24; 28,8; 34,6; 41,5; 50,0 | | | | | | |
| Мощность электродвигателя, кВт | 30 | 40 | 75 | 125 | 200 | 320 | 400 |

Основные соотношения для расчета дробилок. *Критический размер куска дробимого материала*, т.е. такой предельный размер, меньше которого при данных условиях материал не дробится, определяется по формуле

$$d_{кр} = \frac{230 \cdot 10^{-5} \sigma_p}{\rho_o v_p^{1,5}}, \quad (2.1)$$

где σ_p — предел прочности материала при дроблении, Па; ρ_o — объемная насыпная плотность дробимого материала, кг/м³; v_p — скорость удара, принимаемая равной окружной скорости ротора, м/с.

Скорость удара молотка или била, обеспечивающая получение куска размером, равным критическому, называется критической скоростью $v_{кр}$ и для определенных значений σ_p и ρ_o исходного материала и заданной крупности продукта дробления d из выражения (2.1) будем иметь

$$v_{кр} = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p}{\rho_o d}\right)^2}. \quad (2.2)$$

Уравнения (2.1) и (2.2) можно использовать как для роторных дробилок, так и для молотковых.

Определение производительности. В камере дробления над ротором (рис. 2.3) постоянно находится масса дробимого материала, которая под действием гравитационных сил с некоторой скоростью v_b опускается на ротор. Подобно фрезе, ротор при каждом проходе била срезает стружку объемом

$$V = A L_p h,$$

где A — горизонтальная проекция дуги (см. рис. 2.3); L_p — длина ротора, м; h — толщина стружки по вертикали, определяемая как путь свободно падающих кусков за время поворота ротора от одного била до следующего, м.

Производительность Q , м³/с, дробилки, работающей по схеме, показанной на рис. 2.3, определяется формулой

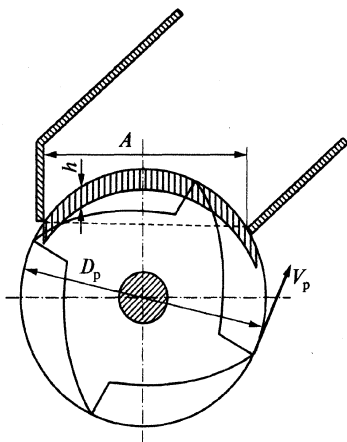
$$Q = A L_p h n z, \quad (2.3)$$

где n — частота вращения ротора, об/с; z — число рядов бил.

На основе экспериментальных данных получена формула для расчета производительности серийных роторных дробилок

$$Q = 480 \frac{L_p D_p^{1,5}}{v_p^{0,35} z^{0,5}} k_\beta, \quad (2.4)$$

где k_p — коэффициент, зависящий от положения отражательной плиты (при работе дробилки с опущенной первой плитой $k_p = 1,3-2$; при полностью приподнятой первой плите $k_p = 4,5-5,2$); v_p — окружная скорость ротора, м/с, определяется как критическая скорость по уравнению (2.2) или через частоту вращения и диаметр ротора по соотношению $v_p = \pi D_p n$.



Р и с. 2.3. Схема для определения производительности роторных дробилок

Для ориентировочного определения производительности молотковых дробилок можно использовать формулы В.П. Барабашкина:

♦ при дроблении известняка

$$Q = 1,66 D_p^2 L_p n \text{ при } D_p > L_p; \quad (2.5)$$

$$Q = 1,66 D_p L_p^2 n \text{ при } D_p < L_p, \quad (2.6)$$

где Q , м³/с;

♦ при дроблении угля

$$Q = \frac{k L_p D_p^2 n^2}{216 \cdot 10^3 (i - 1)}, \quad (2.7)$$

где Q , т/с; $k = 0,12-0,22$ — коэффициент, зависящий от конструкции дробилки и прочности дробимого материала; $i = d_{нсп} / d_{ксп}$ — степень дробления; $d_{нсп}$, $d_{ксп}$ — средние размеры частиц материала соответственно на входе и выходе из дробилки.

Мощность электродвигателя привода дробилки. Учитывая, что роторные и молотковые дробилки позволяют получить большую степень дробления и производят сравнительно мелкий продукт, мощность, потребляемую электродвигателем, можно получить по формуле, разработанной на основе закона поверхностей:

$$N = \frac{W_{\text{др}} Q (i - 1)}{D_{\text{св}} \eta_{\text{др}} \eta_{\text{п}} 1000}, \quad (2.8)$$

где $W_{\text{др}}$ – энергетический показатель (табл. 2.4), Вт·ч/м²; Q – производительность, м³/ч; $D_{\text{св}}$ – средневзвешенный размер исходного материала, м; $\eta_{\text{др}}$ – КПД дробилки, равный 0,75–0,95; $\eta_{\text{п}}$ – КПД привода; для клиноременной передачи привода дробилки $\eta_{\text{п}} = 0,92–0,96$.

Таблица 2.4. Энергетический показатель для различных материалов $W_{\text{др}}$

| Материал | Объемная насыпная масса, т/м ³ | Прочность при растяжении, кН/м ² | Энергетический показатель, Вт·ч/м ² |
|----------------------------------|---|---|--|
| Антрацит | 0,90 | 2750 | 2,53 |
| Кирпич силикатный | 1,20 | 1000 | 4,5 |
| Известняк месторождения: | | | |
| Шуровского | 1,48 | 1850 | 8,6 |
| Ковровского | 1,52 | 7000 | 21,0 |
| Турдейского | 1,54 | 12000 | 19,0 |
| Гранит Клесовского месторождения | 1,52 | 12750 | 15,0 |
| Диорит Клесовского месторождения | 1,76 | 16400 | 40,0 |

Если данных для расчета по (2.8) недостаточно, мощность двигателей дробилок N , кВт, можно определить по формуле В.А. Олевского

$$N = 9 D_p^2 L_p n. \quad (2.9)$$

Выбор размера выходной щели. Крупность готового продукта контролируется шириной выходной щели b , которая для дробилок среднего и мелкого дробления равна

$$b = 2 d_{\max} - d_{\text{кр}}, \quad (2.10)$$

где d_{\max} — максимальная крупность готового продукта, м.

Выбор размеров зазоров между колосниками колосниковых решеток. В дробилках с колосниковыми решетками часть продукта удаляется из камеры дробления через зазоры между колосниками. Крупность этого продукта должна соответствовать крупности продукта дробления, разгружающегося через выходную щель.

Опыты показывают, что размеры кусков, прошедших через колосниковые решетки, достигают 1,5–1,7 размера зазоров между колосниками. При работе дробилки в режиме, обеспечивающем выход продукта крупностью до d_{\max} , размер щелей колосников S_k , м, должен удовлетворять условию

$$S_k = d_{\max} / (1,5 - 1,7).$$

Выбор конструктивных параметров роторной дробилки. Скорость ротора v_p выбирается по (2.2) в зависимости от заданной максимальной крупности дробления d_{\max} и характеристики материала — предела прочности на растяжение σ_p и объемной массы ρ_0 .

Главными конструктивными параметрами роторных дробилок являются диаметр D_p , м, и длина ротора. Диаметр зависит главным образом от крупности исходного материала D и определяется:

- ♦ для однороторных дробилок крупного дробления $D_p = (1,5 - 3,0) D$;
- ♦ для двухроторных $D_p = 1,2 D$;
- ♦ для дробилок среднего дробления $D_p = (3 - 10) D$;
- ♦ для дробилок мелкого дробления $D_p \geq 10 D$.

Длина ротора зависит от его диаметра $L_p = (0,5 - 1,5) D_p$.

Выбор конструктивных параметров молотковой дробилки.

Главными конструктивными параметрами являются:

- ♦ диаметр ротора D_p , мм. Для молотковых дробилок с вертикальной загрузкой

$$D_p = 3D + 550, \quad (2.11)$$

где D — наибольший размер куска дробимого материала, мм; для дробилок, в которые материал подается сбоку ротора по наклонной плите

$$D_p = 1,65D + 520. \quad (2.12)$$

В зависимости от требуемой производительности диаметр ротора может быть увеличен;

♦ длина ротора L_p , м:

$$L_p = (0,8 - 1,2) D_p. \quad (2.13)$$

Ширина щели между колосниками решетки, измеряемая на внутренней (рабочей) поверхности, должна в 1,5–2 раза превышать требуемый максимальный размер кусков дробленого продукта.

Радиальный зазор между молотками и колосником обычно определяется опытным путем. Так, на первом колоснике устанавливают больший зазор, составляющий $(2 - 4) d_{\max}$, на втором (выкатном) колоснике зазор составляет $(1,5 - 2) d_{\max}$.

Основные технико-эксплуатационные параметры молотковой дробилки (производительность, расход мощности, качество дробимого продукта) зависят от конструкции молотка.

Длина молотка от оси до конца бойка $l_m = (0,20 - 0,25) D_p$.

Длина бойка при максимальном размере куска загружаемого материала, не превышающего 100 мм, принимается равной 1,4–1,8 размера куска и обычно составляет 0,5 длины молотка.

Пример 2.1. Определить критический размер кусков известняка Турдейского месторождения для условий дробления в роторной дробилке при окружной скорости ротора 50 м/с.

Исходные данные. Предел прочности известняка при растяжении $\sigma_p = 120 \cdot 10^5$ Па; объемная плотность известняка $\rho_o = 2690$ кг/м³; скорость удара $v_p = 50$ м/с.

Критический размер кусков дробимого материала находится по (2.1)

$$d_{\text{кр}} = \frac{230 \cdot 10^{-5} \sigma_p}{\rho_o v_p^{1,5}} = \frac{230 \cdot 10^5 \cdot 120 \cdot 10^5}{2690 \cdot 50^{1,5}} = 0,029 \text{ м.}$$

Пример 2.2. Подобрать режим работы роторной дробилки ДРС 12×12 для дробления известняка Турдейского месторождения с целью получения продукта крупностью $d = 40$ мм. Определить ее производительность и затрачиваемую мощность.

Исходные данные. Прочностные характеристики материала, приведенные в примере 2.1.

По формуле (2.2) окружная скорость ротора составит

$$v_{кр} = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p}{\rho_o d}\right)^2} = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\left(\frac{120 \cdot 10^5}{2690 \cdot 0,04}\right)^2} = 40,5 \text{ м/с.}$$

Принимаем фактическую окружную скорость бил ротора 34,6 м/с (см. табл. 2.3). Параметры ротора: $D_p = 1250$ мм; $L_p = 1250$ мм. Число рядов бил примем $z = 6$. Дробилка работает с опущенной плитой, т.е. $k_\beta = 1,3$. Тогда, воспользовавшись для расчета производительности формулой (2.4), получим

$$Q = 480 \frac{L_p D_p^{1,5}}{v_p^{0,35} z^{0,5}} = 480 \frac{1,25 \cdot 1,25^{1,5}}{34,6^{0,35} \cdot 6^{0,5}} 1,3 = 129 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Установочная мощность привода дробилки находится по (2.9) при частоте вращения ротора $n = v_p / (\pi D_p)$:

$$N = 9 D_p^2 L_p n = 9 \cdot 1,25^2 \cdot 1,25 \cdot 8,81 = 154,86 \text{ кВт.}$$

Пример 2.3. Проверить на прочность узел крепления бил молотковой дробилки, приняв режим работы из примера 2.2.

Исходные данные. В дробилке используются 36 бил П-образной формы с одним отверстием, имеющих следующие конструктивные параметры: длина $a = 0,2$ м; ширина $b = 0,12$ м; толщина $\delta = 0,07$ м; расстояние от конца била до оси его подвеса $l = 0,15$ м; масса била $m = 9,36$ кг. Материал элементов диска ротора и била – сталь Ст 5 ($[\sigma_{из}] = 100$ МПа, $[\sigma_{см}] = 65$ МПа, $[\tau] = 60$ МПа).

На основании исходных данных определяем:

- ♦ расстояние от центра массы била до оси отверстия

$$l_1 = \frac{a^2 + b^2}{6a} = \frac{0,2^2 + 0,12^2}{6 \cdot 0,2} = 0,045 \text{ м;}$$

- ♦ угловую скорость вращения ротора

$$\omega = \frac{2v}{D_p} = \frac{2 \cdot 34,6}{1,25} = 55,36 \text{ рад/с;}$$

- ♦ радиус окружности расположения центров массы била

$$R_c = R_0 + l_1 = 0,62 + 0,045 = 0,665 \text{ м},$$

где $R_0 = 0,62 \text{ м}$ – расстояние от оси подвеса била до оси ротора;

- ♦ центробежную силу инерции била

$$P_{\text{и}} = m \omega^2 R_c = 9,36 \cdot 55,36^2 \cdot 0,665 = 19076 \text{ Н}.$$

Диаметр оси подвеса била конструктивно принят равным $d = 0,035 \text{ м}$ при условии, что диаметр отверстия под ось равен $0,037 \text{ м}$. Тогда изгибающие напряжения в оси составят

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{1,36^3 P_{\text{и}} \delta}{d^3} = \frac{1,36^3 \cdot 19076 \cdot 0,07}{0,035^3} = 78,342 \text{ МПа},$$

что соответствует условию прочности $\sigma_{\text{и}} < [\sigma_{\text{и}}]$.

При толщине диска $\delta_{\text{д}} = 0,04 \text{ м}$ напряжения смятия в нем будут равны

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{и}}}{\delta_{\text{д}} d} = \frac{19076}{0,04 \cdot 0,035} = 13,626 \text{ МПа},$$

что также удовлетворяет условиям прочности для диска.

Минимальный размер перемычки между отверстиями под оси подвеса бил и наружной кромкой била отвечает условию

$$h_{\text{min}} \geq \frac{0,5 P_{\text{и}}}{\delta_{\text{д}} [\tau]} = \frac{0,5 \cdot 19076 \cdot 10^{-6}}{0,04 \cdot 60} = 0,003974 \text{ м}.$$

Таким образом, принятое выше значение этого параметра, равное $0,005 \text{ м}$, вполне удовлетворяет условиям прочности.

Диаметр вала в опасном сечении у шкива может быть определен исходя из принятой мощности двигателя $N = 154 \text{ кВт}$:

$$d_o = 0,052 \sqrt{\frac{N}{\omega}} = 0,052 \sqrt{\frac{154}{55,36}} = 0,087 \text{ м}.$$

С учетом ослабления вала шпоночным пазом принимаем вал диаметром $0,1 \text{ м}$.

Максимальное окружное напряжение в диске на образующей центрального отверстия равно

$$\sigma_{t \text{ max}} = \rho \omega^2 \left[0,0825 \left(\frac{D_p}{2} \right)^2 + 0,175 r_o^2 \right] =$$

$$= 7850 \cdot 55,36^2 \left[0,0825 \left(\frac{1,25}{2} \right)^2 + 0,175 \cdot 0,05^2 \right] = 0,786 \text{ МПа},$$

где $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ — плотность материала диска; $r_o = 0,05 \text{ м}$ — радиус центрального отверстия диска.

Окружное напряжение от сил инерции бил на образующей центрального диска определяется по формуле:

$$\sigma_t = \frac{P_n R_o z}{\pi \delta_d (R_o^2 - r_o^2)} = \frac{19076 \cdot 0,62 \cdot 6}{\pi \cdot 0,04 [0,62^2 - 0,05^2]} = 1,479 \text{ МПа},$$

где $z = 6$ — число отверстий в диске под оси подвеса (число бил) при условии шестирядного их расположения (см. пример 2.2).

Расчетное значение суммарных напряжений на образующей центрального отверстия

$$\sigma = \sigma_{t \max} + \sigma_t = 0,786 + 1,479 = 2,265 \text{ МПа}$$

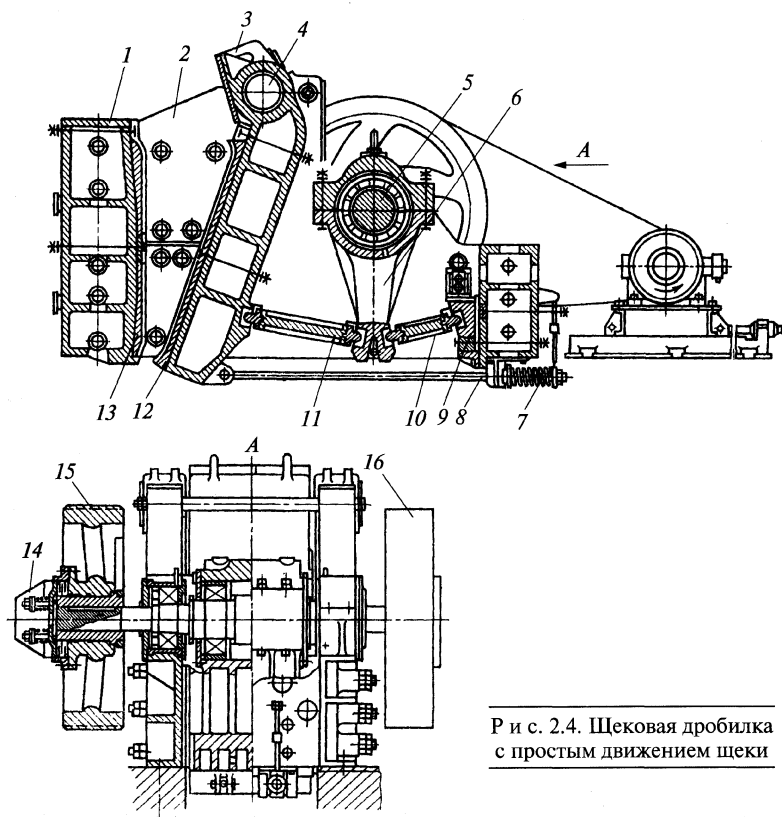
находится в допустимых пределах с большим запасом.

2.2. Расчет щековых дробилок. Область применения, принцип действия, классификация

Промышленные щековые дробилки применяют для крупного и среднего дробления прочных и средней прочности пород на первичной и вторичной стадии дробления. Степень дробления обычно $i = 3-5$. По характеру движения подвижной щеки щековые дробилки разделяют на дробилки с простым (ЩДП) и сложным качанием щеки (ЩДС).

Дробилка с простым качанием щеки (рис. 2.4) состоит из сварного корпуса 2, в котором в подшипниках установлен эксцентриковый вал 5 с подвешенным к нему шатуном 6. Нижний конец шатуна имеет специальные гнезда, в которых свободно вставлены концы распорных плит 10 и 11. Противоположный конец распорной плиты 11 вставлен в гнездо подвижной щеки 3, подвешенной на оси 4. Конец плиты 10 упирается в клиновой упор регулирующего устройства 9. Тяга 8 и пружина 7 обеспечивают обратное

движение подвижной щеки и удерживают от выпадения распорные плиты. К неподвижной 1 и подвижной щекам крепятся дробящие плиты 12, 13 с вертикальным рифлением, являющиеся основными рабочими органами щековых дробилок. Рабочие поверхности дробящих плит и боковые стенки корпуса дробилки образуют камеру дробления. Дробящие плиты устанавливают так, чтобы выступы одной располагались против впадин другой. Привод дробилки состоит из электродвигателя и многорядной клиноременной передачи с массивным шкивом 15. На другой конец вала насажен маховик 16. Сцепление шкива с валом обеспечивается фрикционной муфтой 14.



Р и с. 2.4. Щековая дробилка
с простым движением щеки

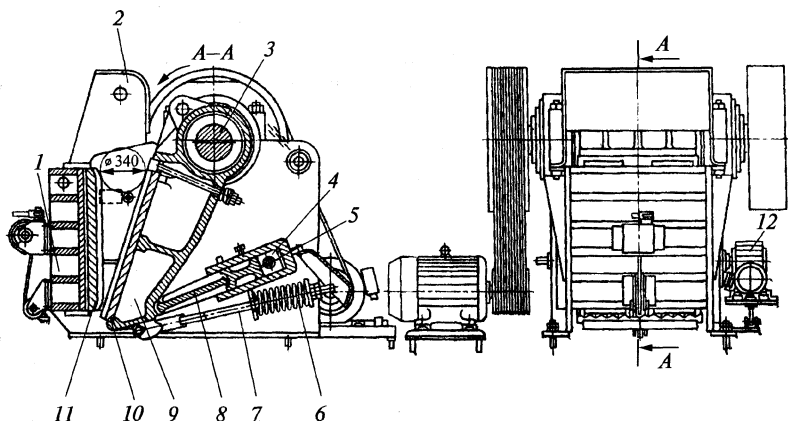


Рис. 2.5. Щековая дробилка со сложным движением щеки:

1 — передняя стенка; 2 — защитный кожух; 3 — приводной эксцентриковый вал; 4 — задняя балка; 5 — сухарь регулировочного устройства; 6 — пружина; 7 — тяга; 8 — распорная плита; 9 — подвижная щека; 10 — дробящая плита; 11 — неподвижная плита; 12 — электропривод

Дробилка со сложным качанием щеки (рис. 2.5) по конструкции проще, чем с простым качанием, и имеет меньшую массу.

В ней отсутствует шатун, а подвижная щека 9 подвешена непосредственно к эксцентриковому валу 3, в результате чего точки подвижной щеки движутся по эллиптическим траекториям с минимальной разностью осей эллипса вверху и максимальной внизу.

Дробление материала происходит в результате раздавливания, раскалывания, излома и истирания материала. Дробилки типа ЩДС применяют для среднего и мелкого дробления пород средней прочности.

Типоразмер щековой дробилки определяется шириной B и длиной L загрузочного зева дробилки, причем B характеризует максимальную крупность кусков, загружаемых в дробилку ($D_{\max} = 0,85B$), а величина L определяет в основном ее производительность.

Основные параметры и размеры некоторых щековых дробилок, выпускаемых отечественными заводами, приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5. Основные параметры щековых дробилок

| Параметр | Размеры приемного отверстия $B \times L$, мм | | | | | | | | | |
|---|---|---------|-----------|-----------|---------|---------|---------|------------|------------|---------|
| | ЩДП | | | | ЩДС | | | | | |
| | 600×900 | 90×1200 | 1200×1500 | 1500×2100 | 160×250 | 250×400 | 250×900 | 400×600 | 400×900 | 600×900 |
| Наибольшая крупность исходного материала, мм | 510 | 700 | 1000 | 1300 | 140 | 210 | 210 | 340 | 340 | 510 |
| Угол захвата, град. | 19 | 20 | 20 | 20 | 15 | 15 | 15 | 17 | 17 | 19 |
| Номинальная ширина выходной щели, мм | 100 | 130 | 150 | 180 | 30 | 40 | 40 | 60 | 60 | 80 |
| Диапазон изменения ширины выходной щели, %, не менее | ±25 | ±25 | ±25 | ±25 | ±50 | ±50 | ±50 | –30 +50 | –30 +50 | ±25 |
| Производительность при номинальной ширине выходной щели, м³/ч | 50 | 160 | 280 | 550 | 2,8 | 7,0 | 14 | 15 | 25 | 55 |
| Частота вращения главного вала, об/мин | — | 170 | 150 | 125 | — | 275 | 275 | — | 290 | 250 |
| Мощность электродвигателя, кВт | 75 | 100 | 160 | 250 | 10 | 17 | 40 | 30 | 55 | 75 |
| Габаритные размеры, м: | | | | | | | | | | |
| длина | 3,9 | 5,0 | 6,4 | 7,5 | 1,0 | 1,4 | 1,7 | 1,7 | 2,2 | 2,7 |
| ширина | 2,5 | 6,0 | 6,8 | 7,0 | 1,0 | 1,3 | 1,7 | 1,8 | 2,2 | 2,6 |
| высота | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 | 1,1 | 1,5 | 2,3 | 1,6 | 2,6 | 2,5 |

Основные соотношения для расчета щековых дробилок. Исходными данными для расчета щековых дробилок являются максимальная крупность кусков в исходном материале D_{\max} , требуемая максимальная крупность готового продукта d_{\max} , прочность материала и производительность Q .

Крупность дробимого материала. Максимальную крупность готового продукта рассчитывают по формуле

$$d_{\max} = K_p K_r \sqrt{(t/2)^2 + (b + h)^2}, \quad (2.14)$$

где K_p – коэффициент, учитывающий конфигурацию рифлений дробящей плиты (для треугольных рифлений $K_p = 0,8$; для трапецидальных $K_p = 0,7$); K_r – коэффициент, учитывающий вид горной породы (для высокопрочных материалов типа базальтов и кварцитов $K_r = 1,1$; для гранитов средней прочности $K_r = 1,0$; для непрочных известняков $K_r = 0,8$); t – шаг рифлений, мм (для ориентировочных расчетов $t = b$); b – ширина разгрузочной щели, мм; h – высота рифлений, мм ($h \approx t/2 \approx b/2$).

Средневзвешенный размер дробленого продукта $d_{\text{св}}$, мм:

- ♦ $d_{\text{св}} = 0,65b$ для дробилок с приемным отверстием шириной 600 мм и менее;
- ♦ $d_{\text{св}} = 0,8b$ для дробилок с приемным отверстием шириной 900 мм и более.

Расчет угла захвата α , т.е. угла между неподвижной и подвижной щеками (рис. 2.6). Угол захвата должен быть таким, чтобы материал, находящийся между щеками, при нажатии разрушался, а не выталкивался вверх.

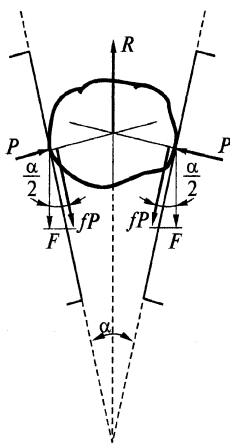


Рис. 2.6. Расчетная схема щековой дробилки

На кусок, зажатый между щеками, действуют усилия P и равнодействующая этих усилий R , причем

$$R = 2P \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Кусок материала при сжатии не будет выталкиваться вверх, если вызываемые силами трения удерживающие силы

$$F = fP \cos \frac{\alpha}{2}$$

больше или равны выталкивающей силе R , т.е. для нормальной работы дробилки должно соблюдаться условие:

$$2 fP \cos \frac{\alpha}{2} \geq R;$$

$$2fP \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2P \sin \frac{\alpha}{2}; \quad (2.15)$$

$$f \cos \frac{\alpha}{2} \geq \sin \frac{\alpha}{2} \text{ или } f \geq \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

где f — коэффициент трения.

Введя вместо коэффициента трения $\operatorname{tg} \varphi$ (здесь φ — угол трения), получаем условие нормальной работы:

$$\operatorname{tg} \varphi \geq \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \text{ или } 2\varphi \geq \alpha. \quad (2.16)$$

Для стальных плит коэффициент трения с дробимым материалом $f = 0,25-0,35$, что соответствует углу трения $\varphi = 14-19^\circ$. Отсюда угол захвата может достигать значений $\alpha = 28-38^\circ$, однако в реальных случаях угол захвата принимают в пределах $17-20^\circ$ для обеспечения гарантированного захвата и повышения производительности.

Расчет размеров дробильной камеры — ширины загрузочного отверстия B , ширины выходной щели b , хода подвижной щеки S .

Ширина загрузочного отверстия B должна обеспечить свободный прием кусков максимальной крупности. Поэтому должно быть соблюдено условие

$$B \geq D_{\max} / 0,85. \quad (2.17)$$

Для дробилок, работающих в автоматических линиях без наблюдения оператора, ширина загрузочного отверстия и максимальный размер загружаемых кусков материалов должны соответствовать условию

$$B \geq D_{\max} / 0,5. \quad (2.18)$$

При использовании стандартных дробящих плит ширина выходной щели b связана с максимальной крупностью кусков в готовом продукте зависимостью

$$d_{\max} = 0,5b. \quad (2.19)$$

При необходимости из (2.19) может быть определена степень измельчения материала

$$i = D_{\max} / d_{\max}. \quad (2.20)$$

Ход подвижной щеки S , т.е. ход сжатия материала в камере дробления, — важнейший параметр щековой дробилки, от которого зависят ее основные технико-эксплуатационные показатели.

Для разрушения куска материала при сжатии его между дробящими плитами ход щеки должен быть не меньше необходимого хода сжатия до разрушения

$$S > eD, \quad (2.21)$$

где $e = \sigma_{сж}/E$ — относительное сжатие дробимого материала; $\sigma_{сж}$ — напряжение сжатия, Па; E — модуль упругости, Па; D — размер куска, мм.

Однако дробимые куски имеют неопределенную форму и контактируют с дробящими плитами не плоскостями, а точками, поэтому практически для их разрушения требуется значительно больший ход щеки.

Оптимальные значения ходов сжатия S , мм, для щековых дробилок определены экспериментально:

♦ для ЩДС

$$S_{в} = (0,06 - 0,03) B, \quad S_{н} = 7 + 0,10b; \quad (2.22)$$

♦ для ЩДП

$$S_{в} = (0,01 - 0,03) B, \quad S_{н} = 8 + 0,26b,$$

где $S_{в}$, $S_{н}$ — ход сжатия соответственно в верхней и нижней точках камеры дробления, мм. За ход сжатия принимают проекцию траектории движения данной точки подвижной щеки на перпендикуляр к неподвижной щеке.

Расчет частоты вращения эксцентрикового вала n , об/с, дробилок ведут по формуле

$$n = 0,5 \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{2 S_{н}}}. \quad (2.23)$$

В (2.23) не учтены конструктивные особенности машины и некоторые факторы, сопутствующие процессу дробления, например силы трения кусков материала один о другой и дробящие плиты, возникающие при опускании кусков. Поэтому полученное значение частоты вращения вала щековых дробилок со сложным и простым движением подвижной щеки следует скорректировать:

♦ с приемным отверстием шириной 600 мм и менее $n = 17b^{-0,3}$;

- ♦ с приемным отверстием шириной 900 мм и более $n = 13b^{-0,3}$.

Производительность щековых дробилок Q , $\text{м}^3/\text{с}$, рассчитывают по методике, предполагающей, что разгрузка материала из выходной щели дробилки происходит только при отходе подвижной щеки и при этом за один оборот вала из дробилки выпадает некоторый объем материала V , м^3 , заключенный в призме высотой h (на рис. 2.7 заштрихованный участок).

Производительность дробилки

$$Q = \frac{\mu n S_n L(e + b)}{2 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.24)$$

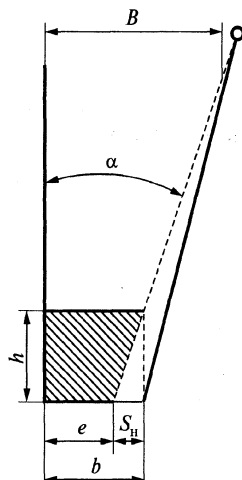
где μ — коэффициент, учитывающий разрыхление материала в объеме призмы и равный по опытным данным 0,4 — 0,75; величина e определяется из соотношения $b = e + S_n$; L — длина приемного отверстия, м.

Подсчитанная по данной формуле производительность в большинстве случаев значительно отличается от фактической, так как исходные предпосылки недостаточно полно отражают характер процесса в камере дробления.

Б.В. Клушанцев предложил определять производительность щековых дробилок по формуле, в которой по сравнению с (2.24) дополнительно учитываются некоторые параметры:

$$Q = \frac{c S_{cp} L b n (B + b)}{2 D_{cb} \operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.25)$$

где c — коэффициент кинематики (для ЩДП $c = 0,84$, для ЩДС $c = 1$); $S_{cp} = 0,5(S_n + S_b)$ — средний (эквивалентный) ход щеки, равный полусумме значений ходов сжатия вверху и внизу камеры дробления, м; D_{cb} — средневзвешенный размер кусков в исходном материале, м, причем для дробилок с приемным отверстием шириной 600 мм и менее D_{cb} принимается равным ширине приемного отверстия B , для дробилок с приемным отверстием шириной 900 мм и более, работающих на рядовой горной массе, $D_{cb} = (0,3 - 0,4) B$.



Р и с. 2.7. Схема разгрузки щековой дробилки

Мощность электродвигателя N , кВт, можно рассчитывать по формулам, предложенным В.А. Олевским:

♦ для ШДП

$$N = 700 m L H S n; \quad (2.26)$$

♦ для ШДС

$$N = 720 L H n r, \quad (2.27)$$

где $m = 0,56-0,60$ – конструктивный коэффициент; L – длина камеры дробления, м; H – высота неподвижной плиты, м; S_n – ход сжатия в нижней зоне, м; r – эксцентриситет вала, м; n – частота вращения вала, об/с.

Так как в момент разгона машина преодолевает пиковые нагрузки, окончательную мощность двигателя выбирают с некоторым запасом, в частности рекомендуется полученные по (2.26), (2.27) значения умножать на коэффициент 1,5.

Расчет нагрузок в основных элементах. Для вычисления усилий в деталях дробилки необходимо определить равнодействующую сил дробления P , место ее приложения и далее при помощи графического построения найти силы, действующие на основные звенья и детали механизма дробилки. При дроблении имеют место все виды напряжения, но, как показали эксперименты, основным видом является разрушение от возникающих напряжений растяжения. Это объясняется тем, что дробимый кусок зажимается между ребрами рифлений дробящих плит, а при таком характере нагрузки в куске возникают растягивающие напряжения, направленные перпендикулярно силам сжатия и вызывающие его разрушение.

Принимая условно, что все дробящее пространство заполнено кусками шарообразной формы, получаем суммарную нагрузку на дробящую плиту $P_{\text{дроб}}$, Н:

$$P_{\text{дроб}} = K \pi^2 \sigma_p F_{\text{дроб}} / 8,$$

где K – коэффициент, учитывающий разрыхление и одновременность раздавливания в пределах одного качения щеки; $F_{\text{дроб}}$ – активная площадь дробящей плиты (участвующей в дроблении), м²; σ_p – растягивающие напряжения в дробимом материале, МПа.

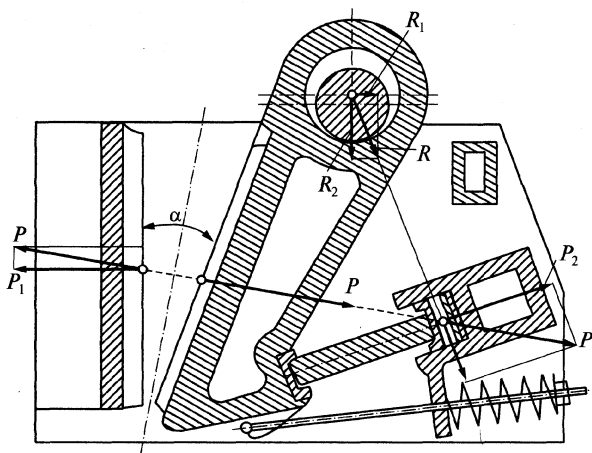
Так как в основном дробилки применяют для пород с пределом прочности не выше 300 МПа, то для их расчета максимальную нагрузку принимают равной 2,7 МПа.

Из опыта эксплуатации дробилок установлено, что для предотвращения ложного срабатывания предохранительных устройств при нормальной работе дробилок достаточно принять коэффициент превышения номинальной нагрузки равным 1,5. Поэтому расчетная нагрузка $P_{\text{расч}}$, МН, должна быть увеличена в 1,5 раза, т.е.

$$P_{\text{расч}} = 1,5 P_{\text{дроб}} = 1,5 K \frac{\pi^2 \sigma_p}{8} F_{\text{дроб}} \approx 1,5 \cdot 2,7 F_{\text{дроб}}. \quad (2.28)$$

Эксперименты подтверждаются теоретическими расчетами, из которых следует, что нагрузка на дробящую плиту распределяется равномерно. Поэтому при определении усилий в элементах дробилки можно считать, что равнодействующая нагрузка на дробящую плиту приложена к середине дробящей плиты по высоте.

На рис. 2.8 изображена схема для определения действующих усилий на звенья щековой дробилки со сложным движением. С некоторым приближением принимаем, что равнодействующая усилий дробления P , приложенная к середине дробящей плиты, направлена перпендикулярно биссектрисе угла захвата α . Очевидно, сила P_1 , действующая на переднюю стенку станины, равна $P \cos \alpha / 2$. Продолжая линию действия равнодействующей до точки пересечения с линией действия распорной плиты и соединив затем эту точку с осью эксцентрикового вала, получаем направле-



Р и с. 2.8. Схема для определения усилий в щековой дробилке

ния и значения сил, действующих на основные звенья дробилки: R — усилие, воспринимаемое эксцентриковым валом и подшипниками данного узла, P_2 — усилие, воспринимаемое распорной плитой и регулировочным устройством.

Эксцентриковый вал щековой дробилки подвергается изгибу и кручению. Можно принять, что нагрузка на вал распределяется симметрично, следовательно, усилия, действующие на подшипники, будут одинаковы и равны $R/2$. По этим данным можно построить эпюру изгибающих и крутящих моментов, затем определить напряжения изгиба в опасных сечениях $\sigma_{\max} = -M_{\text{изг}} / (0,1 d^3)$, а также напряжения кручения $\tau = M_{\text{кр}} / (0,2 d^3)$, где $M_{\text{изг}}$ — изгибающий момент; $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент; d — диаметр вала в данном сечении.

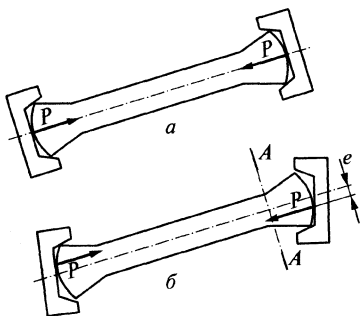
Щеку и шатун рассчитывают, как балки, с одной стороны закрепленные шарнирно (ось подвеса, эксцентриковый вал), а с другой — опирающиеся на распорную плиту. Щека рассчитывается на изгиб, шатун — на растяжение.

Распорная плита щековых дробилок при попадании в дробилку недробимого тела работает в условиях пульсирующего цикла нагружения и мгновенно возрастающих нагрузок. Поэтому распорную плиту необходимо рассчитывать на предельную прочность и выносливость.

В общем случае распорная плита испытывает внецентренное сжатие, т.е. ось плиты не совпадает с линией действия нагрузки,

что вызвано изменением положения опорных поверхностей сухарей при изменении ширины выходной щели и износом распорных плит и сухарей.

На рис. 2.9, *а* дана схема действия сил в распорной плите, ось которой нормальна опорным поверхностям. В этом случае плита подвергается только напряжениям сжатия. На рис. 2.9, *б* показана схема действия сил в распорной плите, когда линия действия сжимающей нагрузки и соединяющая точ-



Р и с. 2.9. Схема действия сил в распорной плите щековой дробилки:

а — по оси плиты; *б* — линия действия сил не совпадает с осью плиты

ки контакта плиты с сухарями не совпадает с осью плиты, что вызывает изгибающий момент.

Напряжение в распорной плите

$$\sigma = \frac{P}{F} \pm \frac{Pe}{W}, \quad (2.29)$$

где P – усилие, сжимающее распорную плиту; F – площадь расчетного сечения (сечение $A-A$); e – эксцентриситет в приложении нагрузки; W – момент сопротивления сечения, м^3 .

Распорные плиты изготавливают, как правило, литыми из серого чугуна марок СЧ 18-36 или СЧ 24-44. Предельную прочность рассчитывают по формуле $n = \sigma_b / \sigma$, выносливость по формуле $n = \sigma_0 / \sigma$ (σ_b – предел прочности материала плиты на изгиб; σ_0 – предел выносливости при пульсирующем цикле нагрузки).

Пример 2.4. Подобрать марку щековой дробилки, предназначенной для дробления гранита с максимальными размерами кусков $D_{\max} = 1250$ мм до крупности $d_{\max} = 180$ мм.

Исходные данные. Прочностные характеристики обрабатываемого материала $\rho = 2630$ кг/м³; $\sigma_{сж} = 140$ МПа; $E = 7,5 \cdot 10^4$ МПа; $f = 0,25$.

Ширина загрузочного отверстия, обеспечивающая свободный прием кусков максимальной крупности, определим по (2.17):

$$B = \frac{1250}{0,85} = 1470 \text{ мм}.$$

Исходя из этого значения по табл. 2.5 подбираем дробилку с простым движением щеки типа ЩДП15×21, имеющей следующие технические характеристики: $B = 1500$ мм; $L = 2100$ мм; $D_{\max} = 1300$ мм; $\alpha = 20^\circ$; $b = 180$ мм; $S = 44$ мм; $n = 125$ об/мин; $Q = 550$ м³/ч; $N = 250$ кВт.

Проверим выполнение двух условий:

- ♦ условия захвата дробимого материала: угол трения материала составит $\varphi = \arctg(f) = \arctg 0,25 = 14,036^\circ$. Таким образом, угол захвата дробилки α меньше двойного угла трения материала. Следовательно, согласно (2.16), материал не будет выталкиваться из камеры дробления;
- ♦ условия (2.21) разрушения куска материала при его сжатии. Величина относительного сжатия равна $e = \sigma_{сж} / E = 140 / (7,5 \cdot 10^4) = 1,867 \cdot 10^{-3}$. При этом минимально необходимый ход щеки состав-

вит $eD_{\max} = 1,867 \cdot 10^{-3} \cdot 1250 = 2,33$ мм, что существенно меньше номинального хода щеки $S = 44$ мм. Учитывая неоднородность формы и размера кусков дробимого материала, определим оптимальные ходы сжатия по соотношениям (2.22):

- ♦ в верхней точке камеры дробления $S_B = 0,02 B = 0,02 \cdot 1500 = 30$ мм;
- ♦ в нижней точке камеры дробления $S_H = 8 + 0,26b = 8 + 0,26 \cdot 180 = 55$ мм.

И в этом случае условие (2.21) выполняется, следовательно, обеспечивается надежное дробление материала заданной крупности.

Пример 2.5. Рассчитать основные кинематические и технологические параметры дробилки, выбранной в примере 2.4: частоту вращения приводного эксцентрикового вала, производительность и мощность привода. Определить средневзвешенные размеры кусков исходного материала, готового продукта и степень дробления.

Оптимальную частоту вращения вала дробилки определим по (2.23): $n = 13b^{-0,3} = 13 \cdot 180^{-0,3} = 2,74$ об/с, что превосходит рабочую частоту вращения вала 2,08 об/с. Это свидетельствует о том, что дробилка будет работать в несколько недогруженном режиме.

Средневзвешенный размер кусков исходного материала $D_{\text{св}} = 0,35B = 0,35 \cdot 1,5 = 0,525$ м, а раздробленного материала $d_{\text{св}} = 0,8b = 0,8 \cdot 0,18 = 0,144$ м.

Степень дробления $i = D_{\text{св}} / d_{\text{св}} = 0,525 / 0,144 = 3,65$.

Производительность по (2.25) равна

$$Q = \frac{c S_{\text{ср}} L b n (B + b)}{2 D_{\text{св}} \operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,84 \cdot 0,04 \cdot 2,1 \cdot 0,18 \cdot 2,08 \cdot (1,5 + 0,18)}{2 \cdot 0,525 \operatorname{tg} 20^\circ} = 0,116 \text{ м}^3/\text{с} \quad (417,6 \text{ м}^3/\text{ч})$$

Необходимые при этом затраты энергии, рассчитанные по соотношению (2.26), составят

$$N = 700 m L H S n = 700 \cdot 0,56 \cdot 1,2 \cdot 0,48 \cdot 0,055 \cdot 2,08 = 25,8 \text{ кВт},$$

где $S_H = 0,055$ м – ход сжатия в нижней точке камеры дробления (см. пример 2.4); $H = \frac{B-b}{\operatorname{tg}(90^\circ - \alpha)} = \frac{1,5-0,18}{\operatorname{tg}(90^\circ - 20^\circ)} = 0,48$ м – высота

неподвижной плиты.

2.3. Расчет конусных дробилок. Область применения, принцип действия, классификация

Конусные дробилки по технологическому назначению делят на дробилки крупного дробления (ККД), которые обеспечивают степень дробления $i = 5-8$; конусные дробилки среднего (КСД) и мелкого (КМД) дробления, обеспечивающие степень дробления i до 20–50 (рис. 2.10). Конусные дробилки применяют для дробления пород прочностью $\sigma_{сж}$ до 300 МПа с высокой степенью абразивности. Эти машины отличаются высокой производительностью. В химической промышленности в основном используют дробилки КСД и КМД.

В таких дробилках материал раздавливается в камере дробления рабочим конусом, совершающим пространственное качание внутри неподвижного конуса. В каждый момент одна из образующих дробящего конуса оказывается наиболее приближенной к внутренней по-

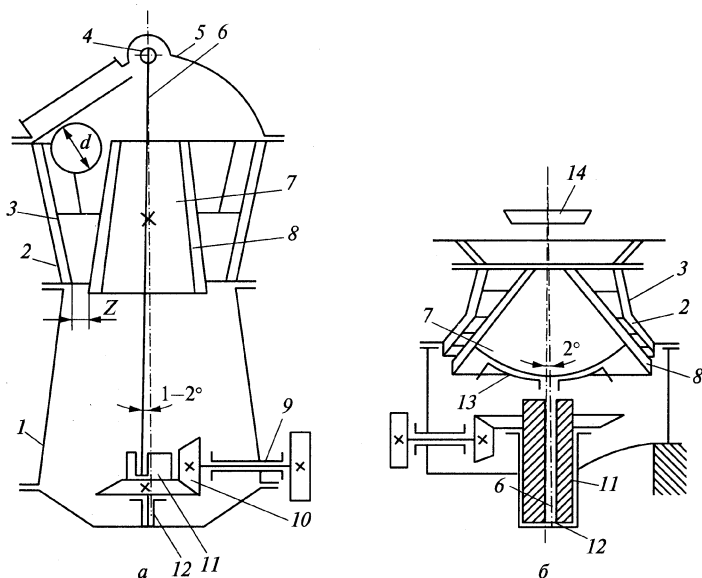


Рис. 2.10. Конусная дробилка:

a – ККД; *б* – КСД, КМД; *d* – размер загружаемого куска материала

верхности неподвижного конуса, а противоположная ей образующая — наиболее удаленной от нее. Таким образом, в любой момент поверхности дробящих конусов, сближаясь, производят дробление материала, а в зоне удаления этих поверхностей ранее раздробленный материал под действием собственного веса разгружается через кольцеобразную выпускную щель.

В конусных дробилках для крупного дробления (рис. 2.10, а) измельчение материала производится в кольцевом рабочем пространстве, образованном двумя конусами: неподвижным 2, закрепленным в основании дробилки 1, и подвижным (дробящим) 7. Последний плотно насажен на вал 6. Верхний конец вала шарнирно с помощью подвесного подшипника 4 крепится к траверсе 5, а нижний — свободно входит в стакан-эксцентрик 11, который может вращаться в вертикальном подшипнике 12 станины дробилки. Вращение стакану-эксцентрику передается от электродвигателя через горизонтальный вал 9 и коническую передачу 10. Дробящий конус бронирован плитами 3 и 8 из износостойкой стали. Геометрические оси подвижного и неподвижного конусов образуют угол до 2—3°. При вращении эксцентрикового стакана геометрическая ось подвижного конуса описывает коническую поверхность с вершиной в точке подвеса вала, а сам конус совершает круговые качания внутри неподвижного. Дробление материала происходит в зоне, где поверхности конусов сближаются, а разгрузка — там, где эти поверхности расходятся.

Конусные дробилки для среднего и мелкого дробления (рис. 2.10, б) значительно отличаются от дробилок для крупного дробления, прежде всего очертанием профиля рабочего пространства. Подвижный дробящий конус 7 имеет угол при вершине 80—100° («пологий конус»), тогда как у дробилок крупного дробления этот угол составляет 20—30° («крутой конус»). Неподвижный дробящий конус 3 также расширяется книзу, образуя с подвижным «параллельную зону», при движении по которой материал подвергается неоднократному сжатию и дроблению до размера, равного ширине выходной щели. Поэтому крупность продукта дробления определяется шириной закрытой разгрузочной щели, а не открытой, как у дробилок крупного дробления.

В таких дробилках вал 6, на котором насажен дробящий конус, выполнен консольным, не имеющим верхней опоры. Если у дробилки

лок для крупного дробления дробящий конус шарнирно подвешен к траверсе, то у дробилок для среднего и мелкого дробления опора дробящего конуса расположена в центре его качания и выполнена в виде сферического подпятника 13 большого радиуса, воспринимающего как массу конуса и вала, так и усилия дробления. Нижний конец вала вставлен в эксцентриковую втулку 11, которая размещена в стакане, представляющем одно целое со станиной дробилки, и получает вращение от электродвигателя через горизонтальный вал и коническую передачу. Материал поступает на диск-питатель 14 и равномерно распределяется по всему загрузочному отверстию.

Типоразмер дробилок ККД определяется шириной приемного отверстия (от 500 до 1500 мм), дробилок КСД и КМД – диаметром основания подвижного конуса (от 600 до 2200 мм).

Основные параметры и размеры некоторых дробилок, выпускаемых отечественными предприятиями, приведены в табл. 2.6, 2.7.

Таблица 2.6. Технические характеристики конусных дробилок крупного дробления ККД и КРД (ГОСТ 6937–69)

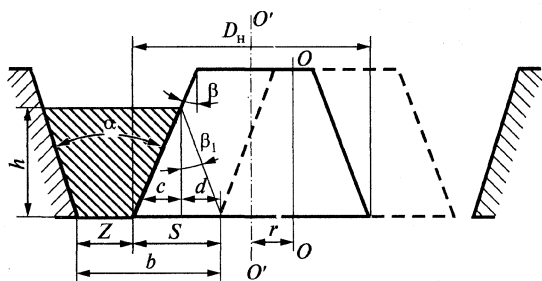
| Параметр | ККД-500/75 | ККД-900/140 | ККД-1200/150 | ККД-1500/180 |
|--|--------------|-------------|--------------|--------------|
| Ширина загрузочного отверстия, мм | 500 | 900 | 1200 | 1500 |
| Максимальный размер загружаемого куска, мм | 400 | 750 | 1000 | 1200 |
| Ширина разгрузочной щели, мм | 75 | 140 | 150 | 180 |
| Диапазон регулирования ширины разгрузочной щели, мм | ±11 | ±20 | ±22 | ±27 |
| Производительность, м ³ /ч | 150 | 428 | 680 | 1300 |
| Мощность электродвигателя, кВт | 132 | 250 | 315 | 400 |
| Параметр | ККД-1500/300 | КРД-500/60 | КРД-700/75 | КРД-900/100 |
| Ширина загрузочного отверстия, мм | 1500 | 500 | 700 | 900 |
| Максимальный размер загружаемого куска, мм | 1200 | 400 | 550 | 750 |
| Ширина разгрузочной щели, мм | 300 | 60 | 75 | 100 |
| Диапазон регулирования разгрузочной щели, мм | ±45 | ±9 | ±11 | ±15 |
| Производительность, м ³ /ч | 2600 | 200 | 400 | 680 |
| Мощность электродвигателя, кВт | 400 | 200 | 250 | 400 |
| Примечание. КРД – дробилка конусная редукционного дробления. | | | | |

Таблица 2.7. Технические характеристики конусных дробилок КСД и КМД исполнения Гр и (Т) (ГОСТ 6937–69)

| Параметр | КСД-600 | КСД-900 | КСД-1200 | КСД-1750 | КСД-2200 |
|--|-----------------------|----------------|--------------------|----------------------|----------------------|
| Диаметр основания дробящего конуса, мм | 600 | 900 | 1200 | 1750 | 2200 |
| Ширина приемного отверстия, мм | 75 | 130 | 185 (125) | 250 (200) | 350 (275) |
| Диапазон регулирования ширины выходной щели, мм | 12–35 | 15–40 | 20–25 (10–25) | 25–60 (15–30) | 30–60 (15–30) |
| Размер наибольшего куска исходного материала, мм | 60 | 105 | 150 (100) | 200 (160) | 300 (250) |
| Производительность на материале средней прочности, м ³ /ч | 12–40 | 30–70 | 77–115 (42–95) | 170–320 (100–190) | 360–610 (180–360) |
| Частота вращения эксцентрика, с ⁻¹ | 6,1 | 5,5 | 4,3 | 4,3 | 4,0 |
| Мощность двигателя, кВт | 30 | 55 | 75 | 160 | 250 |
| Параметр | КСД-3000 | КМД-1200 | КМД-1750 | КМД-2200 | КМД-3000 |
| Диаметр основания дробящего конуса, мм | 3000 | 1200 | 1750 | 2200 | 3000 |
| Ширина приемного отверстия, мм | 600 (475) | 100 (50) | 130 (80) | 140 (100) | 220 (120) |
| Диапазон регулирования ширины выходной щели, мм | 50–80 (25–50) | 5–15 (3–12) | 9–20 (5–15) | 10–20 (5–15) | 15–25 (6–20) |
| Размер наибольшего куска исходного материала, мм | 500 (380) | 80 (40) | 100 (70) | 100 (85) | 180 (100) |
| Производительность на материале средней прочности, м ³ /ч | 700–1100 (425–850) | 45 (27) | 95–130 (85–110) | 220–260 (170–200) | 360–520 (320–440) |
| Частота вращения эксцентрика, с ⁻¹ | 4,0 | 4,3 | 4,3 | 4,0 | 4,0 |
| Мощность двигателя, кВт | 500 | 75 | 160 | 250 | 500 |

Основные соотношения для расчета конусных дробилок. Условия дробления куска материала в конусных дробилках подобны условиям дробления в щековых дробилках, и методы расчета тех-

нологических параметров этих машин во многом аналогичны рассмотренным. Расчетная схема конусной дробилки показана на рис. 2.11.



Р и с. 2.11. Расчетная
схема конусной дробилки ККД

Угол захвата α в конусных дробилках, т.е. угол между дробящими поверхностями подвижного и неподвижного конусов, так же, как и в щековых дробилках, не должен превышать двойного угла трения:

$$\alpha = \beta + \beta_1 \leq 2\varphi. \quad (2.30)$$

У конусных дробилок крупного дробления угол захвата составляет $21-23^\circ$, у дробилок среднего и мелкого дробления $12-18^\circ$ в зависимости от вида футеровки.

Частоту вращения эксцентриковой втулки n , об/с, для дробилок ККД определяют так же, как и для щековых, т.е. из условия обеспечения пути h свободно падающего куска дробимого материала за время t , в течение которого эксцентриковая втулка совершает половину оборота:

$$h = gt^2/2; \quad t = \sqrt{2h/g}; \quad t = 1/(2n); \quad n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{g}{2h}}. \quad (2.31)$$

Из схемы на рис. 2.11 следует

$$c = h \operatorname{tg} \beta; \quad d = h \operatorname{tg} \beta_1; \quad c + d = S = 2r = h(\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1),$$

где r — эксцентриситет (расстояние от оси дробилки OO до оси конуса $O'O$);

$$h = \frac{S}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1} = \frac{2r}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1}.$$

Подстановка этого значения h в (2.31) дает

$$n = 0,25 \sqrt{\frac{g(\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1)}{r}} \approx 0,78 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1}{r}}. \quad (2.32)$$

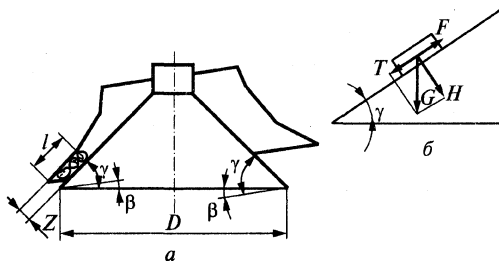
Так как фактически материал тормозится о стенки конусов и скорость его движения уменьшается, рекомендуется частоту вращения, полученную по (2.32), уменьшить примерно на 10%. Приняв эту поправку, окончательно получим для дробилок ККД частоту вращения эксцентриковой втулки

$$n = 0,71 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1}{r}}. \quad (2.33)$$

Частота вращения эксцентриковой втулки для дробилок КСД рассчитывается по формуле

$$n \geq 7,5 \sqrt{\frac{\sin \gamma - f \cos \gamma}{D}}, \quad (2.34)$$

где f — коэффициент трения кусков материала о поверхность конусов (обычно принимается от 0,25 до 0,45); γ , D см. на рис. 2.12.



Р и с. 2.12. Расчетная схема конусной дробилки КСД: а — схема действия сил в подвижном конусе и камере дробления; б — схема движения куса по наклонной плоскости

Частота вращения эксцентриковой втулки для конусных дробилок мелкого дробления принимается такой же, что и для дробилок среднего дробления, хотя длина параллельной зоны в дробилках КМД значительно больше, чем в КСД, и кусок материала при продвижении к выходной щели несколько раз сжимается дробящими конусами.

Производительность конусных дробилок крупного дробления (рис. 2.11) определяют при условии, что за один оборот вала из дробилки выпадает кольцо материала сечением, F , м^2 ,

$$F = \frac{(z + S) + z}{2} h,$$

где $h = 2r / (\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1)$ — высота кольца, м.

На основании этого получена формула производительности конусных дробилок крупного дробления Q , м³/с,

$$Q = \frac{2 \pi D_n \mu n r (b + r)}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1}. \quad (2.35)$$

При расчете производительности конусных дробилок среднего и мелкого дробления принимают, что за один оборот эксцентриковой втулки кусок материала проходит длину параллельной зоны. В этом случае производительность дробилки Q , м³/ч, рассчитывается по формуле

$$Q = \mu \pi n z l D, \quad (2.36)$$

где μ — коэффициент разрыхления материала (для дробилок КСД и КМД $\mu = 0,4-0,5$, т.е. несколько ниже, чем для ККД); z — ширина выходной щели, м; l — длина параллельной зоны, м; D — диаметр основания подвижного конуса, м.

Мощность двигателя. Требуемую мощность привода N , кВт, для дробилок ККД можно рассчитать по формуле В.А. Олевского

$$N_0 = 60 K D^2 r n, \quad (2.37)$$

где K — коэффициент, учитывающий прочность измельчаемого материала (для прочных пород $K = 24$); r — эксцентриситет в плоскости выходной щели, м.

При определении установочной мощности двигателя $N_{\text{дв}}$, кВт, следует учитывать пиковые нагрузки и поэтому мощность двигателя нужно увеличить на 50%, т.е.

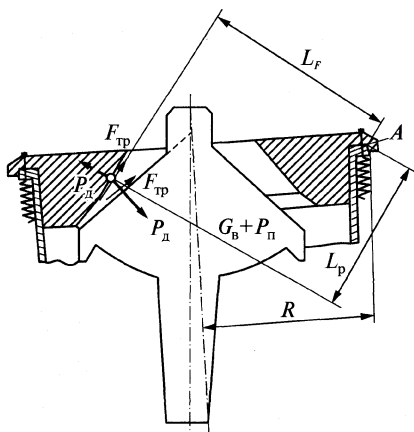
$$N_{\text{дв}} = 1,5 N_0 = 2160 D^2 r n. \quad (2.38)$$

Для дробилок КСД и КМД

$$N_{\text{дв}} = 12,6 D^2 n. \quad (2.39)$$

Равнодействующая усилий дробления. Расчетная схема для определения равнодействующей усилия дробления P_d показана на рис. 2.13.

Как и для щековых дробилок, принимают, что равнодействующая приложена в точке, находящейся на середине зоны дробления. Согласно условию, верхняя часть дробилки находится в равновесии под действием всех внешних сил.



Р и с. 2.13. Схема для определения усилий дробления в конусной дробилке

Уравнение моментов сил относительно точки A

$$P_d L_p + F_{тр} L_F - (G_v + P_n n) R = 0$$

или

$$P_d L_p + f P_d L_F - (G_v + P_n n) R = 0,$$

откуда находим максимальное значение равнодействующей усилий дробления P_d , Н,

$$P_d = \frac{(G_v + P_n n) R}{L_p + f L_F}, \quad (2.40)$$

где G_v — сила тяжести верхней части дробилки, Н; P_n — усилие предварительной затяжки одной пружины, Н; n — число пружин; R — расстояние от оси дробилки до точки A, м; L_p и L_F — плечи сил относительно точки A, м; f — коэффициент трения подвижного конуса о дробимый материал.

Для определения средних усилий дробления в дробилке КСД можно воспользоваться эмпирической формулой В.А. Олевского

$$P_d = 46 F \cdot 10^4, \quad (2.41)$$

где F — площадь боковой поверхности дробящего конуса, м².

Пример 2.6. Определить производительность конусной дробилки КСД-1200 при переработке фосфоритов Аксайского месторождения (тип руды — карбонатная известковая). Исходная средневзвешенная

крупность кусков руды 70 мм; крупность кусков сырья на выходе принимать равной 5–20 мм.

Исходные данные. Техническая характеристика дробилки (см. табл. 2.7): диаметр основания дробящего конуса $D = 1200$ мм; частота вращения эксцентриковой втулки $n = 4,3$ об/с; ширина разгрузочной щели $z = 20$ –25 мм; производительность 77–115 м³/ч; мощность привода 160 кВт.

Для расчета производительности воспользуемся (2.36):

$$Q = \mu \pi n z l D = 0,45 \cdot \pi \cdot 4,3 \cdot 0,02 \cdot 0,1 \cdot 1,2 \cdot 3600 = 52,522 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $\mu = 0,45$ — коэффициент разрыхления материала; $l = D/12 = 1,2/12 = 0,1$ м — длина параллельной зоны.

Пример 2.7. Рассчитать необходимую установочную мощность двигателя дробилки для условий примера 2.6.

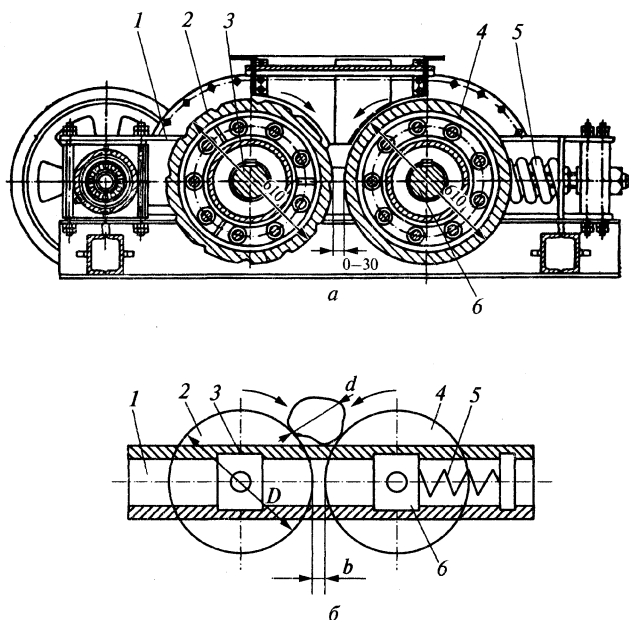
Расчет мощности проведем по (2.39)

$$N_{\text{дв}} = 12,6 D^2 n = 12,6 \cdot 1,2^2 \cdot 4,3 = 78,019 \text{ кВт}.$$

2.4. Расчет валковых дробилок. Область применения, принцип действия, классификация

Валковые дробилки применяют для среднего и мелкого дробления материалов высокой и средней прочности, а также для измельчения пластичных и хрупких материалов.

Рабочими органами валковой дробилки (рис. 2.14) являются два параллельных цилиндрических вала 2 и 4, вращающиеся встречно. Попадающий в рабочую зону кусок материала увлекается трением о поверхность валков и затягивается в рабочее пространство, где подвергается дроблению в результате раскалывания, излома и истирания. Поверхности валков бывают гладкие и рифленые. Валки монтируются на станине 1 в подшипниках 3 и 6. Подшипники одного либо двух валков имеют пружинные опоры 5, которые могут перемещаться в направляющих при попадании в дробилку недробимого предмета. Вращение вала сообщается от электродвигателя через клиноременную передачу с частотой 75–190 мин⁻¹.



Р и с. 2.14. Валковая дробилка:
а — конструкция; б — схема

Максимальный размер кусков зависит от диаметра валков и размера разгрузочной щели. Так, диаметр гладкого валка должен в 20 раз превосходить размер камня, а при рифленых поверхностях валков — в 12 раз. Поэтому степень дробления составляет 4–12.

Типоразмер валковых дробилок определяется диаметром и длиной валков. Технические характеристики некоторых отечественных валковых дробилок приведены в табл. 2.8, 2.9.

Таблица 2.8. Техническая характеристика валковых дробилок с гладкими и рифлеными (ГОСТ 18266–72) валками

| Параметр | ДГ 400× 250 | ДГ 600× 400 | ДГ 800× 500 | ДГ 1000× 500 | ДГ 1500× 600 | ДР 400× 250 | ДР 600× 400 |
|--|-------------------|-------------------|-------------------|--------------------|--------------------|-------------------|-------------------|
| Диаметр валка, мм | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1500 | 400 | 600 |
| Длина валка, мм | 250 | 400 | 500 | 550 | 600 | 250 | 400 |
| Максимальный размер исходного куска, мм | 20 | 30 | 40 | 50 | 75 | 40 | 60 |

Окончание табл. 2.8

| Параметр | ДГ 400× 250 | ДГ 600× 400 | ДГ 800× 500 | ДГ 1000× 500 | ДГ 1500× 600 | ДР 400× 250 | ДР 600× 400 |
|--|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Зазор между валками, мм | 2–12 | 2–14 | 4–16 | 4–18 | 4–20 | 5–20 | 10–30 |
| Частота вращения, с ⁻¹ | 2,38 3,33 4,75 | 2,00 2,50 3,16 | 1,20 1,66 2,42 | 0,95 1,50 1,92 | 0,63 1,00 1,26 | 2,00 3,00 4,00 | 1,66 2,16 2,66 |
| Производительность, м ³ /ч | 3–12 | 4–24 | 6–35 | 10–45, 6 | 15–75 | 3–12 | 8–25 |
| Мощность двигателя, кВт | 8 | 22 | 30 | 40 | 55 | 8 | 22 |

Таблица 2.9. Техническая характеристика валковых дробилок с зубчатыми (ГОСТ 12237–77) валками

| Параметр | ДДЗ-4 | ДДЗ-6 | ДДЗ-10 | ДДЗ-16 |
|---|-------|--------|---------|----------|
| Диаметр вала, мм | 400 | 630 | 1000 | 1600 |
| Длина вала, мм | 500 | 800 | 1250 | 2000 |
| Максимальный размер исходного куска, мм | 100 | 400 | 400 | 1200 |
| Зазор между валками, мм | 15–65 | 30–80 | 65–130 | 130–200 |
| Частота вращения, с ⁻¹ | 1,06 | 0,83 | 0,60 | 0,50 |
| Производительность для угля, т/ч | 20–50 | 60–150 | 125–525 | 650–1000 |
| Мощность двигателя, кВт | 10 | 20 | 55 | 315 |

Соотношения для расчета основных параметров валковых дробилок — угла захвата, производительности, частоты вращения валков, усилий в деталях.

Угол захвата в валковых дробилках — это угол β между двумя касательными к поверхности валков в точках соприкосновения с дробимым материалом (рис. 2.15). Кусок материала будет захватываться, если $\beta \leq 2\varphi$ или $\alpha \leq \varphi$.

Так же как у щековых и конусных дробилок, угол захвата у валковых дробилок для нормального дробления не должен превышать двойного угла трения. При коэффициенте трения для реальных случаев $f = 0,30–0,45$, угол трения составляет $\varphi = 16^\circ 40'–24^\circ 20'$. На

практике для гладких валков принимают $\alpha = 16\text{--}24^\circ$, чтобы исключить выдавливание дробимых кусков из рабочей зоны. Зубчатые и рифленые валки обеспечивают лучшие условия захвата, поэтому $\alpha = 20\text{--}30^\circ$.

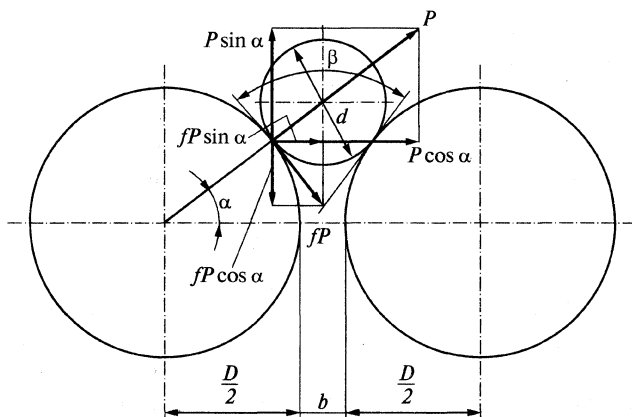


Рис. 2.15. Расчетная схема валковой дробилки

Максимальный размер куска, захватываемого валками, можно определить по формуле

$$d_{\max} = [D(1-k) + b] / k, \quad (2.42)$$

где k — коэффициент захвата (для гладких валков $k = 0,954$, для рифленых $k = 0,92$); b — ширина выходной щели, м.

Производительность валковых дробилок Q , $\text{м}^3/\text{с}$, можно вычислить, если представить процесс дробления как движение ленты материала. За один оборот валка через щель пройдет объем ленты материала V , м^3 :

$$V = \pi D L b,$$

где D — диаметр валка, м; L — длина валка, м.

Производительность дробилки при частоте вращения вала n

$$Q = 1,25 \pi D L b n \mu, \quad (2.43)$$

где 1,25 — коэффициент, учитывающий возможное расхождение валков при работе; μ — коэффициент, учитывающий степень разрыхленности материала (для прочных материалов $\mu = 0,2\text{--}0,3$, для влажных $\mu = 0,4\text{--}0,6$).

Частота вращения валков n , об/с, валковой дробилки не должна превышать некоторого значения, при котором создаются неустойчивые условия захвата материала и возникают нежелательные колебания нагрузок.

Наиболее благоприятный режим работы наступает при окружной скорости валков $w_{\text{опт}} = 3-6$ м/с. Отсюда находится частота вращения валков

$$n_{\text{опт}} = w_{\text{опт}} / (\pi D). \quad (2.44)$$

Максимально возможную частоту вращения валков определяют по формуле, предложенной проф. Л.Б. Левенсоном:

$$n_{\text{max}} \leq 102,5 \sqrt{\frac{f}{\rho d D}}, \quad (2.45)$$

где f — коэффициент трения материала о валок (для прочных пород $f \geq 0,3$, для глин $f \leq 0,45$); d — диаметр куса исходного материала, м; ρ — плотность измельчаемого материала, кг/м³.

Усилия в деталях валковой дробилки определяются нагрузкой, которая создается пружинами предохранительного устройства. Эта нагрузка зависит от многих факторов и может быть вычислена лишь приближенно.

Суммарное усилие дробления P , Н,

$$P = \sigma_{\text{сж}} L l \mu, \quad (2.46)$$

где $\sigma_{\text{сж}}$ — предел прочности материала при сжатии, Па; $l = D\alpha/2$ — длина дуги на участке измельчения материала, м.

Сила нажатия пружин подвижного валка должна обеспечивать суммарные значения P .

Установочная мощность электродвигателя валковой дробилки, кВт, рассчитывается по формуле

$$N_{\text{дв}} = \frac{\pi n (\sigma_{\text{сж}} L l \mu f D + 2 d_{\text{ш}} f_1 G)}{1000 \eta}, \quad (2.47)$$

где $d_{\text{ш}}$ — диаметр шейки вала под подшипниками валка, м; $f_1 = 0,001-0,015$ — коэффициент трения качения, приведенный к валу; $G = \sqrt{G_{\text{в}}^2 + P_{\text{ср}}^2}$ — нагрузки на подшипник, Н; $G_{\text{в}}$ — сила тяжести валка, Н; $P_{\text{ср}}$ — среднее усилие дробления, Н; η — КПД привода, принимается в пределах от 0,85 до 0,95; $f = 0,30-0,45$.

Для расчета мощности валковых дробилок можно рекомендовать также эмпирические формулы. При переработке пород средней прочности (мергель, известняк, уголь) для расчета N , Вт, используется формула Аргалья

$$N = 47,6 K L w, \text{ Вт}, \quad (2.48)$$

где $K = 0,6(D/d) + 0,15$ – коэффициент; $w = \pi Dn$ – окружная скорость валков, м/с.

Пример 2.8. Выбрать марку валковой дробилки для переработки $24 \text{ м}^3/\text{ч}$ мягкого известняка, имеющего куски средневзвешенным диаметром 73 мм. Продукт дробления должен иметь средневзвешенный размер до 15 мм. Определить основные эксплуатационные показатели: частоту вращения валков; усилие, необходимое для дробления материала; мощность электродвигателя.

Исходные данные. По табл. 2.10 принимаем для перерабатываемого материала $\sigma_{\text{сж}} = 50 \text{ МПа}$.

При выборе типоразмера валковой дробилки учитываем, что размер между валками не может быть меньше среднего размера куска продукта дробления. С учетом заданных параметров по производительности и размеру куска по табл. 2.8 выбираем дробилку марки ДГ 1500×600, имеющую следующие технические характеристики: $D = 1,5 \text{ м}$; $L = 0,6 \text{ м}$; $d_{\text{max}} = 0,075 \text{ м}$; $b = 4\text{--}20 \text{ мм}$; $Q = 15\text{--}75 \text{ м}^3/\text{ч}$; $N = 55 \text{ кВт}$.

Задавшись значением окружной скорости вала $w = 4 \text{ м/с}$, по (2.44) находим оптимальную частоту вращения валков $n_{\text{опт}} = 4/(\pi \cdot 1,5) = 0,849 \text{ об/с}$. Ближайшее рабочее значение частоты вращения валков дробилки принимаем равным $n = 1,0 \text{ об/с}$. Тогда фактическая окружная скорость вала составит

$$w = \pi \cdot 1,5 \cdot 1 = 4,712 \text{ м/с}.$$

Необходимое усилие дробления материала при длине дуги на участке измельчения $l = \frac{D\alpha}{2} = \frac{1,5 \cdot 0,279}{2} = 0,209 \text{ м}$, где $\alpha = 16^\circ (0,279 \text{ рад})$, находится по (2.46):

$$P = \sigma_{\text{сж}} L l \mu = 50 \cdot 10^6 \cdot 0,6 \cdot 0,209 \cdot 0,5 = 3,135 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Мощность электродвигателя определяется по (2.48):

$$N = 47,6 KLw = 47,6 \cdot 12,479 \cdot 0,6 \cdot 4,712 = 1679 \text{ Вт (1,679 кВт)},$$

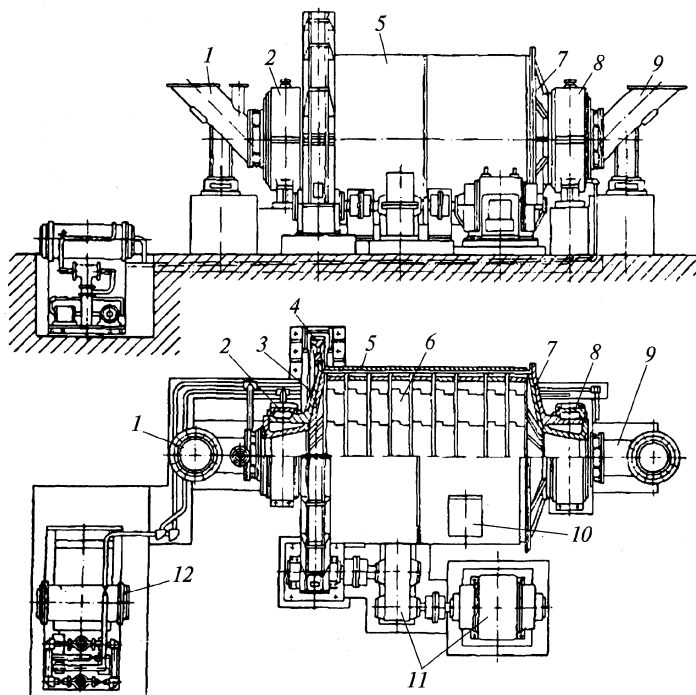
где коэффициент $K = 0,6 \left(\frac{1,5}{0,073} \right) + 0,15 = 12,479$.

Таблица 2.10. Механические свойства горных пород

| Горная порода | Плотность ρ , кг/м ³ | Предел прочно- сти при сжатии $\sigma_{сж}$, МПа | Модуль упруго- сти $E \cdot 10^{-4}$, МПа |
|--------------------------------|---|---|---|
| Известняк мягкий | 1400 | 40–60 | 3,5–5,0 |
| Известняк средней твердости | 2630 | 40–100 | 3,6 |
| Известняк прочный | 2700 | 100–120 | 3,5–5,0 |
| Гранит | 2630 | 120–160 | 5–6 |
| Кварц | 2640 | 80–145 | 3–4,5 |
| Песчаник | 2280 | 50–100 | 3,4–5 |
| Диабаз | 3080 | 150–260 | 6–6,9 |

2.5. Расчет барабанных шаровых мельниц. Область применения, принцип действия, классификация

Барабанные измельчители (мельницы) широко используют для помола различных химических продуктов. Основной конструктивный элемент мельницы – полый стальной горизонтально расположенный барабан 5 (см. рис. 2.16), закрытый с обоих торцов крышками 3, 7, которые опираются полыми цапфами на два главных подшипника скольжения 2, 8. Внутренняя поверхность барабана и торцевых крышек футерована. Футеровка 6 предохраняет мельницу от износа и снижает шум при ее работе. На корпусе барабана установлен люк 10. На загрузочной крышке 3 установлено устройство 1 для ввода в мельницу питания. В качестве такого устройства может служить барабанный или комбинированный питатель. Измельченный материал выгружается из барабана через выгрузное устройство 9. Крутящий момент от привода 11 на барабан передается через венцовую шестерню 4, закрепленную на крышке 3. Мельница снабжена системой смазки 12.



Р и с. 2.16. Схема барабанной мельницы

По принципу действия различают: мельницы периодического действия; однокамерные и многокамерные мельницы непрерывного действия.

В мельницах помол материала осуществляется мелющими телами, выполненными в виде литых, кованных или прокатанных стальных шаров диаметром от 30 до 125 мм либо стержнями, загрузка которых составляет 35–45% внутреннего объема барабана. При вращении барабана с определенной угловой скоростью мелющие тела двигаются вместе с корпусом барабана, поднимаются на некоторую высоту и затем падают на куски материала (загрузки), лежащие на футеровке. Происходит так называемый стесненный удар. Материал измельчается под воздействием удара, а также раздавливанием и истиранием при перекачивании мелющих

тел. Увеличивая время пребывания материала в измельчителе, можно получить высокую степень измельчения, однако при этом резко возрастают энергетические затраты.

Барaban приводится во вращение от электропривода через редуктор. Крутящий момент передается либо непосредственно через муфту на цапфу барабана, либо через венцовую шестерню, закрепленную на барабане вблизи крепления крышки.

Типоразмер барабанного измельчителя определяется внутренним диаметром D барабана (без футеровки) и длиной L его цилиндрической части. Технические характеристики некоторых отечественных шаровых измельчителей приведены в табл. 2.11.

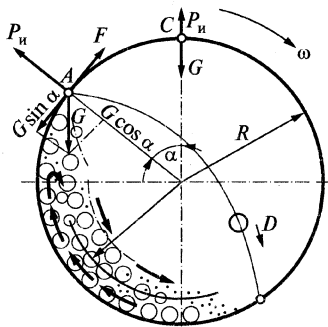
Таблица 2.11. Техническая характеристика шаровых измельчителей мокрого помола

| Параметр | С центральной сливной разгрузкой | | | | С центральной разгрузкой через решетку | | | |
|-----------------------------------|----------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | МШП- 900× 1800 | МШП- 1500× 3100 | МШП- 2100× 3000 | МШП- 3200× 4500 | МШР- 900× 900 | МШР- 1500× 1500 | МШР- 2100× 3000 | МШР- 3600× 4000 |
| Размеры барабана, мм: | | | | | | | | |
| длина | 900 | 1500 | 2100 | 3200 | 900 | 1500 | 2100 | 3600 |
| ширина | 1800 | 3100 | 3000 | 4500 | 900 | 1500 | 3000 | 4000 |
| Рабочий объем, м ³ | 0,9 | 4,2 | 8,5 | 32,0 | 0,45 | 2,2 | 8,5 | 36 |
| Частота вращения барабана, об/мин | 41 | 30 | 24,6 | 19,72 | 41 | 30 | 24,6 | 18,1 |
| Мощность главного привода, кВт | 22 | 100 | 200 | 900 | 14 | 55 | 200 | 1000 |

Основные соотношения для расчета параметров барабанных мельниц — угловой скорости вращения барабана, мощности двигателя, производительности, параметров болтов.

Угловая скорость вращения барабана определяет характер траектории движения мелющих тел, от которой зависит эффективность помола в мельницах. При небольшой угловой скорости барабана загрузка циркулирует в левом нижнем квадранте, мелющие тела поднимаются, вращаясь вместе с барабаном, на некоторую высо-

ту и затем скатываются по подстиляющим слоям, не производя удара. При слишком большой угловой скорости центробежная сила инерции $P_{\text{и}}$ превысит силу тяжести G и мелющие тела не будут отрываться от стенок даже в самой верхней точке C (рис. 2.17).



Р и с. 2.17. К расчету угловой скорости вращения барабана мельницы

Оптимальная угловая скорость барабана находится из условия обеспечения максимальной высоты падения шара, которая определяется координатами точек отрыва шара от стенок (точка A) и точек соприкосновения его с барабаном после падения (точка D). Теоретически найдено, что наиболее выгодный угол отрыва шаров $\alpha = 54^\circ 40'$.

Оптимальная угловая скорость барабана $\omega_{\text{опт}}$, рад/с, при $\alpha = 54^\circ 40'$ равна

$$\omega_{\text{опт}} = \sqrt{g \cos 54^\circ 40' / R} = 2,38 / \sqrt{R}, \quad (2.49)$$

где R – внутренний радиус мельницы, м.

Мощность двигателя шаровых мельниц расходуется на подъем загрузки и сообщение ей кинетической энергии, так как после падения материала окружная скорость частиц равна нулю и их необходимо вовлекать в движение на каждом цикле циркуляции.

Формула для расчета мощности двигателя N , кВт, имеет вид

$$N = \frac{0,39 m R \omega g}{1000 \eta}, \quad (2.50)$$

где η – КПД привода.

Масса загрузки равна сумме масс шаров (мелющих тел) $m_{\text{ш}}$, т, и материала $m_{\text{м}}$, т,

$$m = m_{\text{ш}} + m_{\text{м}}.$$

Обычно масса материала составляет около 14% массы шаров, поэтому

$$m = 1,14 m_{\text{ш}} = 1,14 \pi R^2 L \rho \mu \varphi, \quad (2.51)$$

где L – длина помольной камеры мельницы, м; ρ – плотность мельющих тел (для стальных шаров $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$); $\mu = 0,57$ – коэффициент пустотности загрузки; $\varphi = 0,3$ – коэффициент заполнения барабана загрузкой.

Производительность шаровых мельниц зависит от свойства материала, тонкости помола, режима работы и вида помола – сухой или мокрый (при мокром помоле производительность мельниц на 20–25% выше, чем при сухом), равномерности питания и других факторов.

Расчет производительности Q , т/ч, шаровых мельниц при сухом помоле производят по эмпирической зависимости:

$$Q = 6,45 V \sqrt{D} (m_{\text{ш}} / V)^{0,8} q k, \quad (2.52)$$

где V – рабочий объем мельницы, м^3 ; q – удельная производительность мельницы, зависящая от материала и способа помола (при сухом помоле клинкера, шлаков $q = 0,03$ – $0,04 \text{ т/(кВт·ч)}$; при помоле мела и глины $q = 0,04$ – $0,06 \text{ т/(кВт·ч)}$); k – коэффициент, зависящий от тонкости помола (табл. 2.12).

Таблица 2.12. Зависимость коэффициента k от тонкости помола

| Остаток на сите № 008, % | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 10 | 12 | 15 |
|-----------------------------|-----|------|------|------|------|------|-----|-----|-----|
| k | 0,6 | 0,65 | 0,71 | 0,77 | 0,82 | 0,86 | 1,0 | 1,1 | 1,2 |

Расчет прочности болтов, крепящих фланцы к корпусу мельницы. Суммарная сила среза болтовых соединений

$$P_{\Sigma} = P_o + Q, \quad (2.53)$$

где $P_o = M_{\text{кр}} / r_6$ – окружное усилие, Н; $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент, Н·м; r_6 – радиус болтовой окружности, м; Q – перерезывающая сила в рассматриваемом сечении, Н.

Усилие, растягивающее болты,

$$S_p = k_y S_n, \quad (2.54)$$

где $k_y = 0,2-0,3$ — коэффициент, учитывающий упругость болтового соединения; $S_{\text{и}} = \frac{R_6 l_1}{\varepsilon r_{\text{ф}}}$ — усилие, вызываемое действием реакции опоры R_6 , Н (см. рис. 1.30); $\varepsilon = 0,8$ — коэффициент, учитывающий неравномерность затяжки; $r_{\text{ф}}$ — радиус фланцев, м.

Болты находятся под совместным действием перерезывающих и растягивающих сил, поэтому условие их прочности имеет вид

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{1}{z_6 F_6} \sqrt{S_p^2 + 3 P_{\Sigma}^2} \leq [\sigma]_6, \quad (2.55)$$

где z_6 — число болтов; F_6 — площадь сечения болта, м^2 ; $[\sigma]_6$ — допускаемое напряжение материала болта, Па.

Пример 2.9. Определить производительность и мощность привода шаровой мельницы МШЦ-900×1800, производящей сухой размол глины. Качество продукта определяется по 10%-ному остатку на сите № 008.

Исходные данные. Технические характеристики шаровой мельницы с центральной разгрузкой выбираем по табл. 2.11: $D = 0,9$ м; $L = 1,8$ м; $V = 0,9$ м^3 ; $n = 41$ об/мин; $N = 22$ кВт; коэффициент, учитывающий тонкость помола, $k = 1,0$; удельная производительность мельницы с учетом обрабатываемого материала составит $q = 0,05$ т/(кВт·ч); коэффициент пустотности загрузки $\mu = 0,57$; коэффициент заполнения барабана φ принят равным 0,3; плотность материала мелющих тел $\rho = 7800$ кг/ м^3 .

Массу загрузки находим по (2.51)

$$m = 1,14 \pi R^2 L \mu \rho \varphi = 1,14 \pi 0,45^2 \cdot 1,8 \cdot 7800 \cdot 0,57 \cdot 0,3 = 1741 \text{ кг}.$$

Требуемая мощность двигателя при этом составит уравнение (2.50)

$$N = \frac{0,39 m R \omega g}{1000 \cdot \eta} = \frac{0,39 \cdot 1741 \cdot 0,45 \cdot 4,29 \cdot 9,81}{1000 \cdot 0,75} = 17,2 \text{ кВт},$$

при условии $\eta = 0,75$.

Производительность шаровой мельницы находится по (2.52) при условии, что масса мелющих тел $m_{\text{ш}} = 1741$ кг:

$$\begin{aligned} Q &= 6,45 V \sqrt{D} (m_{\text{ш}} / V)^{0,8} q k = \\ &= 6,45 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{0,9} \left(\frac{1,741}{0,9} \right)^{0,8} \cdot 0,05 \cdot 1,0 = 0,467 \text{ т /ч}. \end{aligned}$$

Пример 2.10. Проверить условие прочности корпуса барабана мельницы МШЦ 2100×3000.

Исходные данные. Технические характеристики и основные конструктивные параметры мельницы приняты по табл. 2.11 и по данным [2.12]: $N = 200$ кВт; $\omega = 0,41$ рад/с; $D_b = 2100$ мм; $L = 5950$ мм; $l = 790$ мм; $l_1 = 700$ мм; $l_2 = 4400$ мм; масса шаровой загрузки $m_{ш} = 16\,500$ кг; максимальная масса вращающейся части с шаровой загрузкой $m_k = 50\,400$ кг. Материал конструктивных элементов корпуса ВСт3; материал болтов — сталь 35.

Расчетная схема нагрузок для барабана мельницы принята по эквивалентной схеме на рис. 1.31. При этом допускается, что масса вращающихся частей и обрабатываемого материала равномерно распределена по всей длине машины $L = l_6$.

Толщину стенки барабана в первом приближении определяем по (1.136)

$$S_6 = 0,0085 D_b = 0,0085 \cdot 2,1 = 0,018 \text{ м.}$$

Наружный диаметр корпуса $D_n = D_b + 2 S_6 = 2,1 + 2 \cdot 0,018 = 2,136 \text{ м.}$

Находим конструктивно размеры фланцевого соединения:

♦ диаметр болтовой окружности, вычисленный по (1.43)

$$\begin{aligned} D_6 &= D_b + 2(S_6 + d_6 + 0,006) = \\ &= 2,1 + 2(2 \cdot 0,018 + 0,03 + 0,006) = 2,244 \text{ м,} \end{aligned}$$

принимаем кратным 5 мм, т.е. $D_6 = 2,245 \text{ м;}$

♦ диаметр фланца, вычисленный по (1.44)

$$D_\phi = D_6 + a = 2,245 + 0,058 = 2,303 \text{ м,}$$

принимаем кратным 5 мм, т.е. $D_\phi = 2,305 \text{ м.}$

Используем болты М30, для которых $F_6 = 5,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $a = 0,058 \text{ м;}$ $[\sigma]_6 = 130 \text{ МПа;}$ $t_6 = 4$ $d_6 = 4 \cdot 0,03 = 0,12 \text{ м.}$

Определяем ориентировочно число болтов по (1.46)

$$z_6 = \frac{\pi D_6}{t_6} = \frac{\pi 2,245}{0,12} = 58,774,$$

и принимаем 60 болтов.

Массу обрабатываемого материала полагаем равной 14% массы шаровой загрузки: $m_m = 0,14 m_{ш} = 0,14 \cdot 16\,500 = 2\,310 \text{ кг.}$

Суммарная масса вращающихся частей мельницы и обрабатываемого материала, определенная по (1.139), составит:

$$m = m_k + m_m = 50400 + 2310 = 52710 \text{ кг.}$$

Поперечную силу, действующую на барабан в месте крепления венцовой шестерни, находим по (1.140)

$$Q_b = m_b g = 8475 \cdot 9,81 = 83140 \text{ Н,}$$

где $m_b = 8475 \text{ кг}$ — масса венцовой шестерни с креплением.

Линейная нагрузка в соответствии с (1.141) равна

$$q = \frac{mg}{l_6} = \frac{52710 \cdot 9,81}{5,95} = 86905 \text{ Н/м}$$

Реакцию опор от действия q и Q_b рассчитываем по (1.142)

$$R_A = ql_6 / 2 + Q_b l_1 / l_2 = \frac{8,6905 \cdot 10^4 \cdot 5,95}{2} + \\ + \frac{8,3140 \cdot 10^4 \cdot 0,7}{4,4} = 2,717 \cdot 10^5 \text{ Н;}$$

$$R_6 = ql_6 / 2 + Q_b (l_2 - l_1) / l_2 = \frac{8,6905 \cdot 10^4 \cdot 5,95}{2} + \\ + \frac{8,3140 \cdot 10^4 (4,4 - 0,7)}{4,4} = 3,285 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Далее определяем моменты:

- ♦ максимальный изгибающий, действующий на барабан, по (1.143)

$$M_{\max} = ql_b (2l_2 - l_1) / 8 + Q_b (l_2 - l_1) l_1 / l_2 = \\ = \frac{8,6905 \cdot 10^4 \cdot 5,95 (2 \cdot 4,4 - 5,95)}{8} + \frac{8,3140 \cdot 10^4 (4,4 - 0,7) 0,7}{4,4} = \\ = 2,331 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

- ♦ момент сопротивления сечения корпуса барабана по (1.144)

$$W_c = \frac{S_6 \pi D_{cp}^2}{4} = \frac{0,018 \cdot \pi \cdot 2,118^2}{4} = 0,063 \text{ м}^3,$$

где средний диаметр корпуса $D_{cp} = 0,5 (D_b + D_n) = 0,5 (2,1 + 2,136) = 2,118 \text{ м;}$

- ♦ крутящий момент, равномерно распределенный по длине барабана, по (1.147)

$$M_{\text{кр}} = \frac{1000 N}{\omega} = \frac{1000 \cdot 200}{0,41} = 4,878 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

♦ приведенный момент в опасном сечении корпуса барабана

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_{\text{max}}^2 + M_{\text{кр}}^2} = \sqrt{2,331^2 + 4,878^2} \cdot 10^5 = 5,406 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Условие прочности проверяется по (1.145):

$$\sigma = \frac{M_{\text{пр}}}{W} = \frac{5,406 \cdot 10^5}{0,063} = 8,58 \text{ МПа} < [\sigma] = 20 \text{ МПа}.$$

Таким образом, условие прочности для аппарата выполняется.

Пример 2.11. Для условий примера 2.10 проверить барабан на жесткость.

Определим максимальный прогиб от действующих нагрузок по (1.148)

$$\begin{aligned} y_{\text{max}} &= \frac{D_{\text{cp}}^3}{8 E I_X} (0,04 q_1 + 0,002 q_2) = \\ &= \frac{2,118^3}{8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,86 \cdot 10^{-7}} (0,04 \cdot 0,3807 + 0,002 \cdot 8,307) 10^4 = 3,705 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \end{aligned}$$

где

$$q_1 = \frac{m_{\text{м}} g}{l_6} = \frac{2310 \cdot 9,81}{5,95} = 3,809 \cdot 10^3 \text{ Н/м} -$$

линейная нагрузка от массы обрабатываемого материала;

$$q_2 = \frac{m_{\text{к}} g}{l_6} = \frac{50400 \cdot 9,81}{5,95} = 8,31 \cdot 10^4 \text{ Н/м} -$$

линейная нагрузка от вращающейся массы;

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ — модуль упругости материала корпуса при рабочей температуре; $I_X = s_6^3 / 12 = \frac{0,018^3}{12} = 4,86 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$ — момент инерции кольцевого участка барабана.

Проверим выполнение условия жесткости в соответствии с (1.149)

$$\varepsilon = \frac{y_{\text{max}}}{D_{\text{cp}}} = \frac{3,705 \cdot 10^{-3}}{2,118} = 1,75 \cdot 10^{-3} \leq [\varepsilon] = \frac{1}{300} = 3,333 \cdot 10^{-3}.$$

Следовательно, условие жесткости корпуса выполняется. Поэтому в качестве исполнительной толщины стенки принимается толщина 0,018 м.

Пример 2.12. Проверить прочность болтов крепления крышек ба-
рабана к корпусу мельницы, рассмотренной в примере 2.10.

Находим нагрузки, действующие на болты:

♦ окружное усилие

$$P_o = \frac{M_{кр}}{0,5 D_6} = \frac{4,878 \cdot 10^5}{0,5 \cdot 2,245} = 4,346 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

♦ суммарную срезающую силу по (2.53) при $Q = Q_b$

$$P_\Sigma = P_o + Q = 4,346 \cdot 10^5 + 0,8314 \cdot 10^5 = 5,177 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

♦ растягивающее усилие по (2.54)

$$S_p = k_y \frac{R_6 l_1}{0,5_\varepsilon D_\phi} = 0,25 \frac{3,283 \cdot 10^5 \cdot 0,7}{0,5 \cdot 0,8 \cdot 2,305} = 6,232 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Условие прочности болтов имеет вид (2.55)

$$\sigma_{пр} = \frac{1}{z_6 F_6} \sqrt{S_p^2 + 3 P_\Sigma^2} = \frac{1}{60 \cdot 5,4 \cdot 10^{-4}} \sqrt{0,6232^2 + 3 \cdot 5,177^2} 10^5 =$$

$$= 27,741 \text{ МПа} \leq [\sigma]_6 = 130 \text{ МПа}.$$

Прочность болтов обеспечивается.

2.6. Задачи для самостоятельной работы

Задачи 2.1–2.12. Определить требуемую ширину приемного отверстия щековой дробилки. Выбрать марку дробилки и рассчитать ее основные кинематические и технологические параметры: частоту вращения приводного эксцентрикового вала, угол захвата, ход щеки, производительность и мощность привода. Исходные данные приведены в табл. 2.13.

Таблица 2.13. Исходные данные к задачам 2.1–2.12

| № задачи | D_{\max} , м | d_{\max} , м | f | $d_{\text{св}}$ | Вид дробления | Материал |
|----------|----------------|----------------|------|-----------------|-----------------|----------|
| 2.1 | 1,25 | 0,18 | 0,25 | 0,025 | Предварительное | Гранит |
| 2.2 | 1,00 | 0,15 | 0,27 | 0,030 | —“— | Кварц |
| 2.3 | 0,75 | 0,13 | 0,29 | 0,035 | —“— | Диабаз |
| 2.4 | 0,50 | 0,10 | 0,30 | 0,030 | Окончательное | Гранит |
| 2.5 | 0,45 | 0,09 | 0,32 | 0,025 | —“— | Кварц |
| 2.6 | 0,40 | 0,08 | 0,34 | 0,035 | —“— | Диабаз |
| 2.7 | 0,35 | 0,05 | 0,30 | 0,030 | —“— | Гранит |
| 2.8 | 0,25 | 0,04 | 0,32 | 0,025 | —“— | Кварц |
| 2.9 | 0,20 | 0,035 | 0,32 | 0,030 | —“— | Диабаз |
| 2.10 | 0,15 | 0,03 | 0,34 | 0,035 | —“— | Гранит |
| 2.11 | 0,20 | 0,04 | 0,35 | 0,025 | Предварительное | Кварц |
| 2.12 | 0,25 | 0,05 | 0,35 | 0,030 | —“— | Диабаз |

Примечание. D_{\max} , d_{\max} – максимальная крупность материала до и после дробления соответственно; f – коэффициент трения; $d_{\text{св}}$ – средневзвешенный размер продукта.

Задачи 2.13–2.24. Для валковой дробилки с гладкими валками при заданных параметрах измельчаемого материала определить диаметр, длину и частоту вращения валка, угол захвата, усилие дробления и мощность привода. Исходные данные приведены в табл. 2.14.

Задача 2.25. Для условий задачи 2.15 подобрать ближайшую по типоразмеру марку валковой дробилки. Сравнить расчетные параметры с их номинальными значениями, соответствующими технической характеристике дробилки; объяснить причину расхождения расчетных и паспортных характеристик.

Таблица 2.14. Исходные данные к задачам 2.13–2.24

| № задачи | $D_{\text{св}}$, мм | $d_{\text{св}}$, мм | Q , м ³ /ч | w , м/с | $d_{\text{ш}}$, мм | M , кг | f | Материал – известняк |
|----------|----------------------|----------------------|-------------------------|-----------|---------------------|----------|------|----------------------|
| 2.13 | 75 | 18 | 5 | 3,0 | 120 | 350 | 0,30 | Мягкий |
| 2.14 | 70 | 17 | 7 | 3,2 | 115 | 320 | 0,32 | Средней плотности |
| 2.15 | 65 | 16 | 9 | 3,4 | 110 | 300 | 0,34 | Прочный |

Окончание табл. 2.14

| № задачи | $D_{св}$, мм | $d_{св}$, мм | Q , м ³ /ч | w , м/с | $d_{ш}$, мм | M , кг | f | Материал – известняк |
|--|---------------|---------------|-------------------------|-----------|--------------|----------|------|----------------------|
| 2.16 | 60 | 15 | 10 | 3,6 | 105 | 280 | 0,30 | Мягкий |
| 2.17 | 55 | 14 | 12 | 3,8 | 100 | 250 | 0,32 | Средней плотности |
| 2.18 | 50 | 12 | 15 | 4,0 | 95 | 240 | 0,34 | Прочный |
| 2.19 | 45 | 11 | 15 | 4,2 | 90 | 220 | 0,30 | Мягкий |
| 2.20 | 40 | 10 | 3 | 4,4 | 85 | 200 | 0,32 | Средней плотности |
| 2.21 | 35 | 9 | 4 | 4,6 | 80 | 180 | 0,34 | Прочный |
| 2.22 | 30 | 8 | 8 | 4,8 | 75 | 175 | 0,30 | Мягкий |
| 2.23 | 25 | 7 | 12 | 5,0 | 70 | 160 | 0,32 | Средней плотности |
| 2.24 | 20 | 5 | 10 | 5,2 | 65 | 145 | 0,34 | Прочный |
| Примечание. $D_{св}$, $d_{св}$ – средневзвешенный размер кусков соответственно исходного материала и продукта; Q – производительность; w – окружная скорость валков; $d_{ш}$ – диаметр шейки вала; M – масса валка; f – коэффициент трения материала о валок. | | | | | | | | |

Задачи 2.26–2.37. Определить окружную скорость бил, частоту вращения ротора, производительность и мощность привода роторной дробилки для условий, приведенных в табл. 2.15. По результатам расчета подобрать ближайшую по параметрам модель дробилки.

Таблица 2.15. Исходные данные к задачам 2.26–2.37

| № задачи | D_p , мм | Q , м ³ /ч | d , мм | i | z | Материал | Положение отражательной плиты |
|----------|------------|-------------------------|----------|-----|-----|---------------------|-------------------------------|
| 2.26 | 500 | 25 | 10 | 15 | 5 | Антрацит | Опущена |
| 2.27 | 630 | 35 | 12 | 15 | 4 | | |
| 2.28 | 800 | 65 | 16 | 15 | 3 | Кирпич силикатный | |
| 2.29 | 1000 | 125 | 18 | 16 | 6 | | Приподнята |
| 2.30 | 1250 | 200 | 20 | 18 | 4 | Известняк Шуровский | |
| 2.31 | 1600 | 310 | 25 | 18 | 3 | | |
| 2.32 | 2000 | 500 | 25 | 20 | 3 | Антрацит | Опущена |
| 2.33 | 1600 | 360 | 50 | 20 | 3 | | |

Окончание табл. 2.15

| № задачи | D_p , мм | Q , $\text{м}^3/\text{ч}$ | d , мм | i | z | Материал | Положение от- ражательной плиты |
|----------|------------|--------------------------------|----------|-----|-----|------------------------|---------------------------------------|
| 2.34 | 1250 | 200 | 40 | 18 | 4 | Кирпич сили- катный | |
| 2.35 | 1000 | 120 | 35 | 16 | 4 | | Приподнята |
| 2.36 | 800 | 65 | 30 | 16 | 6 | Известняк Шуровский | |
| 2.37 | 630 | 50 | 25 | 16 | 6 | | |

Примечание. D_p – диаметр ротора; Q – производительность; d – крупность продукта дробления; i – степень дробления; z – число рядов бил.

Задачи 2.38–2.49. Определить диаметр и длину ротора молотковой дробилки, производительность и мощность привода по данным табл. 2.16. Рассчитать ширину щели между колосниками. По данным расчета подобрать ближайшую по параметрам марку стандартной дробилки.

Таблица 2.16. Исходные данные к задачам 2.38–2.49

| № задачи | D_{max} , мм | n , с^{-1} | i | Материал – известняк | Способ загрузки |
|----------|-----------------------|-----------------------|-----|-------------------------|---------------------------------|
| 2.38 | 70 | 50 | 15 | Шуровский | Вертикальная сверху |
| 2.39 | 90 | 40 | 16 | | |
| 2.40 | 125 | 25 | 15 | Ковровский | Боковая по на- клонной плите |
| 2.41 | 225 | 22 | 14 | | |
| 2.42 | 275 | 17 | 15 | Турдейский | Боковая по на- клонной плите |
| 2.43 | 350 | 12,5 | 18 | | |
| 2.44 | 550 | 8,3 | 16 | Шуровский | Вертикальная сверху |
| 2.45 | 575 | 10 | 15 | | |
| 2.46 | 375 | 17,5 | 15 | Ковровский | Боковая по на- клонной плите |
| 2.47 | 285 | 20 | 16 | | |
| 2.48 | 235 | 25 | 18 | Турдейский | Боковая по на- клонной плите |
| 2.49 | 100 | 50 | 16 | | |

Примечание. D_{max} – крупность исходного материала; n – частота вращения ротора; i – степень дробления.

Задачи 2.50–2.61. Для конусной дробилки мелкого дробления (табл. 2.17) определить угол захвата, частоту вращения эксцентри-

ковой втулки, максимальные размеры кусков исходного материала. Рассчитать производительность и мощность привода. По результатам расчета подобрать типоразмер дробилки.

Таблица 2.17. Исходные данные к задачам 2.50–2.61

| № задачи | D , м | B , м | z , м | l , м | γ , град. | f | μ | Дробимый материал |
|----------|---------|---------|---------|---------|------------------|------|-------|-----------------------------|
| 2.50 | 1,2 | 0,10 | 0,005 | 0,12 | 41 | 0,40 | 0,50 | Гранит |
| 2.51 | 1,75 | 0,13 | 0,009 | 0,18 | 40 | 0,39 | 0,48 | Известняк средней плотности |
| 2.52 | 2,2 | 0,14 | 0,010 | 0,22 | 39 | 0,38 | 0,46 | Известняк прочный |
| 2.53 | 3,0 | 0,22 | 0,015 | 0,30 | 38 | 0,37 | 0,44 | Гранит |
| 2.54 | 1,2 | 0,05 | 0,004 | 0,12 | 38 | 0,36 | 0,42 | Известняк средней плотности |
| 2.55 | 1,75 | 0,08 | 0,005 | 0,18 | 39 | 0,35 | 0,40 | Известняк прочный |
| 2.56 | 2,2 | 0,10 | 0,006 | 0,22 | 40 | 0,35 | 0,40 | Гранит |
| 2.57 | 3,0 | 0,12 | 0,008 | 0,30 | 41 | 0,36 | 0,42 | Известняк средней плотности |
| 2.58 | 1,2 | 0,08 | 0,008 | 0,12 | 41 | 0,37 | 0,44 | Известняк прочный |
| 2.59 | 1,75 | 0,10 | 0,010 | 0,18 | 40 | 0,38 | 0,46 | Гранит |
| 2.60 | 2,2 | 0,12 | 0,015 | 0,22 | 39 | 0,39 | 0,48 | Известняк средней плотности |
| 2.61 | 3,0 | 0,16 | 0,20 | 0,30 | 38 | 0,40 | 0,50 | Известняк прочный |

Примечание. B — ширина приемного отверстия; D — диаметр подвижного конуса; z — ширина выходной щели; l — длина параллельной зоны; γ — угол между образующей дробящего конуса и его основанием; f — коэффициент трения кусков материала о поверхность конуса; μ — коэффициент разрыхления материала.

Задачи 2.62–2.66. Проверить условие прочности корпуса барабана мельницы по исходным данным табл. 2.18.

Задача 2.67–2.70. Рассчитать толщину стенки корпуса барабанной мельницы, исходя из условия его жесткости. Исходные данные приведены в табл. 2.18.

Задача 2.71–2.72. Проверить прочность болтов для крепления крышек к корпусу мельницы. Исходные данные приведены в табл. 2.18.

Таблица 2.18. Технические характеристики мельниц (исходные данные к задачам 2.62–2.72)

| № задачи | 2.62 | 2.63 | 2.64 | 2.65 | 2.66 | 2.67 | 2.68 | 2.69 | 2.70 | 2.71 | 2.72 |
|--|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|
| Параметр | МШР 2100× 1500 | МШР 2100× 2200 | МШР 2100× 3000 | МШР 2700× 2100 | МШР 2700× 3600 | МШР 3200× 3100 | МШЦ 2100× 2200 | МШЦ 2100× 3000 | МШЦ 2700× 3700Н | МШЦ 2700× 3600 | МШЦ 3200× 3100 |
| Барабан, мм | 2100 | 2100 | 2100 | 2700 | 2700 | 3200 | 2100 | 2100 | 2700 | 2700 | 3200 |
| диаметр | 1500 | 2250 | 3000 | 2100 | 3600 | 3100 | 2250 | 3000 | 3600 | 3600 | 3100 |
| Рабочий объем номинальный, м ³ | 4,3 | 6 | 8,5 | 10 | 17,5 | 22 | 6,3 | 8,5 | 17,5 | 17,5 | 22,4 |
| Частота вращения барабана, с ⁻¹ | 0,40 | 0,41 | 0,41 | 0,35 | 0,35 | 0,33 | 0,40 | 0,41 | 0,35 | 0,35 | 0,33 |
| Производительность, т/ч | 10 | 8 | 12 | 15 | 35 | 45 | 11 | 20 | 30 | 28 | 35 |
| Мощность главного привода, кВт | 132 | 200 | 200 | 400 | 400 | 630 | 200 | 200 | 400 | 400 | 630 |
| Масса, т | | | | | | | | | | | |
| шаровой загрузки | | | | | | | | | | | |
| максимальная | 10 | 15 | 20 | 21 | 36 | 45,5 | 15 | 16,5 | 34 | 25 | 47 |
| вращающейся части | | | | | | | | | | | |
| с шаровой загрузкой | | | | | | | | | | | |
| Конструктивные параметры, мм | | | | | | | | | | | |
| l_6 | 4655 | 5412 | 6162 | 6495 | 7995 | 8007 | 5200 | 5950 | 9010 | 9225 | 8830 |
| l | 745 | 752 | 752 | 1015 | 1015 | 1020 | 790 | 790 | 1012 | 1012 | 1000 |
| l_1 | 950 | 950 | 950 | 980 | 980 | 1240 | 700 | 700 | 980 | 925 | 970 |
| l_2 | 3150 | 3900 | 4650 | 3930 | 5430 | 5300 | 3650 | 4400 | 5430 | 5300 | 5030 |

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 2.1. *Андреев С.Е., Петров В.А., Зверевич В.В.* Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1980. 415 с.
- 2.2. *Барабашкин В.П.* Молотковые и роторные дробилки. М.: Недра, 1973. 114 с.
- 2.3. *Бауман В.А.* Роторные дробилки. М.: Машиностроение, 1973. 271 с.
- 2.4. *Бауман В.А., Клушанцев Б.В., Мартынов В.Д.* Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: Учебник. М.: Машиностроение, 1981. 324 с.
- 2.5. *Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А.* Дробилки. Конструкции, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
- 2.6. Конструирование и расчет машин химических производств: Учебник / Ю.И. Гусев, И.Н. Карасев, Э.Э. Кольман-Иванов и др. М.: Машиностроение, 1985. 408 с.
- 2.7. Конусные дробилки / Ю.А. Муйземнек, Г.А. Колюнов, Е.В. Кочетов и др. М.: Машиностроение, 1990. 319 с.
- 2.8. Машины химических производств: Атлас конструкций: Учеб. пособие / Э.Э. Кольман-Иванов, Ю.И. Гусев, И.Н. Карасев и др. М.: Машиностроение, 1981. 118 с.
- 2.9. *Осокин В.П.* Молотковые мельницы. М.: Энергия, 1980. 176 с.
- 2.10. *Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г.* Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки: Учебник. М.: Альфа-М, 2006. 605 с.
- 2.11. *Сиденко П.В.* Измельчение в химической промышленности. М.: Химия, 1977. 368 с.
- 2.12. *Тимонин А.С.* Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: Справочник. Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. Т. 2. 1028 с.

ГЛАВА 3 ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

3.1. Рекомендации по выбору теплообменников

Широкая номенклатура теплообменников по типам, размерам, параметрам и материалам позволяет выбрать аппарат оптимальный по основным показателям для конкретных условий теплообмена.

Выбор конструкции аппарата для конкретных условий теплообменного процесса в основном зависит от эрудиции и интуиции конструктора, но существуют рекомендации общего характера, которыми можно руководствоваться при выборе теплообменного аппарата и схемы движения в нем теплоносителей:

- ◆ при высоком давлении теплоносителей более предпочтительны трубчатые теплообменники. В этом случае в трубное пространство желательно направить теплоноситель с более высоким давлением, поскольку из-за малого диаметра трубы могут выдерживать большее давление, чем корпус, при одинаковой толщине стенок;
- ◆ коррозионный теплоноситель в трубчатых теплообменниках целесообразно направлять по трубам, так как в этом случае при коррозионном изнашивании не требуется замена более дорогостоящего корпуса теплообменника;
- ◆ при использовании коррозионных теплоносителей более предпочтительны теплообменные аппараты из полимерных материалов, например из фторпласта и его сополимеров, из графита;
- ◆ если один из теплоносителей загрязнен или дает отложения, то целесообразно направлять его с той стороны теплообменника, которая более доступна для очистки (в змеевиковых теплообменниках — это наружная поверхность труб, в кожухотрубчатых — внутренняя);
- ◆ для улучшения теплообмена не всегда требуется увеличение скорости теплоносителя, например при конденсации паров для улуч-

шения теплообмена необходимо обеспечить хороший отвод конденсата с теплообменной поверхности, для чего следует подобрать аппарат соответствующей конструкции.

Различают проектный и поверочный расчеты теплообменного аппарата. Проектный расчет выполняют при разработке нового теплообменного аппарата, и его целью является определение площади поверхности теплообмена и конструктивных размеров аппарата, обеспечивающих проведение технологического процесса и надежность конструкции при его эксплуатации.

С помощью поверочного расчета выбирается стандартный теплообменник, удовлетворяющий основным заданным условиям теплообмена, а при большой тепловой нагрузке выявляется число параллельно работающих теплообменников.

3.2. Основные расчетные соотношения для теплового расчета аппаратов

Расчет теплообменного аппарата для поверочного и для проектного расчета сводится к определению площади поверхности теплообмена, обеспечивающей заданные условия теплового процесса.

Как правило, расчет состоит из следующих стадий.

Определение тепловой нагрузки Q , Вт. Если теплообмен идет без изменения агрегатного состояния теплоносителей, то

$$Q = Gc(t_n - t_k) \text{ или } Q = G(i_1 - i_2), \quad (3.1)$$

где G — массовый расход теплоносителя, кг/с; c — удельная теплоемкость теплоносителя при средней его температуре, Дж/(кг·К); t_n, t_k — температура теплоносителя соответственно на входе в аппарат и выходе из него, °С; i_1, i_2 — энтальпия теплоносителя соответственно на входе в аппарат и выходе из него, Дж/кг.

Если процесс теплообмена происходит с конденсацией насыщенных паров без охлаждения конденсата и при кипении, то

$$Q = Gr, \quad (3.2)$$

где r — удельная теплота конденсации (парообразования), Дж/кг.

Если при конденсации перегретых паров имеет место и охлаждение конденсата, то

$$Q = G(i_1 - ct_k), \quad (3.3)$$

где i_1 — энтальпия перегретого пара, Дж/кг.

Один из технологических параметров, не указанных в исходном задании (расход одного из теплоносителей или одна из температур), определяют по уравнению теплового баланса

$$Q_1 = Q_2,$$

где Q_1 — количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем; Q_2 — количество теплоты, воспринимаемое холодным теплоносителем.

В теплообменниках всегда имеют место потери теплоты в окружающую среду, но при наличии теплоизоляции они незначительны и ими можно пренебречь.

Определение средней разности температур Δt_{cp} в случаях противотока и прямотока производят по формулам:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} \quad \text{при} \quad \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 2; \quad (3.4)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad \text{при} \quad \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} > 2, \quad (3.5)$$

где Δt_6 , Δt_m — наибольшая и наименьшая разность температур теплоносителей у концов теплообменного аппарата, °С.

В многоходовых теплообменниках имеет место смешанный и перекрестный ток теплоносителя. Средняя разность температур в этом случае равна

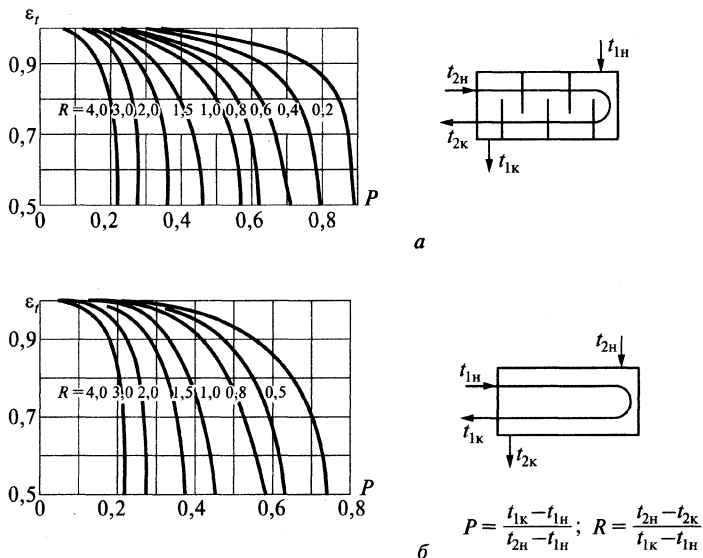
$$\Delta t'_{cp} = \varepsilon \Delta t_{cp}, \quad (3.6)$$

где ε — поправочный коэффициент, значение которого можно найти по графикам на рис. 3.1; Δt_{cp} — средняя разность температур, вычисленная для противотока.

Средняя температура теплоносителя, по которой определяются его теплофизические свойства, находится следующим образом. Для теплоносителей, температура которых изменяется от начальной t_1 до конечной t_2 и $t_6/t_m < 2$, принимают $t_{cp} = (t_n + t_k)/2$. Для теплоносителя, у которого $t_6/t_m > 2$, среднюю температуру рассчитывают по формуле

$$t_{cp} = t'_{cp} \pm \Delta t_{cp}, \quad (3.7)$$

где $t'_{\text{ср}}$ — средняя арифметическая температура теплоносителя с меньшим перепадом температуры вдоль поверхности теплообмена.



Р и с. 3.1. Поправочные коэффициенты ϵ к расчету $\Delta t_{\text{ср}}$ для теплообменников:

а — с перекрестно-смешанным током теплоносителей; б — со смешанным током теплоносителей

Расчет коэффициента теплопередачи через стенку K , Вт/(м²·К) производят по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_{31} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.8)$$

где α_1, α_2 — коэффициенты теплоотдачи от охлаждаемого теплоносителя к стенке и от стенки к нагреваемому теплоносителю, Вт/(м²·К); r_{31}, r_{32} — термическое сопротивление загрязнений соответственно с внутренней и внешней сторон стенки, м²·К/Вт; δ — толщина стенки трубы, м; $\lambda_{\text{ст}}$ — теплопроводность материала трубы, Вт/(м·К).

Данные по термическим сопротивлениям загрязнений приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Термические сопротивления загрязнений на поверхности теплообменных аппаратов промышленного назначения

| Теплоноситель | $r_3 \cdot 10^5, \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$ |
|--------------------------------|--|
| Вода: | |
| дистиллированная | 29 |
| оборотная очищенная | 58–120 |
| оборотная неочищенная | 170–290 |
| речная | 120–230 |
| Воздух, азот и т.д. | 86 |
| Чистый водяной пар | 8,6 |
| Водяной пар, содержащий масла | 17 |
| Пары органических жидкостей | 9,1 |
| Органические жидкости, рассолы | 17 |
| Нефтепродукты светлые | 81 |
| Нефть, мазут | 175 |
| Гудрон, крекинг-остаток | 2330 |

Данные по теплопроводности основных материалов, используемых в теплообменниках, приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2. Коэффициент теплопроводности некоторых материалов

| Материал | $\lambda_{\text{ст}}, \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ |
|--------------------|---|
| Углеродистая сталь | 46,52 |
| Нержавеющая сталь | 17,45 |
| Чугун | 69,78 |
| Алюминий | 203,53 |
| Латунь | 93,04 |

Расчет коэффициентов теплоотдачи [3.8] ведется по формулам, приведенным в табл. 3.3 для основных типов теплообменников и для различных видов теплообмена, где c – коэффициент теплоемкости, Дж/(кг·К); D – диаметр кожуха, м; d – внутренний диаметр теплообменных труб, м; F – площадь поверхности теплопередачи, м²; G – массовый расход теплоносителя, кг/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; L – длина теплообменных труб, м;

l — определяющий размер в критериях подобия, м; n — число труб; q — удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; r — удельная массовая теплота парообразования, Дж/кг; t — температура, °С; ω — скорость движения теплоносителя, м/с; β — коэффициент объемного расширения; $\delta_{\text{ст}}$ — толщина стенки теплопередающей поверхности, м; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с; ρ — плотность, кг/м³; σ — поверхностное натяжение, Н/м или кг/с²;

$$\text{Re} = \frac{\omega l \rho}{\mu}; \quad \text{Nu} = \frac{\alpha l}{\lambda}; \quad \text{Pr} = \frac{c \mu}{\lambda}; \quad \text{Gr} = \frac{g l^3 \rho^2}{\mu^2} \beta \Delta t.$$

Таблица 3.3. Коэффициенты теплоотдачи для различных способов теплообмена

| Условия применимости | Формула |
|---|--|
| Теплоотдача, не сопровождающаяся изменением агрегатного состояния | |
| | $\alpha = \text{Nu} \frac{\lambda}{d_3} \quad (3.9)$ |
| <i>Для прямых труб круглого сечения и каналов некруглого сечения</i> | |
| Развитый турбулентный режим ($\text{Re} \geq 10^4$) $\text{Pr} = 0,6-100$ | $\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \quad (3.10)$ |
| Переходный режим движения ($2300 < \text{Re} < 10^4$) | $\text{Nu} = 0,008 \text{Re}^{0,9} \text{Pr}^{0,43} \quad (3.11)$ |
| Ламинарный режим движения ($\text{Re} \leq 2300$) $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \leq 5 \cdot 10^5$ $\text{Re} \cdot \text{Pr} (d/L) > 12$ | $\text{Nu} = 1,61 \left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \frac{d}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}, \quad (3.12)$ <p>где $\mu_{\text{ст}}$ — динамическая вязкость теплоносителя при температуре стенки</p> |
| То же при $\text{Re} \cdot \text{Pr} (d/L) \leq 12$ | $\text{Nu} = 3,66 \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14} \quad (3.13)$ |
| Ламинарный режим движения ($\text{Re} \leq 2300$) $\text{Gr} \cdot \text{Pr} > 5 \cdot 10^5$ | $\text{Nu} = 0,15 (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,33} (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,1} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \quad (3.14)$ |

Продолжение табл. 3.3

| Условия примени- мости | Формула |
|---|---|
| <i>Для изогнутых труб (змеевиков)</i> | |
| Развитый турбу- лентный режим движения ($Re \geq 10^4$) | $\alpha_3 = \alpha \left(1 + 3,54 \frac{d}{D} \right), \quad (3.15)$ <p>где α – коэффициент теплоотдачи для прямой трубы; d – внутренний диаметр трубы змеевика; D – диаметр витка змеевика</p> |
| <i>Для межтрубного пространства теплообменника «труба в трубе»</i> | |
| Развитый турбу- лентный режим движения ($Re \geq 10^4$) | $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{D_B}{d_n} \right)^{0,45}, \quad (3.16)$ <p>где D_B – внутренний диаметр наружной трубы; d_n – на- ружный диаметр внутренней трубы</p> |
| Переходный ре- жим движения ($2300 < Re < 10^4$) | <p>Формула (3.11), где эквивалентный диаметр в Re $d_3 = D_B - d_n$</p> |
| Ламинарный ре- жим движения ($Re \leq 2300$) | <p>Формула (3.14), где эквивалентный диаметр в Re $d_3 = D_B - d_n$</p> |
| <i>Для межтрубного пространства в кожухотрубчатых теплообменниках с сег- ментными перегородками</i> | |
| $Re \geq 1000$ | $Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (3.17)$ <p>где эквивалентный диаметр – наружный диаметр труб</p> |
| $Re < 1000$ | $Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (3.18)$ <p>где эквивалентный диаметр – наружный диаметр труб</p> |
| <i>При обтекании пучка оребренных труб</i> | |
| $3000 < Re < 25000$ $d_n/t = 3-4,8$ | $Nu = 0,18 \left(\frac{d_n}{t} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{t} \right)^{-0,14} Re^{0,65} Pr^{0,4}, \quad (3.19)$ <p>где d_n – наружный диаметр несущей трубы; t – шаг меж- ду ребрами; $h = 0,5 (D - d_n)$ – высота ребра; D – диаметр ребра. Определяющий геометрический размер – шаг между ребрами t. Полученный из (3.19) коэффициент теплоотдачи α_p под- ставляют в формулу для расчета коэффициента теплопере- дачи, отнесенного к полной наружной поверхности:</p> |

Продолжение табл. 3.3

| Условия примени- мости | Формула |
|--|---|
| <p>Для стандартных алюминиевых труб с накатанными ребрами при коэф- фициентах оребре- ния 9;14,6 в преде- лах $20 < \alpha_2 < 100$</p> | $\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_{тр}} \frac{F_H}{F_B} + \sum \frac{\delta}{\lambda}, \quad (3.20)$ <p>где $\alpha_{тр}$ — коэффициент теплоотдачи для теплоносителя внутренней трубы; F_H — полная наружная поверхность оребренной трубы, включая поверхность ребер; F_B — внутренняя поверхность несущей трубы; $\sum \frac{\delta}{\lambda}$ — сумма термических сопротивлений стенки трубы и слоев за- грязнений</p> $\alpha_2 = C_2 \lambda_B \left(\frac{\omega \rho_B}{\mu_B} \right)^{0,65} Pr^{0,35}, \quad (3.21)$ $\alpha_{пр} = C_1 \alpha_2,$ <p>где α_2 — коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху, Вт/(м²·К); λ_B, ρ_B, μ_B — теплопроводность, плотность, ди- намическая вязкость воздуха.</p> <p>При коэффициенте оребрения $K_{ор} = 9$ $C_1 = 0,83$, $C_2 = 0,5$; при $K_{ор} = 14,6$ $C_1 = 0,65$, $C_2 = 0,48$.</p> <p>Общий коэффициент теплопередачи, отнесенный к гладкой трубе:</p> $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r + \frac{1}{K_{ор} \cdot \alpha_{пр}}}, \quad (3.22)$ <p>где α_1 — коэффициент теплоотдачи для теплоносителя внутренней трубы, Вт/(м²·К); $\sum r$ — сумма термических сопротивлений стенок труб и загрязнений, м²·К/Вт</p> |
| <i>При движении теплоносителя в пластинчатых теплообменниках</i> | |
| <p>Турбулентный ре- жим движения $Re = 100-30000$, $Pr = 0,7-20$ $Re = 100-30000$, $Pr = 0,7-50$ $Re = 500-30000$, $Pr = 0,7-80$ $Re = 200-50000$, $Pr = 0,7-50$</p> | $Nu = a Re^b Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (3.23)$ <p>Для пластин площадью 0,2 м² $a = 0,086$; $b = 0,73$.</p> <p>Для пластин площадью 0,3 м² $a = 0,1$; $b = 0,73$.</p> <p>Для пластин площадью 0,5 м² с гофрами «в елочку» $a = 0,135$; $b = 0,73$.</p> <p>Для пластин площадью 0,5 м² с горизонтальными гоф- рами $a = 0,165$; $b = 0,65$</p> |

Продолжение табл. 3.3

| Условия примени- мости | Формула |
|--|---|
| Ламинарный ре- жим движения $Re \leq 100, Pr \geq 50$ $Re \leq 50, Pr \geq 80$ $Re \leq 200, Pr \geq 50$ | $Nu = a Re^{0,33} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (3.24)$ <p>Для пластин площадью $0,2 \text{ м}^2$ $a = 0,5$. Для пластин площадью $0,3 \text{ м}^2$ $a = 0,6$. Для пластин площадью $0,5 \text{ м}^2$ с гофрами «в елочку» $a = 0,63$. Для пластин площадью $0,5 \text{ м}^2$ с горизонтальными гофрами $a = 0,46$</p> |
| Теплоотдача при конденсации паров <i>При пленочной конденсации насыщенного пара по вертикальной поверхности и одиночной горизонтальной трубе</i> | |
| Ламинарное стека- ние пленки Для гофрирован- ных пластин ($t_{конд} - t_{ст1}$) < 10 | $\alpha = a^4 \sqrt{\frac{\lambda^3 p^2 r g}{\mu \Delta t l}}, \quad (3.25)$ <p>где для вертикальной плоскости $a = 1,15$, $l = H$ (H – вы- сота поверхности, м); для трубы $a = 0,72$; $l = d_n$ (d_n – на- ружный диаметр трубы, м); $\Delta t = t_{конд} - t_{ст1}$; r – удельная теплота конденсации, которую определяют при $t_{конд}$. Физические характеристики конденсата рассчитывают при средней температуре пленки конденсата $t_{пл} = 0,5 (t_{конд} + t_{ст.1})$</p> |
| <i>При конденсации пара на наружной поверхности пучка из n вертикальных труб</i> | |
| ($t_{конд} - t_{ст1}$) ≥ 10 | $\alpha = 3,78 \lambda \sqrt[3]{\frac{\rho^2 d_n n}{\mu G_1}}; \quad (3.26)$ <p>для n горизонтальных труб длиной L, м, $\alpha = 2,02 \epsilon \lambda \sqrt[3]{\frac{\rho^2 L n}{\mu G_1}}, \quad (3.27)$ <p>где $\epsilon = 0,7$ при $n \leq 100$; $\epsilon = 0,6$ при $n > 100$; G_1 – расход пара, кг/с</p> </p> |
| <i>При конденсации пара на гофрированной поверхности пластин</i> | |
| — | $Nu = a Re^{0,7} Pr^{0,4}, \quad (3.28)$ <p>где $Re = \frac{G_1 L}{\mu F}$; $Nu = \frac{\alpha L}{\lambda}$; F – полная поверхность теплообмена, м^2; G_1 – расход пара, кг/с</p> |

Окончание табл. 3.3

| Условия примени- мости | Формула |
|---|--|
| — | <p>При $\Delta t < 30\text{--}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ физические свойства конденсата мож- но определять при температуре конденсации. Коэффи- циент a зависит от типа пластин: $a = 338$ для пластины площадью $0,2\text{ м}^2$, $a = 322$ для $0,3\text{ м}^2$, $a = 240$ для $0,5\text{ м}^2$ гофрированной в «елочку», $a = 376$ для $0,5\text{ м}^2$ с горизон- тальными гофрами. В последнем случае $Re^{0,6}$.</p> <p>Справедлива формула (3.25), куда в качестве высоты по- верхности подставляют приведенную длину канала L; $L = 0,45$ для пластины площадью $0,2\text{ м}^2$, $L = 1,12$ для пластины $0,3\text{ м}^2$, $L = 1,15$ для пластины $0,5\text{ м}^2$</p> |
| <p align="center">Кипение (испарение) жидкостей</p> <p align="center"><i>При кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости</i></p> | |
| Пузырьковый ре- жим | $\alpha = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)^{-\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\lambda^2 \rho}{\mu \sigma T_{\text{кип}}} \right)^{\frac{1}{3}} q^{\frac{2}{3}} \quad (3.29)$ |
| <p align="center"><i>При кипении в трубах</i></p> | |
| То же | $\alpha = 780 \frac{\lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_{\text{п}}^{0,06}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_{\text{п.о}}^{0,66} c_{\mu}^{0,3}} q^{0,6}, \quad (3.30)$ <p>где $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{п.о}}$ — плотность пара при рабочем и атмосферном давлении, кг/м^3.</p> <p>При кипении в большом объеме критическая удельная тепловая нагрузка, при которой пузырьковое кипение переходит в пленочное, а коэффициент теплоотдачи принимает максимальное значение:</p> $q_{\text{кр}} = 0,14 r \sqrt{\rho_{\text{п}}} \sqrt[4]{g \sigma \rho}. \quad (3.31)$ <p>В (3.29)–(3.31) все физические характеристики жидко- сти, а также плотность пара следует определять при тем- пературе кипения, соответствующей рабочему давлению $T_{\text{кип}}$, К</p> |

Расчет необходимой поверхности теплообмена выполняют по
основному уравнению теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{cp}}}. \quad (3.32)$$

3.3. Основные соотношения для определения гидравлического сопротивления аппарата

Расчет гидравлического сопротивления аппарата, т.е. потерь давления теплоносителя при прохождении его через теплообменник, проводится для кожухотрубчатого теплообменника по следующим формулам [3.9]:

- ♦ потери давления при движении теплоносителя в трубном пространстве

$$\Delta P_{\text{т}} = \Delta P_1 + Z_{\text{тр}}(\Delta P_2 + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_3) + \Delta P_4, \quad (3.33)$$

где $Z_{\text{тр}}$ — число ходов в теплообменнике; потери давления, Па: ΔP_1 — при выходе потока из штуцера в распределительную камеру; ΔP_2 — на входе потока из распределительной камеры в трубы теплообменника; $\Delta P_{\text{тр}}$ — на трение среды в трубах; ΔP_3 — при выходе потока из труб; ΔP_4 — при входе потока в штуцер теплообменника;

- ♦ потери давления в местных сопротивлениях

$$\Delta P_i = \xi_i \rho \frac{\omega_i^2}{2}, \quad (3.34)$$

где ω_i — скорость жидкости (газа) в узком сечении рассматриваемого участка, м/с; ξ_i — коэффициент местного сопротивления, который зависит от вида сопротивления (табл. 3.4);

Таблица 3.4. Зависимость коэффициента местного сопротивления от вида сопротивления

| Вид местного сопротивления | ξ |
|--|-------|
| Вход в распределительную камеру | 1,0 |
| Поворот потока и вход в трубы | 1,0 |
| Выход из труб и поворот потока | 1,5 |
| Выход из распределительной камеры | 0,5 |
| Поворот в трубах | 0,5 |
| Вход в межтрубное пространство | 1,5 |
| Огибание перегородки в межтрубном пространстве | 1,5 |
| Выход из межтрубного пространства | 1,5 |

♦ потери давления на трение в трубах теплообменника

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_b} \right) \rho \frac{\omega_{\text{тр}}^2}{2}, \quad (3.35)$$

где ρ — плотность потока, кг/м³; $\omega_{\text{тр}}$ — скорость потока в трубах, м/с; $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент трения, определяемый в зависимости от критерия Рейнольдса для трубы и ее шероховатости. При ламинарном режиме для гладких и шероховатых труб

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{\text{Re}}; \quad (3.36)$$

при режиме в пределах $10/e < \text{Re} < 560/e$ (область смешанного трения)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{тр}}}} = -2 \lg \left[0,27e + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right], \quad (3.37)$$

а в автомодельной области ($\text{Re} > 560/e$)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{тр}}}} = -2 \lg (0,27e),$$

где $e = \Delta/d_b$ — относительная шероховатость; Δ — средняя высота выступов или глубина впадин, т.е. абсолютная величина шероховатости, причем для стальных новых труб $\Delta = 0,1$ мм, для труб при незначительной коррозии и небольших загрязнениях $\Delta = 0,2$ – $0,3$ мм, для загрязненных и корродированных труб $\Delta = 0,5$ – $0,8$ мм.

Общее сопротивление межтрубного пространства кожухотрубчатых теплообменников с поперечными перегородками определяют по уравнению

$$\Delta P_{\text{м}} = \Delta P_5 + \frac{l}{l_{\text{п}}} \Delta P_{\text{мт}} + \left(\frac{l}{l_{\text{п}}} - 1 \right) \Delta P_6 + \Delta P_7, \quad (3.38)$$

где потери давления, Па: $\Delta P_{\text{мт}}$ — на поддержание скоростного напора среды и ее трение в одном ходе межтрубного пространства, ограниченного стенками кожуха и соседними перегородками; ΔP_5 — при входе в межтрубное пространство; ΔP_6 — при огибании потоком перегородки; ΔP_7 — при выходе потока из межтрубного пространства; $l_{\text{п}}$ — расстояние между перегородками, м.

Потери давления на трение в межтрубном пространстве теплообменника рассчитывают по формуле

$$\Delta P_{\text{мт}} = \lambda'_{\text{тр}} \rho \frac{\omega_{\text{мт}}^2}{2}, \quad (3.39)$$

где $\omega_{\text{мт}}$ — скорость потока в межтрубном пространстве, м/с; $\lambda'_{\text{тр}}$ — коэффициент трения в межтрубном пространстве, зависящий от размещения труб в теплообменнике и числа рядов труб m , через которые проходит поток теплоносителя:

♦ при размещении труб по вершинам равносторонних треугольников

$$\lambda'_{\text{тр}} = \frac{4 + 6,6m}{\text{Re}_{\text{мт}}^{0,28}}; \quad m = 0,35 \frac{D}{d_{\text{н}}}; \quad (3.40)$$

♦ при размещении труб по вершинам квадратов

$$\lambda'_{\text{тр}} = \frac{5,4 + 3,4m}{\text{Re}_{\text{мт}}^{0,28}}; \quad m = 0,31 \frac{D}{d_{\text{н}}}. \quad (3.41)$$

В (3.40), (3.41) критерий $\text{Re}_{\text{мт}}$ рассчитывают через скорость $\omega_{\text{мт}}$ и наружный диаметр труб $d_{\text{н}}$.

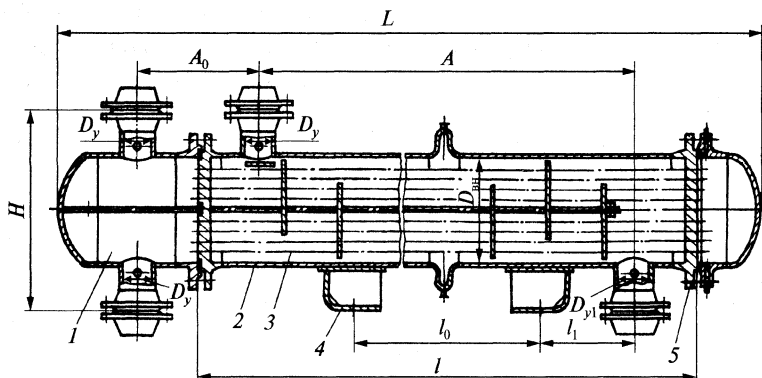
3.4. Образцы конструкций и параметры нормализованных кожухотрубчатых теплообменников

Кожухотрубчатые теплообменники используются в качестве нагревателей, холодильников, конденсаторов и испарителей.

Стальные кожухотрубчатые теплообменные аппараты изготовляют следующих типов: Н — с неподвижными трубными решетками; К — с температурным компенсатором на кожухе; П — с плавающей головкой; У — с U-образными трубами; ПК — с плавающей головкой и компенсатором на ней.

Кожухотрубчатые теплообменники (нагреватели) и *холодильники* предназначены для теплообмена между теплоносителями без изменения их агрегатного состояния. Такие теплообменные аппараты выполняются различных типов: жесткой конструкции, т.е. с неподвижными трубными решетками, с температурными ком-

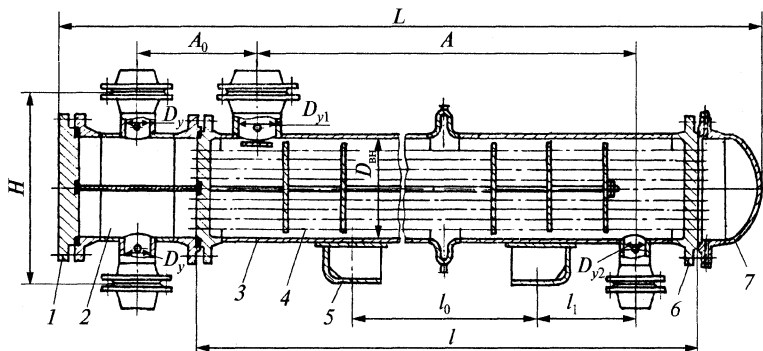
пенсаторами, с расширителем на кожухе, с плавающей головкой, с U-образными трубами.



Р и с. 3.2. Горизонтальный теплообменник и холодильник с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на кожухе, двухходовой по трубам:

1 — распределительная камера; 2 — кожух; 3 — трубный пучок; 4 — опора; 5 — трубная решетка

На рис. 3.2 представлена одна из конструкций таких теплообменников. Более подробно описание конструкций и принципа работы теплообменников дано в [3.10].



Р и с. 3.3. Горизонтальный конденсатор с неподвижными трубными решетками и температурным компенсатором на кожухе, двухходовой по трубам:

1 — крышка; 2 — распределительная камера; 3 — кожух; 4 — трубный пучок; 5 — опора; 6 — трубная решетка; 7 — крышка

Кожухотрубчатые конденсаторы предназначены для конденсации паров веществ в межтрубном пространстве, а также для подогрева жидкостей и газов за счет теплоты конденсации паров. От теплообменников (нагревателей) они отличаются большим диаметром штуцера для подвода пара в межтрубное пространство. На рис. 3.3 приведена одна из конструкций конденсаторов.

Кожухотрубчатые конденсаторы, так же как и холодильники, могут быть одно-, двух-, четырех- и шестиходовые по трубному пространству, жесткой конструкции и с температурным компенсатором на кожухе, могут устанавливаться горизонтально или вертикально.

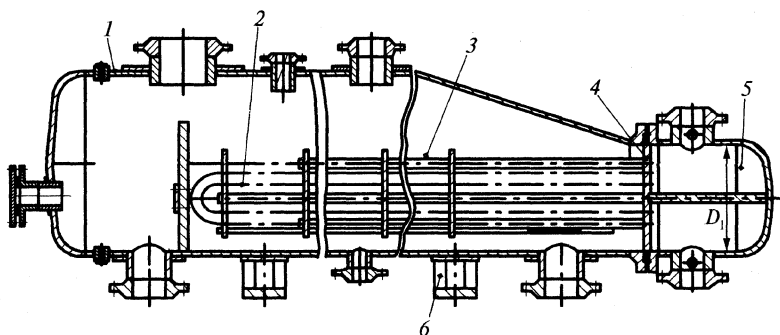
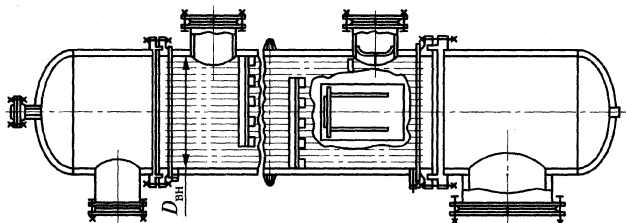


Рис. 3.4. Испаритель с U-образными трубами:

1 — кожух; 2 — теплообменная труба; 3 — стяжка; 4 — трубная решетка; 5 — распределительная камера; 6 — опора

В *кожухотрубчатых испарителях* в трубном пространстве кипит жидкость, а в межтрубном пространстве может быть жидкий, газообразный, парогазовый или парожидкостный теплоноситель. Кожухотрубчатые испарители с трубными пучками из U-образных труб или плавающей головкой (рис. 3.4) имеют паровое пространство над кипящей в кожухе жидкостью. В этих аппаратах, расположенных всегда горизонтально, горячий теплоноситель (газы, жидкости или пар) движется по трубам. Испарители с паровым пространством изготовляют только двухходовыми.

В промышленности используются нормализованные термосифонные испарители. Такой испаритель показан на рис. 3.5.



Р и с. 3.5. Термосифонный испаритель

Параметры (поверхность теплообмена, материал конструкции и др.) перечисленных теплообменников приведены в табл. 3.5— 3.31.

Таблица 3.5. Основные параметры теплообменных аппаратов с кожухом диаметром 159, 273, 325, 426 мм

| Параметр | Тип аппарата | | |
|---|-------------------------------|------------------|---------------------------------------|
| | ТН | ТК | ХК |
| Наружный диаметр кожуха D_n , мм | 159; 273; 325; 426 | | |
| Площадь поверхности теплообмена, м ² | От 1 до 68 | | От 1,5 до 47 |
| Температура теплообменивающихся сред, °С: в кожухе в трубах | От –70 до 350 | | От –20 до 300 От –20 до 60 |
| Условное давление, МПа, не более: | | | |
| в кожухе в трубах | 1,6; 2,5; 4 | 1,6 | 1,6 0,6 |
| Сортамент теплообменных труб, мм | 20×2; 20×1,8; 25×2; 25×1,8 | | 25×2 |
| Длина теплообменных труб, мм D_n , мм: 159; 273 325 426 | 1000; 1500; 2000; 3000 | 1500; 2000; 3000 | |
| | 1500; 2000; 3000; 4000 | | |
| | 2000; 3000; 4000; 6000 | | |
| Число ходов по трубам аппарата D_n , мм: 159; 273 325; 426 | 1 | | |
| | 1; 2 | | 2 |

Окончание табл. 3.5

| Параметр | Тип аппарата | | |
|--|--|----|----|
| | ТН | ТК | ХК |
| Схема расположения теплообменных труб в трубных решетках | По вершинам равносторонних треугольников | | |
| Шаг расположения теплообменных труб, мм | 26; 32 | 32 | |

Примечание. ТН – теплообменник (нагреватель) с неподвижными трубными решетками; ТК – теплообменник (нагреватель) с компенсатором на кожухе; ХК – холодильник с компенсатором на кожухе.

Таблица 3.6. Основные параметры теплообменных аппаратов с кожухом диаметром 400, 600, 800 мм

| Параметр | Тип аппарата | | | | | | | |
|--|-------------------|--------|-------------------------------|---------------|----------------|--------|-----------------|--------|
| | ТН | ТК | ХН | ХК | КН | КК | ИН | ИК |
| Внутренний диаметр кожуха $D_{вн}$, мм | 400; 600; 800 | | 600; 800 | 400; 600; 800 | 600; 800 | | | |
| Площадь поверхности теплообмена, m^2 | От 16 до 279 | | | | От 46 до 213 | | От 40 до 149 | |
| Температура теплообменивающихся сред, °C в кожухе в трубах | От -70 до 350 | | От -20 до 300 От -20 до 60 | | | | От -70 до 350 | |
| Условное давление в кожухе, МПа (не более), аппарата $D_{вн}$, мм: | | | | | | | | |
| 400 | 1,6; 2,5; 4 | 1,6 | — | 1,6 | — | | | |
| 600 | | | | | | | | |
| 800 | 1; 1,6; 2,5; 4 | 1; 1,6 | 1; 1,6; 2,5; 4 | 1; 1,6 | 1; 1,6; 2,5 | 1; 1,6 | 1; 1,6; 2,54 | 1; 1,6 |
| Условное давление в трубах, МПа (не более), аппарата | | | | | | | | |

Окончание табл. 3.7

| Параметр | Тип аппарата | | | | | | | |
|---|--|---------------------------|-------------------------------|----------------|------------------------|----------------|-------------------------------|----------------|
| | ТН | ТК | ХН | ХК | КН | КК | ИН | ИК |
| Площадь поверхности теплообмена, м ² | 190—674 | | 190—552 | | | | 190—367 | |
| Температура теплообменивающихся сред, °С в кожухе в трубах | От —70 до 350 | | От —20 до 60 От —20 до 300 | | | | От —70 до 350 | |
| | | | | | | | | |
| Условное давление, МПа, не более: в кожухе в трубах | 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4* | 0,6; 1; 1,6 | 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4* | 0,6; 1; 1,6 | 0,6; 1; 1,6; 2,5 | 0,6; 1; 1,6 | 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4* | 0,6; 1; 1,6 |
| Сортамент теплообменных труб, мм | 20×2; 25×2 | | 25×2 | | | | | |
| Длина теплообменных труб <i>l</i> , мм, аппарата <i>D</i> _{вн} , мм: 1000 1200 | 3000; 4000; 6000 4000; 6000 | | | | | | 3000; 4000 | |
| Число ходов по трубам | 1; 2; 4; 6 | | 2; 4; 6 | | | | 1 | |
| Схема расположения теплообменных труб в трубных решетках | По вершинам равносторонних треугольников | | | | | | | |
| Шаг расположения теплообменных труб, мм | 26; 32 | 32 | | | | | | |
| * Для аппарата <i>D</i> _{вн} = 1000 мм | | | | | | | | |

Примечание. Обозначения ТН, ТК, ХН, ХК, КН, КК, ИН, ИК – см. табл. 3.6.

Окончание табл. 3.8

| Параметр | Тип аппарата | | | | | | | |
|---|--------------|----|----|----|----|----|----|----|
| | ТН | ТК | ХН | ХК | КН | КК | ИН | ИК |
| Шаг расположения теплообменных труб, мм | 26; 32 | 32 | | | | | | |

Примечание. Обозначения ТН, ТК, ХН, ХК, КН, КК, ИН, ИК – см. табл. 3.6.

Таблица 3.9. Основные параметры теплообменных аппаратов из титана

| Параметр | Значение |
|--|--|
| Внутренний диаметр кожуха $D_{вн}$, мм | 600, 800, 1000, 1200, 1400 |
| Площадь поверхности теплообмена, m^2 | От 41 до 630 |
| Температура теплообмениваемых сред, $^{\circ}C$ | От -40 до 300 |
| Условное давление, МПа: | |
| в трубах и кожухе аппарата типа ТН: | |
| $D_{вн}$ до 1000 мм | 0,6; 1; 1,6; 2,5 |
| $D_{вн}$ до 1200 и 1400 мм | 0,6; 1; 1,6 |
| аппарата типа ТК: | |
| в кожухе | 0,6; 1 |
| в трубах | От вакуума до 1 |
| Сортамент теплообменных труб, мм, аппарата | |
| $D_{вн}$, мм: | |
| 600 | 25×2 |
| 800, 1000, 1200, 1400 | 25×2; 38×2 |
| Длина теплообменных труб l , мм, аппарата | |
| $D_{вн}$, мм: | |
| 600, 800 | 2000; 2500; 3000; 4000; 5000 |
| 1000 | 2500; 3000; 4000; 5000 |
| 1200 | 3000; 4000; 5000 |
| 1400 | 4000; 5000 |
| Число ходов по трубам аппарата | |
| $D_{вн}$, мм: | |
| 600 | 1; 2; 4 |
| 800, 1000, 1200, 1400 | 1; 2; 4; 6 |
| Схема расположения теплообменных труб в трубных решетках | По вершинам равнобедренных треугольников |
| Шаг расположения теплообменных труб диаметром, мм: | |
| 25 | 32 |
| 38 | 48 |

Таблица 3.10. Основные параметры теплообменных аппаратов с плавающей головкой и U-образными трубами

| Параметр | Тип аппарата | | | | | | | |
|---|---------------------|---------------|--------------------|------------------|---------------------|------------------|------------------|------------------|
| | ТП | ХП | КП | ТУ | ТП | ХП | ТУ | ТУ |
| | ТУ 26.02.1061—88 | | | | ТУ 26.02.1062—88 | | | ТУ 26.02.1069—88 |
| Диаметр кожуха, мм: | | | | | | | | |
| наружный D_n | 325; 426; 530; 630 | 620 | 325; 426; 530; 630 | | | — | — | — |
| внутренний $D_{вн}$ | 400; 500; 600 | 600 | 400; 500; 600 | | 800; 1000 | | 1200 | 1200; 1400 |
| Площадь поверхности теплообмена, m^2 | От 10 до 117 | От 10 до 96 | От 84 до 105 | От 15 до 144 | От 164 до 522 | От 274 до 672 | От 406 до 799 | От 664 до 1400 |
| Температура теплообмениваемых сред, °C: | | | | | | | | |
| в кожухе | От —30 до 450 | От —20 до 300 | | | От —20 до 400 | От —30 до 450 | От —20 до 400 | От —30 до 450 |
| в трубах | | От —20 до 60 | | | От —20 до 60 | | От —20 до 60 | |
| Условное давление, МПа, не более | | | | | | | | |
| в кожухе | 1,6; 2,5; 4; 6,3; 8 | 2,5; 4; 6,3 | 1; 1,6; 2,5 | 1,6; 2,5; 4; 6,3 | 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3 | 1,6; 2,5; 4; 6,3 | 1,6; 2,5; 4; 6,3 | 1,6; 2,5 |
| в трубах | | 1 | 1 | | 6,3; 8 | 1 | 1 | |

Окончание табл. 3.10

| Параметр | Тип аппарата | | | | | | | |
|--|-------------------------------------|--------------|--|------------------|--------------------------|-----------------|-----------------------|--|
| | ТП | ХП | КП | ТУ | ТП | ХП | ТУ | ТУ |
| Сортамент теплообменных труб, мм | ТУ 26.02.1061—88 | | | ТУ 26.02.1062—88 | | | ТУ 26.02.1069—88 | |
| | 20×1,8; 20×2; 25×1,8; 25×2 | 25×1,8; 25×2 | | 20×1,8; 20×2 | 20×2; 25×2; 25×2,5 | 25×2; 25×2,5 | 20×2 | 20×2 |
| | 3000; 6000 | | 6000 | 3000; 6000 | 6000; 9000 | | | |
| | 2; 4 | | 2; 4; 6 | 2 | 2; 4 | | 2 | 2 |
| Число ходов по трубам | | | | | | | 2; 4 | 2 |
| Схема расположения теплообменных труб в трубных решетках | По вершинам квадратов | | По вершинам равнобедренных треугольников | | По вершинам квадратов | | По вершинам квадратов | По вершинам равнобедренных треугольников |
| Шаг расположения теплообменных труб, мм | 26; 32 | 32 | | 26 | 26; 32 | 32 | 26; 32 | 26 |

Примечание: ТП — теплообменник (нагреватель) с плавающей головкой; ХП — холодильник с плавающей головкой; КП — конденсатор с плавающей головкой; ТУ — теплообменник (нагреватель) с U-образными трубами.

Таблица 3.11. Основные параметры испарителей с паровым пространством

| Параметр | Тип испарителя | |
|--|-----------------------------------|--------|
| | П | У |
| Внутренний диаметр кожуха $D_{\text{вн}}$, мм | 800; 1000; 1200; 1600; 1800; 2000 | |
| Площадь поверхности теплообмена, м^2 | 38–353 | 80–584 |
| Температура теплообмениваемых сред, $^{\circ}\text{C}$ | От –30 до 450 | |
| Условное давление, МПа, не более: | | |
| в кожухе | 1; 1,6; 2,5 | |
| в трубах | 1,6; 2,5; 4 | |
| Сортамент теплообменных труб, мм | 25×2; 25×2,5 | 20×2 |
| Длина теплообменных труб l , мм | 6000 | |
| Число ходов по трубам аппарата $D_{\text{вн}}$, мм: | | |
| 800; 1000; 1200; 1600 | 2 | |
| 1800; 2000 | 2; 4 | 2 |
| Схема расположения теплообменных труб в трубных решетках | По вершинам квадратов | |
| Шаг расположения теплообменных труб, мм | 32 | 26 |

Таблица 3.12. Основные параметры термосифонных испарителей

| Параметр | Значение |
|--|--|
| Внутренний диаметр кожуха $D_{\text{вн}}$, мм | 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200 |
| Площадь поверхности теплообмена, м^2 | От 42 до 1268 |
| Температура теплообмениваемых сред, $^{\circ}\text{C}$ | От –30 до 350 |
| Условное давление в трубах и кожухе, МПа: | |
| испарителя исполнения I типа ИНТ | |
| $D_{\text{вн}}$, мм: | |
| 600–2000 | 1; 1,6; 2,5 |
| 2200 | 1; 1,6 |
| испарителя исполнения II типа ИНТ | |
| $D_{\text{вн}}$, мм: | |
| 600–1000 | 1; 1,6; 2,5; 4 |
| 1200–2000 | 1; 1,6; 2,5 |
| 2200 | 1; 1,6 |

Окончание табл. 3.12

| Параметр | Значение |
|---|---|
| испарителя типа ИКТ | |
| $D_{\text{вн}}$, мм: 600–1400 | 1; 1,6 |
| Сортамент теплообменных труб l , мм | 25×2 |
| Длина теплообменных труб l , мм, испарителя | |
| $D_{\text{вн}}$, мм: 600–1000 | 2000; 3000; 4000 |
| 1200–2200 | 3000; 4000 |
| Число ходов по трубам | 1 |
| Схема расположения теплообменных труб в трубных решетках | По вершинам равносторон- ных треугольников |
| Шаг расположения теплообменных труб, мм | 32 |

Таблица 3.13. Основные параметры вакуумных конденсаторов

| Параметр | Тип конденсатора | |
|--|---|---------------|
| | КВН, КВК | КВВН, КВВК |
| Внутренний диаметр кожуха $D_{\text{вн}}$, мм | 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000 | |
| Площадь поверхности теплообмена, м^2 | От 43 до 1251 | От 46 до 1563 |
| Температура теплообменивающихся сред, $^{\circ}\text{C}$ | | |
| в кожухе | От 0 до 200 | От 0 до 120 |
| в трубах | От –20 до 60 | |
| Условное давление, МПа, не более: | | |
| в кожухе | Вакуум | |
| в трубах | 0,6 | |
| Сортамент теплообменных труб, мм | 25×2 | |
| Длина теплообменных труб l , мм | 3000; 4000; 6000 | |
| Число ходов по трубам | 2; 4; 6 | 4; 6 |
| Схема расположения теплообменных труб | По вершинам равносторонних треугольников | |
| Шаг расположения теплообменных труб, мм | 32 | |

Примечание. КВН – конденсатор вакуумный с неподвижными трубными решетками; КВК – конденсатор вакуумный с компенсатором на кожухе; КВВН – конденсатор вакуумный вертикальный с неподвижными трубными решетками; КВВК – конденсатор вакуумный вертикальный с компенсатором на кожухе.

Продолжение табл. 3.14

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|--------|-----|-------------------|---|----|---|------|------|------|------|-----|-------|-------|-------|
| ТН, ТК | 400 | 1,6; 2,5; 4 | 1 | 20 | — | 23 | 34 | 45,5 | 68 | — | 0,006 | 0,016 | 0,025 |
| | | | | 25 | | 17,5 | 26 | 35 | 52,5 | | 0,007 | 0,019 | 0,031 |
| | | | 2 | 20 | | 21 | 31,5 | 42 | 62,5 | | 0,016 | 0,016 | 0,03 |
| | | | | 25 | | 16 | 23,5 | 31,5 | 47 | | 0,017 | 0,019 | 0,025 |
| ХК | | 1,6 | 2 | 25 | | | | | | | | | |
| ТН, ТК | 426 | 1,6; 2,5; 4 | 1 | 20 | — | — | 23 | 34 | 46 | 68 | 0,038 | 0,017 | 0,025 |
| | | | | 25 | | | 17 | 26 | 35 | 52 | 0,039 | 0,02 | 0,031 |
| | | | 2 | 20 | | | 21 | 31 | 42 | 63 | 0,017 | 0,017 | 0,03 |
| | | | | 25 | | | 16 | 24 | 31 | 47 | 0,018 | 0,02 | 0,025 |
| ХК | | 1,6 | 2 | 25 | | | | | | | | | |
| ТН, ТК | 600 | 1,6; 2,5; 4 | 1 | 20 | — | — | 51 | 77 | 102 | 154 | 0,082 | 0,017 | 0,042 |
| | | | | 25 | | | 41 | 62 | 82 | 124 | 0,091 | | 0,038 |
| | | | 2 | 20 | | | 48 | 73 | 97 | 146 | 0,037 | | 0,048 |
| | | | | 25 | | | 38 | 58 | 77 | 116 | 0,041 | | 0,045 |
| ХН, ХК | | 1; 1,6; 2,5; 4 | 4 | 20 | — | — | 44 | 66 | 88 | 132 | 0,016 | 0,045 | 0,045 |
| | | | | 25 | | | 34 | 51 | 68 | 101 | 0,018 | | |
| | | | 2 | 20 | | | 38 | 58 | 77 | 116 | 0,041 | | |
| | | | | 25 | | | 34 | 51 | 68 | 101 | 0,018 | | |

Продолжение табл. 3.14

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---------------|-----|--------------------------|---|----|---|---|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|
| КН, КК | 600 | 1 | 2 | 25 | - | - | - | 56 | 74 | 111 | 0,038 | - | - |
| | | | 4 | | | | | 49 | 65 | 97 | 0,015 | | |
| | | | 6 | | | | | 46 | 62 | 93 | 0,009 | | |
| ИН-1, ИК-1 | 600 | 1,6; 2,5; 1,6; 2,5; 4 | 2 | 25 | - | - | 41 | 58 | 77 | 116 | 0,041 | 0,037 | 0,038 |
| | | | 4 | | | | | 51 | 68 | 101 | 0,018 | | |
| | | | 6 | | | | | 48 | 64 | 97 | 0,011 | | |
| ИН-2, ИК-2 | 600 | 1; 1,6; 2,5; 4 | 1 | 25 | - | - | 41 | 62 | 82 | - | 0,091 | - | - |
| | | | | | | | | 60 | 80 | - | 0,091 | | |
| | | | | | | | | 62 | 82 | - | 0,091 | | |
| ТН, ТК | 800 | 1; 1,6; 2,5; 4 | 1 | 20 | - | - | 93 | 140 | 186 | 279 | 0,152 | 0,064 | 0,07 |
| | | | | 25 | | | 74 | 112 | 149 | 224 | 0,171 | 0,062 | |
| | | | | 20 | | | 90 | 135 | 179 | 272 | 0,071 | 0,064 | |
| ХН, ХК | 800 | 1; 1,6; 2,5; 4 | 2 | 25 | - | - | 71 | 106 | 142 | 213 | 0,077 | 0,062 | 0,062 |
| | | | | 20 | | | 83 | 125 | 169 | 249 | 0,031 | 0,064 | |
| | | | | 25 | | | 64 | 97 | 129 | 193 | 0,033 | 0,062 | |
| ХН, ХК | 800 | 1; 1,6; 2,5; 4 | 4 | 25 | - | - | 71 | 106 | 142 | 213 | 0,077 | 0,062 | 0,062 |
| | | | | 20 | | | 64 | 97 | 129 | 193 | 0,033 | 0,062 | |
| | | | | 25 | | | 71 | 106 | 142 | 213 | 0,077 | 0,062 | |

Окончание табл. 3.14

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---------------|-----|-------------------|---|----|---|---|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|
| КН, КК | 800 | 1 | 2 | 25 | — | — | — | 104 | 138 | 208 | 0,072 | — | — |
| | | | 4 | | | | | 94 | 125 | 188 | 0,033 | | |
| | | | 6 | | | | | 91 | 121 | 182 | 0,019 | | |
| ИН-1, ИК-1 | 800 | 1,6; 2,5 | 2 | 25 | — | — | 74 | 106 | 142 | 213 | 0,077 | 0,062 | 0,059 |
| | | | 4 | | | | | 97 | 129 | 193 | 0,033 | | |
| | | | 6 | | | | | 94 | 123 | 188 | 0,022 | | |
| ИН-2, ИК-2 | 800 | 1; 1,6; 2,5; 4 | 1 | 25 | — | — | 74 | 112 | 149 | — | 0,165 | — | — |
| | | | | | | | | 109 | 146 | — | 0,161 | | |
| | | | | | | | | 112 | 149 | — | 0,165 | | |

Примечание. Обозначение типов аппарата см. в табл. 3.6, 3.7.

Таблица 3.15. Площадь поверхности теплообмена теплообменных аппаратов типов ТН, ТК, ХН, ХК, КН, КК, ИН и ИК

| Диаметр кожуха $D_{\text{вн}}$, мм | Наружный диаметр труб, мм | Площадь поверхности теплообмена, м^2 , при длине труб l , мм | | | |
|--|---------------------------|---|------|------|------|
| | | 2000 | 3000 | 4000 | 6000 |
| 1000 | 20 | 148 | 229 | 307 | 462 |
| | 25 | 121 | 186 | 249 | 376 |
| 1200 | 20 | — | 333 | 445 | 671 |
| | 25 | — | 267 | 361 | 544 |
| 1400 | 20 | — | 457 | 612 | 924 |
| | 25 | — | 375 | 502 | 758 |

Таблица 3.16. Площадь проходных сечений теплообменных аппаратов типов ТН, ТК, ХН, ХК, КН, КК, ИН и ИК

| Диаметр кожуха $D_{\text{вн}}$, мм | Наружный диаметр труб, мм | Число ходов по трубам | Площадь проходного сечения, м^2 | | |
|--|---------------------------|-----------------------|--|-----------------------------|---------------------|
| | | | одного хода по трубам | по межтрубному пространству | |
| | | | | в вырезе перегородки | между перегородками |
| 1000 | 20 | 1 | 0,248 | 0,1074 | 0,135 |
| | | 2 | 0,124 | | |
| | | 4 | 0,062 | | |
| | | 6 | 0,061 | | |
| | 25 | 1 | 0,278 | 0,1114 | 0,143 |
| | | 2 | 0,138 | | |
| | | 4 | 0,068 | | |
| | | 6 | 0,046 | | |
| 1200 | 20 | 1 | 0,362 | 0,1625 | 0,165 |
| | | 2 | 0,18 | | |
| | | 4 | 0,09 | | |
| | | 6 | 0,06 | | |
| | 25 | 1 | 0,403 | 0,1624 | 0,151 |
| | | 2 | 0,201 | | |
| | | 4 | 0,1 | | |
| | | 6 | 0,066 | | |
| 1400 | 20 | 1 | 0,498 | 0,129 | 0,204 |
| | | 2 | 0,249 | | |
| | | 4 | 0,121 | | |
| | | 6 | 0,083 | | |
| | 25 | 1 | 0,563 | 0,2016 | 0,195 |
| | | 2 | 0,281 | | |
| | | 4 | 0,14 | | |
| | | 6 | 0,093 | | |

Таблица 3.17. Площадь поверхности теплообмена и площадь проходного сечения по межтрубному пространству теплообменных аппаратов с расширителем на кожухе

| Диаметр кожуха $D_{\text{вн}}, \text{мм}$ | Наружный диаметр труб, мм | Длина труб $l, \text{мм}$ | Площадь поверхности теплообмена, м^2 | Площадь проходного сечения по межтрубному пространству*, м^2 | |
|---|---------------------------|---------------------------|---|---|---------------------|
| | | | | в вырезе перегородки | между перегородками |
| 1000 | 20 | 3000 | 230 | 0,093 | 0,128 |
| | | 4000 | 308 | | 0,12 |
| | | 6000 | 463 | | 0,114 |
| | 25 | 3000 | 190 | 0,091 | 0,136 |
| | | 4000 | 254 | | 0,128 |
| | | 6000 | 382 | | 0,122 |
| 1200 | 20 | 3000 | 335 | 0,132 | 0,168 |
| | | 4000 | 448 | | 0,161 |
| | | 6000 | 674 | | 0,198 |
| | 25 | 3000 | 274 | 0,125 | 0,154 |
| | | 4000 | 367 | | 0,181 |
| | | 6000 | 552 | | 0,181 |

* Для теплообменников, холодильников и испарителей исполнения I.

Таблица 3.18. Площадь проходного сечения по трубному пространству теплообменных аппаратов с расширителями на кожухе

| Диаметр кожуха $D_{\text{вн}}, \text{мм}$ | Наружный диаметр труб, мм | Толщина стенки труб, мм | Число ходов по трубам | Площадь проходного сечения одного хода по трубам, м^2 |
|---|---------------------------|-------------------------|-----------------------|--|
| 1000 | 20 | 2 | 1 | 0,249 |
| | | | 2 | 0,121 |
| | | | 4 | 0,057 |
| | | | 6 | 0,036 |
| | 25 | 2 | 1 | 0,282 |
| | | | 2 | 0,137 |
| | | | 4 | 0,064 |
| | | | 6 | 0,04 |
| 1200 | 20 | 2 | 1 | 0,362 |
| | | | 2 | 0,177 |
| | | | 4 | 0,085 |
| | | | 6 | 0,054 |
| | 25 | 2 | 1 | 0,409 |
| | | | 2 | 0,199 |
| | | | 4 | 0,093 |
| | | | 6 | 0,06 |

Таблица 3.19. Площадь поверхности теплообмена и площадь проходных сечений теплообменных аппаратов типов ТН и ТК из титана

| Диаметр кожуха $D_{\text{вн}}$, мм | Наружный диаметр труб, мм | Число хо- дов по тру- бам | Площадь поверхности теплообмена, м^2 , при длине труб L , мм | | | | | Площадь проходного сечения одного хода по трубам, м^2 |
|---|---------------------------------|---------------------------------|--|------|------|------|------|--|
| | | | 2000 | 2500 | 3000 | 4000 | 5000 | |
| 600 | 25 | 1 | | | | | | 0,0932 |
| | | 2 | 41 | 51 | 62 | 83 | 104 | 0,0466 |
| | | 4 | | | | | | 0,0233 |
| 800 | 25 | 1 | | | | | | 0,177 |
| | | 2 | 78 | 98 | 118 | 158 | 198 | 0,0885 |
| | | 4 | | | | | | 0,0443 |
| | | 6 | | | | | | 0,0295 |
| | 38 | 1 | | | | | | 0,1916 |
| | | 2 | 49 | 61 | 74 | 99 | 124 | 0,0958 |
| 1000 | 25 | 4 | | | | | | 0,0479 |
| | | 6 | | | | | | 0,0319 |
| | | 1 | | | | | | 0,2788 |
| | | 2 | | 154 | 186 | 249 | 312 | 0,1394 |
| | | 4 | — | | | | | 0,0697 |
| | | 6 | | | | | | 0,0465 |
| | 38 | 1 | | | | | | 0,3169 |
| | | 2 | — | 101 | 122 | 164 | 205 | 0,1585 |
| | | 4 | | | | | | 0,0792 |
| | | 6 | | | | | | 0,0528 |

Окончание табл. 3.19

| Диаметр кожуха $D_{\text{вн}}$, мм | Наружный диаметр труб, мм | Число хо- дов по тру- бам | Площадь поверхности теплообмена, м^2 , при длине труб L , мм | | | | Площадь проходного сечения одного хода по трубам, м^2 |
|---|---------------------------------|---------------------------------|--|------|------|------|--|
| | | | 2000 | 2500 | 3000 | 4000 | 5000 |
| 1200 | 25 | 1 | — | | 268 | 360 | 451 |
| | | 2 | | | | | |
| | | 4 | | | | | |
| | | 6 | | | | | |
| 1200 | 38 | 1 | | | 179 | 240 | 301 |
| | | 2 | | | | | |
| | | 4 | | | | | |
| | | 6 | | | | | |
| 1400 | 25 | 1 | — | | — | 502 | 630 |
| | | 2 | | | | | |
| | | 4 | | | | | |
| | | 6 | | | | | |
| 1400 | 38 | 1 | | | — | 329 | 413 |
| | | 2 | | | | | |
| | | 4 | | | | | |
| | | 6 | | | | | |

Таблица 3.20. Площадь поверхности теплообмена и площадь проходных сечений теплообменных аппаратов с плавающей головкой и U-образными трубами

| Тип аппарата | Диаметр кожуха, мм | | Условное давление в кожухе, МПа | Наружный диаметр трубы, мм | Площадь поверхности теплообмена, м ² , при длине труб <i>L</i> , мм | | | | | | | | | | Площадь проходного сечения одного хода по трубам, м ² (не менее), при толщине стенки труб, мм | | | | | | | | | | Площадь проходного сечения по межтрубному пространству | |
|--------------|-----------------------|------------------------|---------------------------------|----------------------------|--|------|------|---|------|---|-----|----|----|-------|--|----|----|----|-----|----|---------------------------|-------|-------|--|--|--|
| | <i>D</i> _н | <i>D</i> _{вн} | | | 3000 | | 6000 | | 9000 | | 1,8 | | | | | | 2 | | 2,5 | | | | | | | |
| | | | | | 2 | 2 | 4 | 6 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | При числе ходов по трубам | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 20 | 13 | 26,5 | | | | | | | 0,007 | | | | | | | | 0,014 | 0,02 | | | |
| ТП | 325 | — | 2,5; 4 | 25 | 10 | 20,5 | — | — | — | — | — | — | — | 0,008 | — | — | — | — | — | — | — | 0,015 | 0,022 | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ХП | | | 4; 6,3 | 25 | 10 | 20,5 | | | | | | | | 0,008 | | | | | | | | 0,015 | 0,022 | | | |
| ТУ | | | 2,5; 4 | 20 | 15 | 29,5 | | | | | | | | 0,008 | | | | | | | | 0,012 | 0,015 | | | |
| ТП | 426 | 400 | 2,5; 4; 6,3 | 20 | 23 | 46,5 | — | — | — | — | — | — | — | 0,013 | — | — | — | — | — | — | — | 0,026 | 0,033 | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ХП | | | 4; 6,3 | 25 | 19 | 38 | | | | | | | | 0,014 | | | | | | | | 0,026 | 0,033 | | | |
| ТУ | | | 2,5; 4; 6,3 | 25 | 19 | 38 | | | | | | | | 0,014 | | | | | | | | 0,026 | 0,033 | | | |
| ТП | 530 | 500 | 2,5; 4; 6,3; 8 | 20 | 39 | 78,5 | — | — | — | — | — | — | — | 0,022 | — | — | — | — | — | — | — | 0,031 | 0,054 | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ХП | | | | 25 | 31 | 62 | | | | | | | | 0,024 | | | | | | | | 0,031 | 0,05 | | | |
| ТУ | | | | 25 | 31 | 62 | | | | | | | | 0,024 | | | | | | | | 0,031 | 0,05 | | | |
| | | | | 20 | 49,5 | 195 | | | | | | | | 0,026 | | | | | | | | 0,029 | 0,035 | | | |

Окончание табл. 3.20

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 |
|-----------|---|------|------------------------|----|---|-----|-----|---|------|-----|----|----|----|-------|-------|----|-------|-------|-------|-------|
| ХП | — | 1000 | 1,6; 2,5; 4; 6,3 | 25 | — | 285 | 267 | — | 427 | 400 | — | — | — | 0,103 | 0,041 | — | 0,096 | 0,045 | 0,115 | 0,19 |
| ТУ | — | — | 1,6; 2,5; 4 | 20 | — | 447 | — | — | 672 | — | — | — | — | 0,114 | — | — | — | — | 0,103 | 0,12 |
| ТП, ХП | — | 1200 | 1,6; 2,5; 4; 6,3 | 20 | — | 519 | 499 | — | 779 | 749 | — | — | — | 0,136 | 0,064 | — | — | — | 0,164 | 0,284 |
| ТУ | — | — | 1,6; 2,5 | 25 | — | 425 | 406 | — | 638 | 609 | — | — | — | 0,156 | 0,073 | — | 0,142 | 0,068 | 0,161 | 0,28 |
| ТУ | — | — | 1,6; 2,5 | 20 | — | 664 | — | — | 977 | — | — | — | — | 0,166 | — | — | — | — | 0,146 | 0,197 |
| ТУ | — | 1400 | 1,6; 2,5 | 20 | — | 955 | — | — | 1400 | — | — | — | — | 0,236 | — | — | — | — | 0,195 | 0,241 |

Примечание. ТП — теплообменник (нагреватель) с плавающей головкой; ХП — холодильник с плавающей головкой;
 КП — конденсатор с плавающей головкой; ТУ — теплообменник (нагреватель) с U-образными трубками.

Таблица 3.21. Площадь поверхности теплообмена и площадь проходного сечения испарителей с плавающей головкой и U-образными трубами

| Диаметр ко- жуха $D_{вн}$, мм | Наружный диаметр труб, мм | Число хо- дов по трубам | Площадь по- верхности теп- лообмена, м ² | | Площадь проходного сечения одного хода по трубам, м ² , при тол- щине стенки трубы, мм | | |
|-----------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|---|-----|--|-------|-------|
| | | | ИП | ИУ | 2 | 2,5 | 2 |
| | | | | | ИП | | ИУ |
| 800 | 20 | 2 | — | 80 | — | — | 0,021 |
| | 25 | | 38 | — | 0,014 | 0,013 | — |
| 1000 | 20 | 2 | — | 120 | — | — | 0,031 |
| | 25 | | 62 | — | 0,023 | 0,02 | — |
| 1200 | 20 | 2 | — | 176 | — | — | 0,045 |
| | 25 | | 98 | — | 0,036 | 0,033 | — |
| 1600 | 20 | 2 | — | 304 | — | — | 0,077 |
| | 25 | | 175 | — | 0,063 | 0,058 | — |
| 1800 | 20 | 2 | — | 477 | — | — | 0,12 |
| | 25 | | 295 | — | 0,106 | 0,102 | — |
| | 20 | 4 | — | — | — | — | — |
| | 25 | | 278 | — | 0,067 | 0,061 | — |
| 2000 | 20 | 2 | — | 584 | — | — | 0,146 |
| | 25 | | 353 | — | 0,129 | 0,12 | — |
| | 20 | 4 | — | — | — | — | — |
| | 25 | | 335 | — | 0,056 | 0,05 | — |

Примечание. Площадь поверхности теплообмена приведена без учета трубных решеток.

Таблица 3.22. Площадь поверхности теплообмена между трубными решетками по наружному диаметру труб термосифонных испарителей и вакуумных конденсаторов типов Н и К

| Диаметр ко- жуха $D_{\text{вн}}$, мм | Наружный диаметр труб, мм | Площадь поверхности теплообмена, м^2 , при длине труб L , мм | | | | | | | | |
|---|---------------------------------|--|------|------|----------|------|------|------------|------|------|
| | | 2000 | 3000 | 4000 | 3000 | 4000 | 6000 | 3000 | 4000 | 6000 |
| | | ИИ, ИК | | | КВИ, КВК | | | КВВИ, КВВК | | |
| 600 | 25 | 42 | 63 | 84 | 43 | 57 | — | 46 | 61 | — |
| 800 | | 78 | 118 | 158 | 83 | 111 | 168 | 89 | 119 | 178 |
| 1000 | | 123 | 186 | 249 | 149 | 200 | 301 | 151 | 200 | 302 |
| 1200 | | — | 269 | 360 | 224 | 300 | 453 | 232 | 311 | 464 |
| 1400 | | — | 376 | 504 | 262 | 351 | 530 | — | 503 | 758 |
| 1600 | | — | 490 | 656 | 365 | 490 | 740 | — | 654 | 986 |
| 1800 | | — | 630 | 814 | 487 | 654 | 987 | — | — | 1266 |
| 2000 | | — | 779 | 1043 | 617 | 829 | 1254 | — | — | 1563 |
| 2200 | | — | 917 | 1268 | — | — | — | — | — | — |

Таблица 3.23. Площадь проходных сечений термосифонных испарителей и вакуумных конденсаторов типов Н и К

| Диаметр ко- жуха $D_{\text{вн}}$, мм | Наружный диаметр труб, мм | Число ходов по трубам | Площадь проходного сечения, м ² | | | | | | |
|--|---------------------------------|-----------------------------|--|-------------|---------------|------------------------------|--|--------|------|
| | | | одного хода по трубам | | | по межтрубному пространству | | | |
| | | | ИН, ИК | КВН, КВК | КВВН, КВВК | в вырезе перего- родки | между перегородками при дли- не труб L , мм | | |
| | | | | | | | 2000 | 3000 | 4000 |
| ИН, ИК (исполнение I) | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 600 | 25 | 1 | 0,093 | — | — | 0,0426 | 0,056 | 0,0647 | 0,07 |
| | | 2 | — | 0,042 | — | — | — | — | — |
| | | 4 | | 0,023 | 0,017 | | | | |
| 800 | 25 | 6 | — | 0,015 | 0,011 | — | — | — | — |
| | | 1 | | 0,176 | — | | | | |
| | | 2 | — | 0,083 | — | — | — | — | — |
| 4 | 0,044 | 0,033 | | | | | | | |
| 1000 | 25 | 6 | — | 0,029 | 0,022 | — | — | — | — |
| | | 1 | | 0,277 | — | | | | |
| | | 2 | — | 0,151 | — | — | — | — | — |
| 4 | — | 0,07 | | 0,055 | | | | | |
| 1200 | 25 | 6 | — | 0,053 | 0,037 | — | — | — | — |
| | | 1 | | 0,4 | — | | | | |

Окончание табл. 3.23

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|------|----|---|-------|-------|-------|--------|---|--------|--------|
| 1200 | 25 | 2 | | 0,23 | — | | | | |
| | | 4 | — | 0,12 | 0,087 | — | — | — | — |
| | | 6 | | 0,089 | 0,058 | | | | |
| 1400 | 25 | 1 | 0,558 | — | — | 0,1984 | — | 0,2925 | 0,2275 |
| | | 2 | | 0,27 | — | | | | |
| | | 4 | — | 0,139 | 0,141 | — | — | — | — |
| 1600 | 25 | 6 | | 0,093 | 0,094 | | | | |
| | | 1 | 0,725 | — | — | 0,2683 | — | 0,3 | 0,2325 |
| | | 2 | | 0,38 | — | | | | |
| 1800 | 25 | 4 | — | 0,195 | 0,183 | — | — | — | — |
| | | 6 | | 0,13 | 0,122 | | | | |
| | | 1 | 0,93 | — | — | 0,2284 | — | 0,34 | 0,2677 |
| 2000 | 25 | 2 | | 0,51 | — | | | | |
| | | 4 | — | 0,26 | 0,236 | — | — | — | — |
| | | 6 | | 0,174 | 0,157 | | | | |
| 2200 | 25 | 1 | 1,149 | — | — | 0,4051 | — | 0,2945 | 0,266 |
| | | 2 | | 0,71 | — | | | | |
| | | 4 | — | 0,33 | 0,291 | — | — | — | — |
| 2200 | 25 | 6 | | 0,22 | 0,194 | | | | |
| | | 1 | 1,4 | — | — | 0,493 | — | 0,3307 | 0,294 |

Таблица 3.24. Материал основных узлов теплообменных аппаратов с кожухом диаметром 159, 273, 325, 426 мм

| Тип аппарата | Исполнение аппарата по материалу | Кожух | Распределительная камера | Теплообменная труба | Трубная решетка |
|--------------|----------------------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------------|---|
| ТН, ТК | М1 | Сталь 10 или 20 | Сталь 10, 20 или Ст3сп | Сталь 10 или 20 | Сталь 20 или 16ГС |
| ХК | М3 | | | Латунь ЛАМш 77-2-0,05 | Сталь 16ГС с наплавкой латунью ЛО62-1 или Л63 |
| ТН, ТК | М8 | Сталь 12Х18Н10Т | | Сталь 08Х18Н10Т | Сталь 12Х18Н1Т |
| | М9 | Сталь 10Х17Н13М2Т | | | |
| | М10 | Сталь 12Х18Н10Т | Сталь 10, 20 или Ст3сп | Сталь 08Х18Н10Т или 12Х18Н10Т | Сталь 12Х18Н10Т |
| | М11 | Сталь 10Х17Н13М2Т | Сталь 10, 20 или Ст3сп | Сталь 10Х17Н13М2Т | |
| | М12 | Сталь 10 или 20 | Сталь 10, 20 или Ст3сп | Сталь 08Х22Н6Т | |
| | М17 | Сталь 10Г2 или 09Г2С | | Сталь 10Г2 | Сталь 09Г2С, 10Г2С1 или 10Г2 |
| | М23 | Сталь 10 или 20 | Сталь 08Х22Н6Т | | |
| | М24 | | Сталь 08Х21Н6М2Т | | |

Таблица 3.25. Материал основных узлов теплообменных аппаратов с кожухом диаметром 400, 600, 800 мм

| Тип аппарата | Исполнение аппарата по материалу | Кожух | Распределительная камера | Теплообменная труба | Трубная решетка |
|--------------------------------------|----------------------------------|----------------------|--------------------------|---------------------|-----------------|
| ТН, ТК ХН, ХК КН, КК ИН, ИК | М1 | Ст3сп или сталь 16ГС | Ст3сп или сталь 16ГС* | Сталь 10 или 20 | Сталь 16ГС |

Продолжение табл. 3.25

| Тип аппарата | Исполнение аппарата по материалу | Кожух | Распределительная камера | Теплообменная труба | Трубная решетка |
|--------------------------------------|----------------------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------------|---|
| ХК КК | М3 | Ст3сп или сталь 16ГС | Ст3сп или сталь 16ГС* | Латунь ЛАМш 77-2-0,05 | Сталь 16ГС с наплавкой латунью марки ЛО62-1 или Л63 |
| ТН, ТК ИН, ИК | М8 | Сталь 12Х18Н10Т | | Сталь 08Х18Н10Т или 12Х18Н10Т | Сталь 12Х18Н10Т |
| ТН, ТК ИН, ИК | М9 | Сталь 10Х17Н13М2Т | | | |
| ТН, ТК ХН, ХК КН, КК ИН, ИК | М10 | Сталь 12Х18Н10Т | Ст3сп или сталь 16ГС* | Сталь 08Х18Н10Т или 12Х18Н10Т | Сталь 12Х18Н10Т |
| | М11 | Сталь 10Х17Н13М2Т | | Сталь 10Х17Н13М2Т | |
| ХН, ХК КН, КК | М12 | Ст3сп или сталь 16ГС | | Сталь 08Х22Н6Т | |
| ТН, ТК ИН, ИК | М17 | Сталь 09Г2С | | Сталь 10Г2 | Сталь 09Г2С и 10Г2С1 категории 8 или 09Г2С и 10Г2 |
| ТН, ТК ХН, ХК КН, КК | М19 | Сталь 08Х22Н6Т | Ст3сп или сталь 16ГС** | Сталь 08Х22Н6Т | |
| | М20 | Сталь 08Х21Н6М2Т | | Сталь 08Х21Н6М2Т | |
| ТН, ТК | М21 | Сталь 08Х22Н6Т | | | |
| | М22 | Сталь 08Х21Н6М2Т | | | |
| ТН, ТК ИН, ИК | М23 | Ст3сп или сталь 16ГС | Сталь 08Х22Н6Т | | |
| | М24 | | Сталь 08Х21Н6М2Т | | |

Окончание табл. 3.25

| Тип аппарата | Исполнение аппарата по материалу | Кожух | Распределительная камера | Теплообменная труба | Трубная решетка |
|------------------|----------------------------------|-------------------------|--|----------------------------------|--------------------|
| ТН, ТК ИН, ИК | Б6 | Ст3сп или сталь 16ГС | Двухслойная сталь Ст3сп + 12Х18Н10Т; 16ГС+ 12Х8Н10Т или 12Х18Н10Т | Сталь 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т | Сталь 12Х18Н10Т |
| | Б8 | | Двухслойная сталь Ст3сп + 10Х17Н13М2Т; 16ГС+ 10Х17Н13М2Т или 10Х17Н13М2Т | Сталь 10Х17Н13М2Т | |

* Применять для теплообменников и испарителей.

** Применять для теплообменников.

Таблица 3.26. Материал основных узлов теплообменных аппаратов с кожухом диаметром 1000,1200,1400 мм

| Исполнение по материалу | Кожух | Распределительная камера и крышка | Теплообменная труба |
|-------------------------|----------------------|-----------------------------------|---------------------|
| М1 | Ст3сп или сталь 16ГС | | Сталь 10 или 20 |
| М8 | Сталь 12Х18Н10Т | | |
| М9 | Сталь 10Х17Н13М2Т | | |
| М10 | Сталь 12Х18Н10Т | Ст3сп или сталь 16ГС | Сталь 12Х18Н10Т |
| М11 | Сталь 10Х17Н13М2Т | | Сталь 10Х17Н13М2Т |

Таблица 3.27. Материал основных узлов теплообменных аппаратов с расширителем на кожухе

| Исполнение аппарата по материалу | Тип аппарата | | | | Кожух | Распреде- лительная камера и крышка | Теплооб- менная тру- ба |
|--|---|-----------|------------|-----------|---|--|-------------------------------|
| | ТН, ТК | ИН, ИК | ХН, ХК | КН, КК | | | |
| | Исполнение по темпера- турному пределу | | | | | | |
| M1 | Н; О; С; В; В1 | | О; С; В | | Ст3сп Сталь 09Г2С-12 или сталь 16ГС | Ст3сп | Сталь 10 |
| M8 | Н; Н1; Н2; Н3; О; С; В; В1 | | — | | Сталь 12Х18Н10Т | | |
| M9 | | | | | Сталь 10Х17Н13М2Т | | |
| M10 | Н; О; С | | О; С | | Сталь 12Х18Н10Т | Сталь 09Г2С-12 Ст3пс, Ст3сп или сталь 16ГС | Сталь 12Х18Н10Т |
| M11 | | | | | Сталь 10Х17Н13М2Т | | Сталь 10Х17Н13М2Т |
| M12 | — | | О; С; В | — | Сталь 09Г2С-12 Сталь 16ГС Ст3сп или Ст3пс | Сталь 12Х18Н10Т | Сталь 08Х22Н6Т* |
| M25 | Н; О; С | | — | | | | Сталь 12Х18Н10Т |
| M26 | | | | | | Сталь 10Х17Н13М2Т | |

* Допускается замена на сталь 12Х18Н10Т.

Таблица 3.28. Материал основных узлов теплообменных аппаратов из титана

| Исполнение аппарата по материалу | Кожух и теплообменная труба | Распределительная камера и крышка |
|----------------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|
| MT10 | Титан BT1-0 | Ст3сп |
| MT20 | | Титан BT1-0 |

Таблица 3.29. Материал основных узлов теплообменных аппаратов с плавающей головкой и U-образными трубами

| Тип аппарата | Исполнение аппарата по материалу | Кожух | Распределительная камера | Теплообменная труба | Трубная решетка |
|----------------------|----------------------------------|---|--|---|---|
| ТП ТУ | М1 | Ст3сп или сталь 16ГС (листовая) Сталь 20 или Ст3сп (труба) | Ст3п или сталь 16ГС (листовая) Сталь 20 или Ст3сп (труба) | Сталь 10 или 20 | Сталь 16ГС |
| ХП КП | | | Ст3пс (листовая) Сталь 20 или Ст3сп (труба) | | |
| ХП КП ТП | М3 | См. исполнение М1 | | Латунь ЛАМш 77-2-0,05 | Сталь 16ГС с наплавкой латунью ЛО62-1 или Л63 |
| ТП ТУ | М4 | См. исполнение М1 | Двухслойная сталь 16ГС+08Х13 или Ст3сп+08Х13 | Сталь 15Х5М или 12Х8 | Сталь 15Х5М |
| ТП ХП КП ТУ | М12 | См. исполнение М1 | | Сталь 08Х22Н6Т или 12Х18Н10Т | Сталь 08Х22Н6Т |
| ТП | Б1 | Двухслойная сталь 16ГС+08Х13 или Ст3сп+08Х13 | | Сталь 08Х13 | Сталь 12Х13 или 20Х13 |
| ТП ТУ | Б2 | Двухслойная сталь 16ГС+12Х18Н10Т или Ст3сп+12Х18Н10Т | Двухслойная сталь 16ГС+12Х18Н10Т или Ст3сп+12Х18Н10Т | Сталь 08Х18Н10Т или 12Х18Н10Т или электро-сварные трубы (по технической документации) | Сталь 12Х18Н10Т |
| ХП | | | Ст3пс | | |

Окончание табл. 3.29

| Тип аппарата | Исполнение аппарата по материалу | Кожух | Распределительная камера | Теплообменная труба | Трубная решетка |
|--------------|----------------------------------|--|--|----------------------|-----------------|
| ТП ТУ | Б3 | Двухслойная сталь 16ГС + 10X17Н13М2Т или Ст3сп+ 10X1713М2Т | Двухслойная сталь 16ГС + 10X17Н13М2Т или Ст3сп+ 10X1713М2Т | Сталь 10X1713М2Т | |
| ХП | | | Ст3пс | | |
| ТУ | Б7 | Двухслойная сталь 16ГС+08X13 или Ст3сп+ 08X13 | | Сталь 12X8 или 15X5М | Сталь 15X5М |

Таблица 3.30. Материал основных узлов испарителей с плавающей головкой и U-образными трубами

| Исполнение аппарата по материалу | Распределительная камера и кожух | Теплообменная труба | Трубная решетка |
|----------------------------------|--|--|-----------------|
| М1 | Ст3сп или сталь 16ГС | Сталь 10 или 20 | Сталь 16ГС |
| М4 | | Сталь 15X5М или 12X8 | Сталь 15X5М |
| Б1 | Двухслойная сталь 16ГС+08X13 или Ст3сп+08X13 | Сталь 08X13 | Сталь 20X13 |
| Б2 | Двухслойная сталь 16ГС+12X18Н10Т или Ст3сп+12X18Н10Т | Сталь 08X18Н10Т или 12X18Н10Т, 10X18Н10Т | Сталь 12X18Н10Т |
| Б3 | Двухслойная сталь 16ГС+ 10X17Н13М2Т или Ст3сп+ 10X17Н13М2Т | Сталь 10X17Н13М2Т | |

Таблица 3.31. Материал основных узлов термосифонных испарителей и вакуумных конденсаторов

| Тип аппарата | Исполнение аппарата по материалу | Кожух | Распределительная камера | Теплообменная труба |
|------------------------------|----------------------------------|----------------------|--------------------------|-----------------------|
| ИН, ИК, КВН, КВК, КВВН, КВВК | М1 | Ст3сп или сталь 16ГС | Ст3сп или сталь 16ГС* | Сталь 10 или 20 |
| КВК, КВВК | М3 | | | Латунь ЛАМш 77-2-0,05 |
| ИН, ИК | М8 | Сталь 12Х18М10Т | | |
| | М9 | Сталь 10Х17Н13М2Т | | |
| ИН, ИК, КВН, КВК, КВВН, КВВК | М10 | Сталь 12Х18Н10Т | Ст3сп или сталь 16ГС* | Сталь 12Х18Н10Т |
| | М11 | Сталь 10Х17Н13М2Т | | Сталь 10Х17Н13М2Т |

* Только для аппаратов типов ИН и ИК.

3.5. Примеры расчета кожухотрубчатых теплообменников и холодильников

Пример 3.1. Рассчитать и подобрать нормализованный кожухотрубчатый теплообменник для установки осушки воздуха. Гидравлическое сопротивление теплообменника по воздуху не должно превышать 5000 Па.

Исходные данные. Горячий теплоноситель — воздух; холодный теплоноситель — вода технологическая; температура воздуха на входе $t_{1н} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура воздуха на выходе $t_{1к} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура воды начальная $t_{2н} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$; давление воздуха на входе 0,8 МПа; давление воды на входе 0,4 МПа; объемный расход воздуха 30 м³/мин (при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $p = 0,1\text{ МПа}$) объемный расход воды 0,075 м³/мин. Основные теплофизические свойства теплоносителей, необходимые при расчете, приведены в табл. 3.32—3.34.

Таблица 3.32. Теплофизические свойства воды на линии насыщения

| $t, ^\circ\text{C}$ | $P, \text{МПа}$ | $\rho, \text{кг/м}^3$ | $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ | $\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$ | $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$ | Pr |
|---------------------|-----------------|-----------------------|-------------------------------------|--|---------------------------------------|-------------|
| 0 | 0,1013 | 999,9 | 4,212 | 55,1 | 1,789 | 13,67 |
| 20 | 0,1013 | 998,2 | 4,183 | 60,0 | 1,006 | 7,02 |
| 40 | 0,1013 | 992,2 | 4,174 | 63,5 | 0,659 | 4,31 |
| 60 | 0,1013 | 983,2 | 4,178 | 66,0 | 0,478 | 2,98 |
| 80 | 0,1013 | 971,8 | 4,195 | 67,6 | 0,366 | 2,21 |
| 100 | 0,1013 | 968,4 | 4,220 | 68,3 | 0,291 | 1,75 |
| 120 | 0,1985 | 943,1 | 4,250 | 68,7 | 0,252 | 1,47 |
| 140 | 0,3614 | 926,1 | 4,287 | 68,6 | 0,216 | 1,25 |
| 160 | 0,618 | 907,4 | 4,346 | 68,4 | 0,191 | 1,11 |
| 180 | 1,003 | 886,9 | 4,417 | 67,6 | 0,173 | 1,00 |
| 220 | 2,320 | 840,3 | 4,614 | 64,6 | 0,148 | 0,89 |
| 260 | 4,694 | 784,0 | 4,949 | 60,6 | 0,135 | 0,87 |
| 300 | 8,592 | 712,5 | 5,736 | 54,1 | 0,128 | 0,97 |
| 340 | 14,608 | 610,1 | 8,164 | 45,8 | 0,127 | 1,38 |

Примечание. Теплофизические свойства воды на линии насыщения могут быть аппроксимированы в диапазоне температур 10–100 °С следующими уравнениями: плотность $\rho = \frac{1005}{0,99534 + 0,466 \cdot 10^{-3}t}$; теплоемкость $c_p = 4,20511 - 0,136578t + 0,152341 \cdot 10^{-4}t^2$; теплопроводность $\lambda = 0,551444 + 0,2588 \cdot 10^{-2}t - 0,1278 \cdot 10^{-4}t^2$; кинематическая вязкость $\nu = \{ \exp(\exp[33,22999 - 5,9304 \ln(t + 273)]) - 0,87 \} \cdot 10^{-6}$.

Таблица 3.33. Теплофизические свойства сухого воздуха при атмосферном давлении

| $t, ^\circ\text{C}$ | $\rho, \text{кг/м}^3$ | $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ | $\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$ | $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$ | Pr |
|---------------------|-----------------------|-------------------------------------|--|---------------------------------------|-------------|
| –50 | 1,584 | 1,013 | 2,06 | 9,23 | 0,728 |
| –20 | 1,395 | 1,009 | 2,28 | 12,79 | 0,716 |
| 0 | 1,293 | 1,005 | 2,44 | 13,28 | 0,707 |
| 20 | 1,205 | 1,005 | 2,59 | 15,06 | 0,703 |
| 40 | 1,128 | 1,005 | 2,76 | 16,96 | 0,699 |
| 60 | 1,060 | 1,005 | 2,90 | 18,97 | 0,696 |
| 80 | 1,000 | 1,009 | 3,05 | 21,09 | 0,692 |
| 100 | 0,946 | 1,009 | 3,021 | 23,13 | 0,688 |

Окончание табл. 3.33

| $t, ^\circ\text{C}$ | $\rho, \text{кг/м}^3$ | $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ | $\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$ | $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$ | Pr |
|---------------------|-----------------------|-------------------------------------|--|---------------------------------------|-------------|
| 120 | 0,898 | 1,009 | 3,34 | 25,45 | 0,686 |
| 140 | 0,854 | 0,013 | 3,48 | 27,80 | 0,684 |
| 160 | 0,815 | 1,017 | 3,64 | 30,09 | 0,682 |
| 180 | 0,779 | 1,022 | 3,77 | 32,49 | 0,681 |
| 200 | 0,746 | 1,026 | 3,87 | 34,85 | 0,680 |
| 250 | 0,674 | 1,038 | 4,27 | 40,61 | 0,677 |
| 300 | 0,615 | 1,047 | 4,61 | 48,33 | 0,674 |
| 350 | 0,566 | 1,059 | 4,91 | 55,46 | 0,676 |
| 400 | 0,524 | 1,068 | 5,21 | 63,09 | 0,678 |
| 500 | 0,456 | 1,093 | 5,75 | 79,38 | 0,687 |
| 600 | 0,404 | 1,114 | 6,22 | 96,89 | 0,699 |
| 700 | 0,362 | 1,134 | 6,71 | 115,4 | 0,706 |
| 800 | 0,329 | 1,156 | 7,18 | 134,8 | 0,713 |
| 900 | 0,301 | 1,172 | 7,63 | 155,1 | 0,717 |
| 1000 | 0,277 | 1,185 | 8,07 | 177,1 | 0,719 |

Примечание. Теплофизические свойства воздуха (сухого) могут быть аппроксимированы в диапазоне температур 10–150 °С при давлении 98–980 кПа: плотность $\rho = \frac{3,4839 p}{t + 273}$; теплоемкость $c_p = 1,0005 + 1,1904 \cdot 10^{-4} t$; теплопроводность

$\lambda = 0,37 \cdot 10^{-3} (t + 273)^{0,748}$; динамическая вязкость $\mu = 0,544 \cdot 10^{-6} (t + 273)^{0,62}$; кинематическая вязкость $\nu = \frac{10^{-6} (13,7 + 0,0101 t) p_0}{p}$ при $t = 0-140$ °С;

$\nu = \frac{10^{-6} (6,7 + 0,0155 t) p_0}{p}$ при $t = 140-400$ °С, где $p_0 = 98,07$ кПа.

Таблица 3.34. Теплофизические свойства водяного пара на линии насыщения

| $t, ^\circ\text{C}$ | $P, \text{МПа}$ | $\rho, \text{кг/м}^3$ | $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ | $\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$ | $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$ | Pr |
|---------------------|-----------------|-----------------------|-------------------------------------|--|---------------------------------------|-------------|
| 100 | 0,101 | 0,598 | 2,135 | 2,35 | 20,02 | 1,08 |
| 120 | 0,198 | 1,121 | 2,206 | 2,60 | 11,46 | 1,09 |
| 140 | 0,361 | 1,966 | 2,315 | 2,79 | 6,89 | 1,12 |
| 160 | 0,618 | 3,258 | 2,479 | 3,01 | 4,49 | 1,18 |
| 180 | 1,003 | 5,157 | 2,709 | 3,27 | 2,93 | 1,25 |
| 200 | 1,555 | 7,862 | 3,023 | 3,85 | 2,03 | 1,36 |
| 220 | 2,320 | 11,62 | 3,408 | 3,90 | 1,45 | 1,47 |

Окончание табл. 3.34

| $t, ^\circ\text{C}$ | $P, \text{МПа}$ | $\rho, \text{кг/м}^3$ | $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ | $\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$ | $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$ | Pr |
|---------------------|-----------------|-----------------------|-------------------------------------|--|---------------------------------------|-------------|
| 240 | 3,348 | 16,76 | 3,881 | 4,29 | 1,06 | 1,61 |
| 260 | 4,694 | 23,72 | 4,468 | 4,80 | 0,794 | 1,76 |
| 280 | 6,419 | 33,19 | 5,233 | 4,49 | 0,600 | 1,88 |
| 300 | 8,592 | 46,21 | 6,28 | 6,27 | 0,461 | 2,13 |
| 320 | 11,290 | 64,72 | 8,21 | 7,51 | 0,353 | 2,50 |
| 340 | 14,608 | 92,76 | 12,35 | 9,30 | 0,272 | 3,35 |
| 360 | 18,614 | 144,0 | 23,03 | 12,79 | 0,202 | 5,23 |

Примечание. Теплофизические свойства водяного пара на линии насыщения могут быть аппроксимированы следующими выражениями:

♦ при $t = 100\text{--}300\text{ }^\circ\text{C}$: плотность $\rho = \frac{p_s \cdot 10^3}{\left(432 + 0,488t - 0,282 \cdot 10^{-2}t^2\right)(t + 273)}$;

теплоемкость

$$c_{\text{ср}} = \frac{162 + 0,77 \cdot 10^{-3}(t + 273) + 40,32 \left(\frac{647}{t + 273}\right)^{3,5} + 0,495 \cdot 10^{-1,2} p_s^3 \left(\frac{647}{t + 273}\right)^{18}}{t + 273 + 0,1076 \cdot 10^{-3} p_s}$$

♦ при $t = 10\text{--}360\text{ }^\circ\text{C}$: теплопроводность $\lambda = 3,7 \cdot 10^{-6}(t + 273)^{1,48} + 1,37 \cdot 10^{-4} p^{1,25}$; дина-

мическая вязкость $\mu = \frac{2,235 \cdot 10^{-6}(t + 273)^{1,5}}{t + 1234}$; кинематическая вязкость $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, где

p_s — давление насыщения при температуре t , кПа.

Так как теплообменник предназначен для охлаждения воздуха, будем рассматривать его как холодильник. Массовые расходы теплоносителей G , кг/с, находим по формуле

$$G = V\rho,$$

где V — объемный расход теплоносителя, м³/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³. Соответственно:

♦ массовый расход воздуха

$$G_1 = \frac{30}{60} 1,293 \approx 0,6465 \text{ кг/с};$$

♦ массовый расход воды

$$G_2 = \frac{75 \cdot 10^{-3} \cdot 1000}{60} \approx 1,25 \text{ кг/с}.$$

Поскольку агрегатное состояние теплоносителей не меняется, тепловая нагрузка определяется по (3.1):

$$Q = G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = 0,6465 \cdot 1,005 \cdot 10^3 (60 - 20) = 25,99 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где c_1 – удельная теплоемкость воздуха при средней температуре.

Конечную температуру холодного теплоносителя – воды определим из уравнения теплового баланса

$$t_{2к} = t_{2н} + \frac{Q}{G_2 c_2} = 15 + \frac{25,99 \cdot 10^3}{1,25 \cdot 4,183 \cdot 10^3} \approx 20 \text{ }^\circ\text{C},$$

где $t_{2н}$ – начальная температура воды.

Среднелогарифмическая разность температур вычисляется по (3.5):

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)} = \frac{[(60 - 20) - (20 - 15)]}{\ln\left(\frac{60 - 20}{20 - 15}\right)} = \frac{35}{2,08} \approx 16,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Примем ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{оп} = 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (табл. 3.35), считая, что режим движения сред вынужденный. Тогда ориентировочное значение поверхности теплообмена

$$F_{оп} = \frac{Q}{K_{оп} \Delta t_{ср}} = \frac{25,99 \cdot 10^3}{60 \cdot 16,8} = 25,76 \text{ м}^2.$$

Как следует из табл. 3.14, холодильники с близкой площадью поверхности теплообмена имеют кожух диаметром 400–600 мм и являются многоходовыми.

Однако в многоходовых теплообменниках средняя движущая сила несколько меньше, чем в одноходовых, из-за того, что возникает смешанное взаимное направление движения теплоносителей. Для уточнения $\Delta t_{ср}$ воспользуемся уравнением (3.6):

$$\Delta t'_{ср} = \varepsilon \Delta t_{ср}.$$

Значение поправочного коэффициента ε определим из графика на рис. 3.1, для чего найдем параметры для случая a :

$$P = \frac{t_{1к} - t_{1н}}{t_{2н} - t_{1н}} = \frac{20 - 60}{15 - 60} = 0,89; \quad R = \frac{t_{2н} - t_{2к}}{t_{1к} - t_{1н}} = \frac{15 - 20}{20 - 60} = 0,125.$$

Так как значения ε для нашего случая не входят в область значений, представленных на графике, воспользуемся аналитическими расчетами:

$$\varepsilon = \frac{\frac{\eta}{\delta}}{\ln \frac{[2 - P(1 + R - \eta)]}{[2 - P(1 + R + \eta)]}},$$

$$\text{где } \eta = \sqrt{R^2 + 1} = \sqrt{0,125^2 + 1} = 1,008; \delta = \frac{R - 1}{\ln \frac{(1 - P)}{(1 - RP)}} =$$

$$= \frac{0,125 - 1}{\ln \frac{1 - 0,89}{1 - 0,125 \cdot 0,89}} = 0,418;$$

$$\varepsilon = \frac{\frac{1,008}{0,418}}{\ln \frac{[2 - 0,89(1 + 0,125 - 1,008)]}{[2 - 0,89(1 + 0,125 + 1,008)]}} = 0,825.$$

Таблица 3.35. Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи в различной среде

| Вид теплообмена и среда | K, Вт/(м²·К), при движении среды | |
|---|----------------------------------|-----------|
| | вынужденном | свободном |
| От газа к газу при обычных давлениях | 12–35 | 3,5–12 |
| От газа к жидкости | 12–60 | 6–17 |
| От конденсирующегося пара к газу | 12–120 | 6–12 |
| От жидкости к жидкости (вода) | 200–400 | 100–300 |
| От жидкости к жидкости (органической) | 120–300 | 30–60 |
| От конденсирующегося пара к воде | 500–1000 | 300–800 |
| От конденсирующегося пара к органическим жидкостям | 100–350 | 60–180 |
| От конденсирующегося пара органических веществ к воде | 350–800 | 230–450 |
| От конденсирующегося пара к вязкой жидкости | — | 300–500 |

Таким образом, уточненная среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta t'_{\text{ср}} = \varepsilon \Delta t_{\text{ср.лог}} = 0,825 \cdot 16,8 \approx 13,9^\circ \text{C}.$$

С учетом этой поправки находим ориентировочную поверхность теплообмена

$$F_{\text{ор}} = \frac{25,99 \cdot 10^3}{60 \cdot 13,9} \approx 31,1 \text{ м}^2.$$

Проведем уточненный расчет для следующих вариантов теплообменников: 1) $D = 400 \text{ мм}$; $d_{\text{н}} = 25 \times 2 \text{ мм}$; $z = 2$; 2) $D = 600 \text{ мм}$; $d_{\text{н}} = 25 \times 2 \text{ мм}$.

Вариант 1. Определим для межтрубного пространства (табл. 3.14):

- ♦ площадь сечения между перегородками $S_{\text{мтр}} = 0,025 \text{ м}^2$;
- ♦ критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{G_1 d_{\text{н}}}{S_{\text{мтр}} \mu_1} = \frac{0,6465 \cdot 0,025}{0,025 \cdot 0,019 \cdot 10^{-3}} = 34026;$$

- ♦ критерий Прандтля для воздуха при температуре 40°C (табл. 3.33): $\text{Pr} = 0,699$;
- ♦ критерий Нуссельта для межтрубного пространства при $\text{Re} \geq 10000$:

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

- ♦ коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{d_{\text{н}}} = \frac{0,24 \cdot 34026^{0,6} \cdot 0,699^{0,36} \cdot 1 \cdot 0,0276}{0,025} = 122,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\text{отношение} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \approx 1.$$

Определим для трубного пространства

- ♦ критерий Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{G_2 d_{\text{в}}}{S_{\text{тр}} \mu_2} = \frac{1,25 \cdot 0,021}{0,017 \cdot 1,042 \cdot 10^{-3}} = 1483,$$

где $S_{\text{тр}} = 0,017 \text{ м}^2$ — площадь проходного сечения одного хода по трубам (табл. 3.14);

- ♦ критерий Прандтля $Pr = 7,5$ (табл. 3.32) при $17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\mu_2 = 1,042 \times 10^{-3}\text{ Па}\cdot\text{с}$.

Найдем температурный напор в трубах, для чего последовательно рассчитаем:

- ♦ температуру стенки со стороны холодного теплоносителя

$$t_{\text{ст}2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = t_{\text{ст}1} - \frac{q \delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}},$$

где $q = K(t_1 - t_2)$ – удельный тепловой поток, $\text{Вт}/\text{м}^2$; t_1 и t_2 – средние арифметические значения начальной и конечной температуры соответственно воздуха и воды, $^{\circ}\text{C}$; $\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки трубы, м; $\lambda_{\text{ст}}$ – теплопроводность материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$;

- ♦ удельный тепловой поток

$$q = 60 \left(\frac{60+20}{2} - \frac{15+20}{2} \right) = 60(40-17,5) \approx 1350\text{ Вт}/\text{м}^2;$$

- ♦ температуру стенки со стороны воздуха

$$t_{\text{ст}1} = t_1 - \frac{q}{\lambda_1} = 40 - \frac{1350}{122,36} = 28,9\text{ }^{\circ}\text{C};$$

- ♦ температуру стенки со стороны воды

$$t_{\text{ст}2} = 28,9 - \frac{1350 \cdot 0,002}{46,5} \approx 28,84.$$

Тогда температурный напор равен

$$\Delta t_2 = 28,84 - 17,5 = 11,34.$$

Режим движения воды в трубах ламинарный. Для выбора формулы расчета коэффициента теплоотдачи α_2 найдем значения необходимых критериев:

- ♦ критерий Прандтля $Pr = 7,5$ для трубного пространства при температуре воды $17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- ♦ критерий Грасгофа

$$Gr_2 = \frac{g l^3 \rho_2^2 \beta \Delta t_2}{\mu_2^2} = \frac{9,81 \cdot 0,021^3 \cdot 998,4^2 \cdot 0,1695 \cdot 10^{-3} \cdot 11,34}{(1,083 \cdot 10^{-3})^2} = 148404,$$

где $\beta = 0,1695 \cdot 10^{-3}$ при $t_{2\text{cp}} = 17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$;

$$\text{Gr}_2 \cdot \text{Pr}_2 = 148404 \cdot 7,5 = 1113030;$$

♦ для $\text{Re} \leq 2300$ и $\text{Gr} \cdot \text{Pr} > 5 \cdot 10^5$ из (3.14)

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,15 (\text{Re} \text{Pr})^{0,33} (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,1} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,15 (11122,5)^{0,33} (1113030)^{0,1} \left(\frac{7,5}{5} \right)^{0,25} = 14,2; \end{aligned}$$

♦ коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \lambda}{d_b} = \frac{14,2 \cdot 0,574}{0,021} = 388,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для нахождения коэффициента теплопередачи найдем термическое сопротивление стенки:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = r_{31} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{32},$$

где $r_{31} = 0,00086 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ — термическое сопротивление загрязненной стенки со стороны воздуха (табл. 3.1); $r_{32} = 0,00058 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ — термическое сопротивление загрязненной стенки со стороны воды; $\lambda = 46,52 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ — теплопроводность стенки из углеродистой стали (табл. 3.2); $\delta_{\text{ст}}$ — толщина стенки теплопередающей поверхности. Соответственно

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = 0,00086 + \frac{0,002}{46,5} + 0,00058 \approx 1,483 \cdot 10^{-3}.$$

Коэффициент теплопередачи рассчитываем по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{122} + 1,483 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{388,1}} = 81,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Поскольку расчетный коэффициент теплопередачи значительно отличается от ориентировочно выбранного, проверим достоверность полученного результата расчета, для чего найдем температурный напор с учетом полученного значения $K = 81,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$q = 81,8 (40 - 17,5) = 1840 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$t_{\text{ст}1} = 40 - \frac{1840}{122,36} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}; t_{\text{ст}2} = 25 - \frac{1840 \cdot 0,002}{46,5} = 24,92 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_2 = 24,92 - 17,52 = 7,4 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Итак, принятое вначале значение температурного напора 11,34 $^{\circ}\text{C}$ значительно больше полученного 7,4 $^{\circ}\text{C}$. Произведем пересчет, принимая коэффициент теплопередачи равным $K = 81,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ и определив поправочный коэффициент $11,34/7,4 = 1,53$:

$$\text{Gr}'_2 = \frac{\text{Gr}_2}{1,53} = \frac{148404}{1,53} = 96996;$$

$$\text{Gr}'_2 \cdot \text{Pr}_2 = 96996 \cdot 7,5 = 727470;$$

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,15 (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,33} (\text{Gr}'_2 \cdot \text{Pr}_2)^{0,1} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,15 (11122,5)^{0,33} 3 (727470)^{0,1} \left(\frac{7,5}{5} \right)^{0,25} = 13,84; \end{aligned}$$

$$\alpha_2 = \frac{13,84 \cdot 0,574}{0,021} = 378 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Тогда окончательно получим

$$K = \frac{1}{\frac{1}{122} + 1,483 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{378}} \approx 81,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

С учетом этого требуемая площадь поверхности теплопередачи

$$F = \frac{25,99 \cdot 10^3}{81,1 \cdot 13,9} \approx 23 \text{ м}^2.$$

Согласно табл. 3.14, из выбранного ряда подходит теплообменник с трубами длиной 2 м и номинальной поверхностью теплообмена $F_1 = 23,5 \text{ м}^2$.

При этом запас поверхности теплообмена составит

$$\Delta = \frac{(23,5 - 23)100}{23} \approx 2,2 \text{ } \%$$

Аналогичные расчеты варианта 2 даны в табл. 3.36.

Таблица 3.36. Результаты уточненного расчета теплообменника

| № варианта | Re_1 | $\alpha_1, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ | Re_2 | $\alpha_2, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ | K | $F, \text{м}^2$ | $l, \text{м}$ | $F_{\text{ном}}, \text{м}^2$ | $\Delta, \%$ |
|------------|--------|---|--------|---|-------|-----------------|---------------|------------------------------|--------------|
| 1 | 34026 | 122 | 1483 | 378 | 81,1 | 23 | 2 | 23,5 | 2,2 |
| 2 | 19012 | 86,17 | 1401 | 369 | 63,37 | 29,5 | 2 | 34 | 15,2 |

Для варианта 2 $K = 63,37 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, что близко к полученному в варианте 1 расчета, можно считать, что и во втором случае формула для расчета α_2 принята правильная.

Расчет гидравлического сопротивления

Вариант 1. Для расчета гидравлического сопротивления в трубах предварительно найдем некоторые параметры:

- ♦ скорость движения жидкости в трубах

$$\omega_{\text{тр}} = \frac{G}{S_{\text{тр}} \rho} = \frac{1,25}{0,017 \cdot 1000} = 0,0735 \text{ м/с},$$

где $S_{\text{тр}} = 0,017 \text{ м}^2$ – площадь сечения одного хода по трубам (табл. 3.14);

- ♦ коэффициент трения $\lambda_{\text{тр}}$ при ламинарном режиме течения жидкости в трубах

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{A}{Re} = \frac{64}{1483} = 0,0431,$$

где A – коэффициент, зависящий от формы сечения труб; для труб круглого сечения $A = 64$;

- ♦ диаметр штуцеров в распределительной камере $d_{\text{шт}} = 0,15 \text{ м}$;
- ♦ скорость воды в штуцерах

$$\omega_{\text{шт}} = \frac{4G}{\pi d_{\text{шт}}^2 \rho} = \frac{4 \cdot 1,25}{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 1000} = 0,0707 \text{ м/с}.$$

Гидравлическое сопротивление в трубном пространстве рассчитываем по (3.33):

$$\Delta P_{\text{т}} = \Delta P_1 + Z(\Delta P_2 + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_3) + \Delta P_4.$$

В нашем случае используем (3.34):

$$\Delta P_1 = \xi_1 \rho \frac{\omega_{\text{ш}}^2}{2} = 1 \cdot 1000 \frac{0,0707^2}{2} = 2,5 \text{ Па},$$

где $\xi_1 = 1$ для входа в распределительную камеру (табл. 3.4);

$$\Delta P_2 = \xi_2 \rho \frac{\omega_{\text{тр}}^2}{2} = 1 \cdot 1000 \frac{0,0735^2}{2} = 2,7 \text{ Па},$$

где $\xi_2 = 1$ для входа в трубы;

$$\Delta P_3 = \xi_3 \rho \frac{\omega_{\text{тр}}^2}{2} = 1,5 \cdot 1000 \frac{0,0735^2}{2} = 4,05 \text{ Па},$$

где $\xi_3 = 1,5$ для выхода из труб;

$$\Delta P_4 = \xi_4 \rho \frac{\omega_{\text{ш}}^2}{2} = 0,5 \cdot 1000 \frac{0,0707^2}{2} = 1,25 \text{ Па},$$

где $\xi_4 = 0,5$ для выхода из распределительной камеры.

По уравнению (3.35) находим

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_{\text{в}}} \rho \frac{\omega_{\text{тр}}^2}{2} = 0,0431 \frac{2}{0,021} 1000 \frac{0,0735^2}{2} = 150,85 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{\text{т}} = 2,5 + 2(2,7 + 150,85 + 4,05) + 1,25 = 318,9 \text{ Па}.$$

Для расчета гидравлического сопротивления межтрубного пространства предварительно найдем следующие параметры:

- ♦ скорость движения воздуха на входе и выходе из кожуха теплообменника для штуцеров диаметром $d_{\text{шт}} = 0,15 \text{ м}$

$$\omega_{\text{мтр.ш}} = \frac{4V_1}{\pi d_{\text{шт}}^2} = \frac{4 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,15^2} = 28,57 \text{ м/с},$$

где $V_1 = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$ — объемный расход воздуха;

- ♦ скорость движения воздуха в межтрубном пространстве

$$\omega_{\text{мтр}} = \frac{V_1}{S_{\text{мтр}}} = \frac{0,5}{0,022} = 22,7 \text{ м/с},$$

где $S_{\text{мтр}} = \sqrt{S_{\text{прод}} S_{\text{попер}}} = \sqrt{0,019 \cdot 0,025} = 0,022$; $S_{\text{прод}} = 0,019 \text{ м}^2$ — площадь свободного сечения для прохода воздуха в вырезе перегородки (табл. 3.14); $S_{\text{попер}} = 0,025 \text{ м}^2$ — площадь свободного сечения для прохода воздуха при поперечном обтекании пучка труб у края перегородки;

- ♦ коэффициент трения для размещения труб по вершинам равно-
сторонних шестиугольников (шахматный пучок):

$$\lambda'_{\text{тр}} = \frac{4 + 6,6m}{\text{Re}_{\text{мт}}^{0,28}} = \frac{4 + 6,6 \cdot 5,6}{17,9} = 2,29,$$

где $m = 0,35 \frac{D}{d_{\text{н}}} = 0,35 \frac{0,4}{0,025} = 5,6$; $\text{Re}_{\text{мт}}^{0,28} = \left(\frac{\omega_{\text{мтр}} d_{\text{н}}}{\mu} \right)^{0,28} = \left(\frac{22,7 \cdot 0,025}{0,019 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,28} =$
 $= 17,9$; D – диаметр кожуха теплообменника, м;

- ♦ расстояние между перегородками $l_{\text{п}}$

$$l_{\text{п}} = \frac{l}{n+1} = \frac{2}{6+1} = 0,28 \text{ м},$$

где n – число перегородок (табл. 3.37); l – длина трубы, м.

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства рассчитываем по (3.38):

$$\Delta P_{\text{м}} = \Delta P_5 + \frac{l}{l_{\text{п}}} \Delta P_{\text{мт}} + \left(\frac{l}{l_{\text{п}}} - 1 \right) \Delta P_6 + \Delta P_7.$$

В нашем случае

$$\Delta P_5 = \xi_5 \rho \frac{\omega_{\text{мтр.ш}}^2}{2} = 1,5 \cdot 1,128 \frac{28,57^2}{2} = 690,5 \text{ Па},$$

где $\xi_5 = 1,5$ для входа в межтрубное пространство;

$$\Delta P_{\text{мт}} = \lambda'_{\text{тр}} \rho \frac{\omega_{\text{мтр}}^2}{2} = 2,29 \cdot 1,128 \frac{22,7^2}{2} = 665,5 \text{ Па};$$

$$\Delta P_6 = \xi_6 \rho \frac{\omega_{\text{мтр}}^2}{2} = 1,5 \cdot 1,128 \frac{22,7^2}{2} = 436 \text{ Па},$$

где $\xi_6 = 1,5$ – для огибания перегородки в межтрубном пространстве;

$$\Delta P_7 = \xi_7 \rho \frac{\omega_{\text{мтр.ш}}^2}{2} = 1,5 \cdot 1,128 \frac{28,57^2}{2} = 690,5 \text{ Па},$$

где $\xi_7 = 1,5$ для выхода из межтрубного пространства;

$$\Delta P_{\text{м}} = 690,5 + \frac{2}{0,28} 665,5 + \left(\frac{2}{0,28} - 1 \right) 436 + 690,5 = 8812 \text{ Па}.$$

Таблица 3.37. Число сегментных перегородок в нормализованных кожухотрубчатых теплообменниках

| Диаметр кожуха, мм | Число сегментных перегородок при длине труб, м | | | | | | |
|--------------------|--|-----|-----|--------|-----|------------|--------|
| | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 6,0 | 9,0 |
| 159 | 6 | 10 | 14 | 26 | — | — | — |
| 273 | 4 | 8 | 12 | 18 | — | — | — |
| 325 | — | 6 | 8 | 14(16) | 18 | (36; 38) | — |
| 400 | — | — | 6 | 10 | 14 | 22(24; 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 | 14(12) |
| и 1400 | | | | | | | |

Примечание. Числа в скобках относятся к теплообменникам с плавающей головкой и с U-образными трубами.

Аналогичный расчет варианта 2 дан в табл. 3.38.

Таблица 3.38. Результаты уточненного расчета гидравлического сопротивления

| № | Z | $S_{тр},$ м ² | $\omega_{тр},$ м/с | $d_{трш},$ м | $\omega_{ш},$ м/с | n | $d_{мтш},$ м | $\omega_{мтш},$ м/с | $S_{мтр},$ м ² | $\omega_{мтр},$ м/с | $\Delta P_t,$ Па | $\Delta P_m,$ Па |
|---|---|-----------------------------|-----------------------|-----------------|----------------------|---|-----------------|------------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|---------------------|
| 1 | 2 | 0,017 | 0,0735 | 0,15 | 0,0707 | 6 | 0,15 | 28,57 | 0,022 | 22,7 | 318,9 | 8812 |
| 2 | 4 | 0,018 | 0,0694 | 0,15 | 0,0707 | 4 | 0,2 | 15,9 | 0,028 | 17,86 | 93 | 4888 |

Таким образом, анализ двух конкурентоспособных вариантов дает следующие результаты: теплообменник с кожухом диаметром 400 мм имеет значительно меньшее гидравлическое сопротивление трубного пространства, но при этом сопротивление межтрубного пространства почти в 2 раза выше, чем у теплообменника с кожухом диаметром 600 мм.

Поскольку в задании оговорено, что потеря напора воздуха не должна превышать 5000 Па, то более предпочтителен вариант 2 с меньшим гидравлическим сопротивлением потоку в межтрубном пространстве. В дальнейшем будем рассматривать теплообменник варианта 2 со следующими параметрами: $D_b = 600$ мм, $d_n = 25 \times 2$ мм, $Z = 4$, $l = 2$ м, $F = 34$ м².

Так как используемые среды (вода, воздух) неагрессивны, выбираем теплообменный аппарат (табл. 3.25), выполненный по материалу М1, т.е. из углеродистых сталей.

В нашем случае давление в межтрубном пространстве 0,8 МПа, выбранный нами аппарат (табл. 3.14) имеет условное давление в межтрубном пространстве 1,0 МПа и более, а в трубном пространстве (табл. 3.6) 0,6 МПа и удовлетворяет требованию прочности.

Средняя разность температур теплоносителей составляет $40 - 5 = 35^\circ\text{C}$, поэтому с точки зрения температурных деформаций целесообразно произвести расчет на возможность использования холодильника с неподвижными трубными решетками.

Конструктивные размеры выбранного аппарата:

$$D_b = 600 \text{ мм}, d_n = 25 \text{ мм}, \delta_T = 2 \text{ мм}, S_{\text{тр}} = 0,018 \text{ м}^2, \text{ число труб} \\ n = \frac{S_{\text{тр}}}{(\pi/4) \cdot d_b^2} = \frac{0,018}{0,785 \cdot 0,021^2} = 52; \text{ площади сечения труб и кожуха}$$

$$S_T = \pi(d_n - \delta_T)\delta_T n = \pi(0,025 - 0,002)0,002 \cdot 52 = 0,0075 \text{ м}^2;$$

$$S_k = \pi(D_b + \delta_k)\delta_k = \pi(0,6 + 0,005)0,005 = 0,0095 \text{ м}^2.$$

Толщину стенки корпуса принимаем $\delta_k = 5 \text{ мм}$.

Определим следующие усилия:

- ♦ усилия, обусловленные температурными деформациями в теплообменнике, одинаковые для труб и кожуха из одинакового материала:

$$+P'_T = -P'_K = \frac{\alpha(t_K - t_T)E}{\frac{1}{S_K} + \frac{1}{S_T}} = \frac{11,9 \cdot 10^{-6}(40 - 18)19,9 \cdot 10^{10}}{\frac{1}{0,0095} + \frac{1}{0,0075}} = \\ = \frac{5210 \cdot 10^4}{105,26 + 133,3} = 21,8 \cdot 10^4 = 2,18 \cdot 10^5 \text{ Н},$$

где α — коэффициент линейного расширения материала, $1/\text{K}$ (для углеродистой стали $\alpha = 11,9 \cdot 10^{-6}$); E — модуль упругости материала, Н/м^2 (для углеродистой стали $E = 19,9 \cdot 10^{10}$ при 20°C);

- ♦ общие усилия от давлений в аппарате, растягивающие трубки и кожух:

$$P'' = P''_T + P''_K = \frac{\pi}{4}(D_b^2 - nd_n^2)p_K + \frac{\pi}{4}nd_b^2 p_T = \\ = 0,785(0,6^2 - 52 \cdot 0,025^2)8 \cdot 10^5 + 0,785 \cdot 52 \cdot 0,021^2 \cdot 4 \cdot 10^5 = \\ = 2,257 \cdot 10^5 + 0,072 \cdot 10^5 = 2,129 \cdot 10^5 \text{ Н},$$

где p_K, p_T — давление соответственно в корпусе и трубах, Па;

- ♦ усилие от давления в аппарате, воспринимаемое трубами:

$$P'_T = \frac{P''}{1 + \frac{S_k E_k}{S_T E_T}} = \frac{2,129 \cdot 10^5}{1 + \frac{0,0095 \cdot 19,9 \cdot 10^{10}}{0,0075 \cdot 19,9 \cdot 10^{10}}} = 0,94 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

- ♦ усилие, воспринимаемое кожухом:

$$P'_K = P'' - P'_T = 2,129 \cdot 10^5 - 0,94 \cdot 10^5 = 1,189 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Определим напряжения, возникающие в трубах и кожухе холодильника:

$$\sigma_T = \frac{P'_T + P''_T}{S_T} = \frac{2,18 \cdot 10^5 + 0,94 \cdot 10^5}{0,0075} = 416 \cdot 10^5 \text{ Па} = 41,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_K = \frac{-P'_K + P''_K}{S_K} = \frac{+1,189 \cdot 10^5 - 2,18 \cdot 10^5}{0,0095} = -104,3 \cdot 10^5 \text{ Па} = -10,4 \text{ МПа}.$$

Принимая для стали допускаемое напряжение $[\sigma] = 130 \text{ МПа}$, убеждаемся, что действительные напряжения в трубах и кожухе значительно меньше.

Итак, выбираем кожухотрубчатый холодильник с неподвижными трубными решетками.

Пример 3.2. Выполнить проектный расчет кожухотрубчатого холодильника для охлаждения раствора натриевой щелочи.

Исходные данные. Водный раствор щелочи NaOH 10 % подается в трубное пространство. Объемный расход раствора щелочи $V_1 = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$; начальная температура раствора щелочи $t_{1н} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; конечная температура раствора щелочи $t_{1к} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; начальная температура воды $t_{2н} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; конечная температура воды $t_{2к} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$; давление в межтрубном пространстве 0,6 МПа; давление в трубном пространстве 0,6 МПа.

Определим:

- ♦ среднюю разность температур при противоточном движении

$$\Delta t_6 = 15 \text{ }^\circ\text{C}; \Delta t_m = 15 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\text{Так как } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} < 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \frac{15 + 15}{2} = 15 \text{ }^\circ\text{C};$$

- ♦ среднюю температуру воды

$$\Delta t_{2cp} = \frac{\Delta t_{2к} + \Delta t_{2н}}{2} = \frac{35 + 20}{2} = 27 \text{ }^\circ\text{C};$$

- ♦ среднюю температуру щелочи

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{лк}} + \Delta t_{\text{лн}}}{2} = \frac{40 + 25}{2} = 32,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Теплофизические свойства раствора щелочи при средней температуре: плотность $\rho_1 = 1103 \text{ кг/м}^3$; динамическая вязкость $\mu_1 = 1,39 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$; коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 0,63 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; коэффициент теплоемкости $c_1 = 3,3 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Теплофизические свойства воды приведены в табл. 3.32.

Далее определим:

- ♦ количество передаваемой теплоты

$$Q = G_1 c_1 (t_{\text{лн}} - t_{\text{лк}}),$$

где $G_1 = V_1 \rho_1$ – массовый расход щелочи;

$$G_1 = \frac{20}{3600} 1103 = 6,13 \text{ кг/с};$$

$$Q = 6,13 \cdot 3,3 \cdot 10^3 (40 - 25) = 303,43 \text{ кВт};$$

- ♦ массовый расход воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{303,43}{4,18(35 - 20)} = 4,84 \text{ кг/с};$$

- ♦ объемный расход воды

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{4,84}{995,9} = 0,0048 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для нахождения предварительного значения площади теплообмена примем ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{\text{оп}} = 300 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Тогда

$$F = \frac{Q}{K_{\text{ср}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{303,43 \cdot 10^3}{300 \cdot 15} = 67,4 \text{ м}^2.$$

Проектируем кожухотрубный холодильник двухходовой, с ориентировочной площадью поверхности теплообмена $F = 70 \text{ м}^2$ и параметрами: диаметр кожуха 600 мм, трубы 25×2 мм, число труб одного хода 84, проходное сечение труб $S_{\text{тр}} = 2,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$, проходное сечение межтрубного пространства $S_{2\text{м}} = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$.

Так как среда в трубах коррозионно-активная, в качестве материала труб, трубной решетки, распределительных камер выбираем нержавеющую сталь, а для корпуса – углеродистую сталь. Проверим, разместится ли взятое число труб 84 в аппарате диаметром 600 мм.

Примем как наиболее рациональное размещение труб в трубной решетке по сторонам и вершинам правильного шестиугольника. На наружной грани шестиугольника при аппарате диаметром 600 мм и расстоянии между отверстиями $t = 1,3d_n = 1,3 \cdot 0,025 = 0,0325$ м можно разместить число отверстий $a = 8$. Тогда число труб

$$n = 3a(a-1) + 1 = 3 \cdot 8(8-1) + 1 = 169.$$

В нашем случае для двухходового теплообменника примем $84 \cdot 2 = 168$ труб. Проверим достоверность принятого числа труб по другой формуле, для чего определим необходимый минимальный диаметр аппарата при выбранном числе труб:

$$D = t(b-1) + 4d_n = 0,0325(15-1) + 4 \cdot 0,025 = 0,555 \text{ м},$$

где $b = 2a - 1 = 2 \cdot 8 - 1 = 15$.

Таким образом, выбранный диаметр кожуха теплообменника 600 мм вполне удовлетворяет возможности размещения 168 труб.

Произведем уточненный расчет следующих величин:

- ♦ скорости движения раствора щелочи

$$\omega_1 = \frac{V_1}{3600 S_{1\tau}} = \frac{0,0056}{2,9 \cdot 10^{-2}} = 0,19 \text{ м/с};$$

- ♦ скорости движения воды в межтрубном пространстве

$$\omega_2 = \frac{V_2}{S_{2м}} = \frac{0,0048}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 0,19 \text{ м/с};$$

- ♦ критерия Рейнольдса в трубном пространстве

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_1 d_1 \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,19 \cdot 0,021 \cdot 1103,6}{1,392 \cdot 10^{-3}} = 3163;$$

- ♦ критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве

$$\text{Re}_2 = \frac{\omega_2 d_2 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,19 \cdot 0,025 \cdot 996}{0,996 \cdot 10^{-3}} = 4750;$$

- ♦ коэффициента теплоотдачи для щелочи $2300 < Re_1 < 10^4$ по (3.11):

$$Nu_1 = 0,008 Re_1^{0,9} Pr_1^{0,43} = 0,008 \cdot 3163^{0,9} \cdot 7,3^{0,43} = 26,6;$$

$$\alpha_2 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_B} = 26,6 \frac{0,63}{0,021} = 796 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\text{где } Pr_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{3,3 \cdot 10^3 \cdot 1,392 \cdot 10^{-3}}{0,63} = 7,3;$$

- ♦ коэффициента теплоотдачи для воды при $Re_2 > 1000$ по (3.17) для межтрубного пространства

$$Nu_2 = 0,24 Re_2^{0,6} Pr_2^{0,36} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ct}} \right)^{0,25},$$

где $Pr_2 = 6,2$ (табл. 3.35).

Для нахождения Pr_{ct} определим температуру стенки труб со стороны воды:

$$t_{ct1} = t_{lcp} - \frac{q}{\alpha_1} = 32,5 - \frac{1650}{1404} = 31,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ct2} = t_{ct1} - \frac{q \delta_{ct}}{\lambda_{ct}} = 31,3 - \frac{1650 \cdot 0,002}{17,45} = 31,11 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $q = K(t_{lcp} - t_{2cp}) = 300(32,5 - 27) = 1650 \text{ Вт/м}^2$ — удельный тепловой поток; δ_{ct} — толщина стенки трубы, м; λ_{ct} — теплопроводность нержавеющей стали, Вт/(м · К) (табл. 3.2).

При $t_{ct2} = 31,11 \text{ } ^\circ\text{C}$ значения $Pr_{ct2} = 5,5$ (табл. 3.35). Тогда

$$Nu_2 = 0,24 \cdot 4750^{0,6} \cdot 6,2^{0,36} \left(\frac{6,2}{5,5} \right)^{0,25} = 76,6;$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_{ii}} = 76,6 \frac{0,61}{0,025} = 1869 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Далее определяем:

- ♦ термическое сопротивление стенки труб

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = r_{31} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + r_{32} = 0,00017 + \frac{0,002}{17,45} + 0,0012 = 0,00149 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт},$$

где r_{31} , r_{32} — термическое сопротивление загрязнений стенки со стороны соответственно раствора щелочи (примем, как для рассола, по табл. 3.1) и воды, принимая ее оборотной очищенной;

♦ коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{796} + 0,00149 + \frac{1}{1869}} = 304,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Полученное значение коэффициента теплопередачи незначительно отличается от ориентировочно взятого $300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, поэтому пересчета не требуется.

Теперь можно провести уточненный расчет площади теплообмена

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{303,43 \cdot 10^3}{313 \cdot 15} = 64,6 \approx 65 \text{ м}^2.$$

Окончательно проектируем двухходовой кожухотрубчатый теплообменник с условной поверхностью теплообмена 65 м^2 , кожух диаметром 600 мм, числом труб 85, трубы $25 \times 2 \text{ мм}$.

Найдем необходимую длину труб

$$l = \frac{F}{\pi d_{\text{cp}} n} = \frac{65}{3,14 \cdot 0,023 \cdot 85} = 10,7 \text{ м},$$

где d_{cp} — диаметр срединной поверхности трубы, м.

Примем длину труб одного хода равной 6 м и определим запас площади поверхности теплообмена при $F = \pi d_{\text{cp}} l = 3,14 \cdot 0,023 \cdot 12 \times 85 = 73,6 \text{ м}^2$;

$$\Delta = \frac{73,6 - 65,0}{65,0} 100 = 13,2 \%,$$

что вполне удовлетворительно. Окончательно примем длину труб одного хода 6 м.

Рассчитаем площадь свободного сечения межтрубного пространства, считая, что площадь выреза перегородки $S_{\text{вп}}$ составляет 20% площади поперечного сечения корпуса аппарата, как обычно принимают в нормализованных теплообменниках:

$$S_{\text{вп}} = \frac{0,2 \pi D^2}{4} = \frac{0,2 \cdot 3,14 \cdot 0,6^2}{4} = 0,056 \text{ м}^2.$$

Если расстояние между сегментными перегородками $l_{\text{п}} = 2 \text{ м}$, то:

- ♦ площадь свободного сечения для прохода воды при поперечном обтекании труб [3.9]

$$S_{\text{попер}} = l_{\text{п}} D \left(1 - \frac{d_{\text{н}}}{t} \right) = 0,2 \cdot 0,6 \left(1 - \frac{0,025}{0,0325} \right) = 0,0276 \text{ м}^2;$$

- ♦ площадь свободного сечения в вырезе перегородки

$$S_{\text{прод}} = S_{\text{вп}} \left[1 - \left(K_{\text{р}} \frac{d_{\text{н}}}{t} \right)^2 \right] = 0,056 \left[1 - \left(0,952 \frac{0,025}{0,032} \right)^2 \right] = 0,026 \text{ м}^2;$$

- ♦ расчетная площадь сечения для прохода воды в межтрубном пространстве

$$S_{\text{мт}} = \sqrt{S_{\text{прод}} S_{\text{попер}}} = \sqrt{0,026 \cdot 0,0276} = 0,0266 \text{ м}^2.$$

Принятое при расчете $S_{\text{м}} = 0,025 \text{ м}^2$ несущественно отличается от действительного значения, поэтому пересчет нецелесообразен.

Так как средняя разность температур теплоносителей составляет $32,5 - 27,5 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, т.е. незначительна, то проектируемый аппарат не должен иметь температурного компенсатора.

Расчет гидравлического сопротивления в трубах требует предварительного определения некоторых параметров:

- ♦ относительной шероховатости

$$e = \frac{\Delta}{d_{\text{в}}} = \frac{0,1}{23} = 0,004347,$$

где Δ — абсолютная шероховатость, для новых труб $\Delta = 0,1 \text{ мм}$;

- ♦ коэффициента трения. Так, для переходного режима $\frac{10}{e} < \text{Re} < \frac{560}{e}$,

что соответствует нашему случаю, используем уравнение (3.37):

$$\frac{1}{\lambda_{\text{тр}}} = -2 \lg \left[0,27e + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right] = -2 \lg \left[0,27 \cdot 0,004347 + \left(\frac{6,81}{3163} \right)^{0,9} \right] = 4,58,$$

откуда получаем

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{1}{4,58} = 0,218;$$

- ♦ скорость раствора щелочи в штуцерах при $d_{\text{шт}} = 0,15$ м, как в нормализованных теплообменниках:

$$\omega_{\text{шт}} = \frac{4V}{\pi d_{\text{шт}}^2 3600} = \frac{4 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 3600} = 0,31 \text{ м/с};$$

- ♦ скорость течения раствора щелочи в трубах $\omega_1 = 0,19$ м/с.

Гидравлическое сопротивление в трубном пространстве рассчитываем по (3.33):

$$\Delta P_{\text{т}} = \Delta P_1 + Z(\Delta P_2 + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_3) + \Delta P_4.$$

В нашем случае

$$\Delta P_1 = \xi_1 \rho_1 \frac{\omega_{\text{шт}}^2}{2} = 1 \cdot 1103,6 \frac{0,31^2}{2} = 53 \text{ Па},$$

где $\xi_1 = 1$ для входа в распределительную камеру (табл. 3.4);

$$\Delta P_2 = \xi_2 \rho_1 \frac{\omega_1^2}{2} = 1 \cdot 1103,6 \frac{0,19^2}{2} = 19,9 \text{ Па},$$

где $\xi_2 = 1$ для входа в трубы;

$$\Delta P_3 = \xi_3 \rho_1 \frac{\omega_1^2}{2} = 1,5 \cdot 1103,6 \frac{0,19^2}{2} = 29,85 \text{ Па},$$

где $\xi_3 = 1,5$ для выхода из труб;

$$\Delta P_4 = \xi_4 \rho_1 \frac{\omega_{\text{шт}}^2}{2} = 0,5 \cdot 1103,6 \frac{0,31^2}{2} = 26,5 \text{ Па},$$

где $\xi_4 = 0,5$ для выхода из распределительной камеры;

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_{\text{в}}} \rho_1 \frac{\omega_1^2}{2} = 0,218 \frac{6}{0,021} 1103,6 \frac{0,19^2}{2} = 1239 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{\text{т}} = 53 + 2(19,9 + 1239 + 29,85) + 26,5 = 2657 \text{ Па}.$$

Для расчета гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве найдем:

- ♦ скорость движения воды в штуцере для диаметра штуцера $d_{\text{шт}} = 0,15$ м

$$\omega_{\text{мтрш}} = \frac{4V_2}{\pi d_{\text{шт}}^2 3600} = \frac{4 \cdot 0,0048}{3,14 \cdot 0,15^2} = 0,274 \text{ м/с};$$

- ♦ скорость движения воды в межтрубном пространстве

$$\omega_{\text{мтр}} = \frac{V_2}{S_{\text{мт}}} = \frac{0,0048}{2,66 \cdot 10^{-2}} = 0,18 \text{ м/с};$$

- ♦ коэффициент трения при размещении труб по сторонам и вершинам правильного шестиугольника, рассчитывается по (3.40)

$$\lambda'_{\text{тр}} = \frac{4 + 6,6m}{\text{Re}_2^{0,28}} = \frac{4 + 6,6 \cdot 8,4}{4750^{0,28}} = 5,55,$$

где $m = 0,35 \frac{D}{d_{\text{м}}} = 0,35 \frac{0,6}{0,025} = 8,4$.

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства определяем по (3.38):

$$\Delta P_{\text{м}} = \Delta P_5 + \frac{l}{l_{\text{п}}} \Delta P_{\text{мт}} + \left(\frac{l}{l_{\text{п}}} - 1 \right) \Delta P_6 + \Delta P_7.$$

В нашем случае

$$\Delta P_5 = \xi_5 \rho_2 \frac{\omega_{\text{мтрш}}^2}{2} = 1,5 \cdot 1000 \frac{0,274^2}{2} = 56,3 \text{ Па},$$

где $\xi_5 = 1,5$ для входа в межтрубное пространство;

$$\Delta P_{\text{мт}} = \lambda'_{\text{тр}} \rho_2 \frac{\omega_{\text{мтр}}^2}{2} = 5,55 \cdot 1000 \frac{0,18^2}{2} = 90 \text{ Па};$$

$$\Delta P_6 = \xi_6 \rho_2 \frac{\omega_{\text{мтр}}^2}{2} = 1,5 \cdot 1000 \frac{0,18^2}{2} = 24,3 \text{ Па};$$

$$\Delta P_7 = \Delta P_5 = 56,3 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 56,3 + \frac{6}{0,2} 90 + \left(\frac{6}{0,2} - 1 \right) 24,3 + 56,3 = 3517 \text{ Па}.$$

Механический расчет теплообменника с кожухом из углеродистой стали СтЗсп и параметрами: давление в межтрубном пространстве $P = 0,6$ МПа; $D_{\text{в}} = 600$ мм; $[\sigma] = 160$ МПа; $\varphi = 0,9$; $C_{\text{к}} = 1$ мм.

Толщину стенки кожуха рассчитаем по (1.1) для тонкостенных сосудов:

$$S = \frac{D_{\text{в}} P}{2[\sigma] \varphi - P} + C_{\text{к}}.$$

Для нашего случая

$$S = \frac{0,6 \cdot 0,6}{2 \cdot 160 \cdot 0,9 - 0,6} + 0,001 = 0,0023 \text{ м. Принимаем } S = 4 \text{ мм.}$$

Проверим на допускаемое внутреннее давление по (1.2):

$$[P] = \frac{2\varphi(S - C_k)[\sigma]}{D_a + (S - C_k)} = \frac{2 \cdot 0,9(0,004 - 0,001)160}{0,6 + 0,003} = 1,43 \text{ МПа.}$$

Таким образом, рабочее давление меньше допускаемого.

Проверим прочность выбранных труб теплообменника со стенкой толщиной $\delta_{ст} = 2$ мм. Допускаемое давление в трубах

$$[P] = \frac{2\varphi(\delta_{ст} - C_k)[\sigma]}{d_b + (\delta_{ст} - C_k)} = \frac{2 \cdot 1(0,002 - 0,001)140}{0,021 + 0,001} = 12,7 \text{ МПа,}$$

что значительно больше рабочего давления в трубах, равного 0,6 МПа.

Так как проектируемый аппарат будет подведомствен Госгортехнадзору, необходимо использовать выпуклые крышки.

Выбираем эллиптические крышки как наиболее распространенные. Материал крышки – сталь 35Х.

Толщину стенки крышки S_1 рассчитываем по (1.16):

$$S_1 = \frac{RP}{2[\sigma]\varphi - 0,5P} + C_k = \frac{0,6 \cdot 0,6}{2 \cdot 160 \cdot 1 - 0,3} + 0,001 \approx 0,0021 \text{ м,}$$

где $R = \frac{D_b^2}{4H_d} = \frac{0,6^2}{4 \cdot 0,15} = 0,6 \text{ м.}$

Проверим на допускаемое внутреннее давление по (1.17):

$$[P] = \frac{2(S_1 - C_k)\varphi[\sigma]}{R + 0,5(S_1 - C_k)} = \frac{2(0,004 - 0,001)1 \cdot 140}{0,6 + 0,5(0,004 - 0,001)} = 1,4 \text{ МПа,}$$

где $[\sigma] = 140$ МПа для стали 35Х (табл. 19.22 из [3.6]). Рабочее давление меньше допускаемого.

Выбираем: тип прокладки – паронит, материал фланца – сталь 12Х18Н10Т, материал болтов – сталь 35Х, тип уплотнительной поверхности выступ–впадина.

Определим расчетные температуры:

- ♦ фланца $t_{\text{ф}} = 0,96t$; болтов $t_{\text{б}} = 0,95t$, где t – расчетная температура обечайки, °С.

В нашем случае $t_{\text{ф}} = 0,96 \cdot 27 = 26$ °С; $t_{\text{б}} = 0,95 \cdot 27 = 25,6$ °С.

Выбранная конструкция фланца и уплотнительная поверхность представлены на рис. 1.3. Примем толщину втулки $S_0 = 0,005$ м, что удовлетворяет условию (1.40)

$S < S_0 < 1,35S$, в нашем случае $0,004 < 0,005 < 0,0052$ м;

$S_0 - S < 0,005$, в нашем случае $0,005 - 0,004 = 0,001 < 0,005$ м.

Определяем далее:

- ♦ толщину втулки S_1

$$S_1 = \beta_1 S_0 = 2,2 \cdot 0,005 = 0,011 \text{ м},$$

где $\beta_1 = 2,2$ [3.6];

- ♦ высоту втулки

$$h_{\text{в}} \geq \frac{1}{i} (S_1 - S_0) = \frac{1}{1/3} (0,011 - 0,005) = 0,018 \text{ м},$$

где $i = 1/3$ (см. рис. 1.3). Поскольку трубная решетка приваривается к фланцу, примем $h_{\text{в}} = 0,03$ м; тогда сварной шов не будет совпадать со сварным швом фланец – корпус;

- ♦ диаметр болтовой окружности по (1.42)

$$D_{\text{б}} = D + 2(S_1 + d_{\text{б}} + 0,006) = 0,6 + 2(0,011 + 0,02 + 0,006) = 0,674 \text{ м},$$

где $d_{\text{б}} = 0,02$ м – принятый диаметр болта. Примем $D_{\text{б}} = 0,68$ м;

- ♦ наружный диаметр фланца по (1.44)

$$D_{\text{н}} \geq D_{\text{б}} + a = 0,68 + 0,04 = 0,72 \text{ м},$$

где $a = 0,04$ м для болтов М20 (табл. 1.2);

- ♦ наружный диаметр прокладки

$$D_{\text{нп}} = D_{\text{б}} - l = 0,68 - 0,03 = 0,65 \text{ м},$$

где $l = 0,03$ м для плоских прокладок и для болтов М20 (табл. 1.2);

- ♦ средний диаметр прокладки по (1.45)

$$D_{\text{сп}} = D_{\text{нп}} - b_{\text{п}} = 0,65 - 0,012 = 0,638 \text{ м},$$

где $b_{\text{п}} = 0,012$ м – ширина плоской неметаллической прокладки для $D = 0,6$ м (табл. 19.25 из [3.6]);

- ♦ число болтов по (1.46)

$$z = \frac{\pi D_6}{t_{\text{ш}}} = \frac{3,14 \cdot 0,68}{4 \cdot 0,02} = 26,69,$$

где $t_{\text{ш}} = 4d_6$ (табл. 19.29 из [3.6]). Принимаем $z = 28$, кратное четырем;

♦ толщину фланца по (1.47)

$$h_{\text{ф}} \geq \lambda_{\text{ф}} \sqrt{DS_{\text{эк}}} = 0,27 \sqrt{0,6 \cdot 0,009} = 0,0198 \text{ м},$$

где $\lambda_{\text{ф}} = 0,27$ для $P = 0,6$ МПа (график на рис. 1.5);

$$S_{\text{эк}} = S_0 \left[1 + \frac{h_{\text{в}} (\beta_1 - 1)}{0,25 (\beta_1 + 1) \sqrt{DS_j}} \right] = 0,005 \left[1 + \frac{0,03 (2,2 - 1)}{0,25 (2,2 + 1) \sqrt{0,6 \cdot 0,005}} \right] = 0,009 \text{ м}.$$

Принимаем $h_{\text{ф}} = 0,02$ м.

Проверим условия прочности болтов:

♦ болтовая нагрузка

$$P_6 = \max \left\{ \frac{P_{\pi} D_{\text{сп}}^2 \alpha}{4} + \pi D_{\text{сп}} b_E m P \right\} =$$

$$= \max \left\{ \frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 0,638^2}{4} + 3,14 \cdot 0,638 \cdot 0,006 \cdot 2,5 \cdot 0,6 = 0,209 \text{ МН} \right\},$$

$$3,14 \cdot 0,638 \cdot 0,006 \cdot 20 = 0,24 \text{ МН}$$

где $b_E = 0,5b_{\text{п}} = 0,5 \cdot 0,012 = 0,006$ м — эффективная ширина прокладки; $m = 2,5$ — для паронита; $q = 20$ МПа — удельное давление паронитовой прокладки (табл. 1.3); α — коэффициент жесткости фланца, принимаем $\alpha = 1$.

Учитывая, что температура фланца незначительно отличается от 20 °С, пренебрегаем температурными деформациями и определяем условие прочности болтов по (1.54):

$$\frac{P_{6 \text{ max}}}{z f_6} \leq [\sigma] \frac{0,24}{28 \cdot 0,000235} = 36,5 \text{ МПа} < 230 \text{ МПа},$$

где $f_6 = 2,35 \cdot 10^{-4}$ (табл. 19.27 из [3.6]); $[\sigma] = 230$ МПа — допускаемое напряжение для болтов Ст.35Х. Таким образом, условие прочности болтов выполняется.

Далее определяем:

- ♦ изгибающий момент, действующий в сечении фланца, ограниченного размером S_1 :

$$M_o = \max \left\{ \begin{aligned} &0,5(D_6 - D_{\text{сп}})P_{6\text{max}} \\ &0,5[(D_6 - D_{\text{сп}})P_{6\text{max}} + (D_{\text{сп}} - D - S_{\text{эк}})Q] \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_p} \end{aligned} \right\} =$$

$$= \max \left\{ \begin{aligned} &0,5(0,68 - 0,638)0,24 = 0,00504 \text{ МН} \cdot \text{м} \\ &0,5[(0,68 - 0,638)0,24 + (0,638 - 0,6 - 0,009)0,19]1 = 0,0078 \text{ МН} \cdot \text{м} \end{aligned} \right\},$$

где $Q = P \frac{\pi D_{\text{сп}}^2}{4} = 0,6 \frac{3,14 \cdot 0,638^2}{4} = 0,19 \text{ МН}$;

- ♦ максимальное напряжение в сечении фланца, ограниченного размером S_1 , по (1.56):

$$\sigma_1 = \frac{T_\phi M_o \omega}{D^* (S_1 - C_k)^2} = \frac{1,83 \cdot 0,0078 \cdot 0,73}{0,6 \cdot (0,011 - 0,001)^2} = 173,6 \text{ МПа},$$

где $D^* = D = 0,6 \text{ м}$ при $D > 20S_1 = 20 \cdot 0,011 = 0,22 \text{ м}$.

Здесь безразмерные параметры

$$T_\phi = \frac{D_H^2 \left[1 + 8,55 \lg \left(\frac{D_H}{D} \right) \right] - D^2}{(1,05D^2 + 1,945D_H^2) \left(\frac{D_H}{D} - 1 \right)} =$$

$$= \frac{0,72^2 \left[1 + 8,55 \lg \left(\frac{0,72}{0,6} \right) \right] - 0,6^2}{(1,05 \cdot 0,6^2 + 1,945 \cdot 0,72^2) \left(\frac{0,72}{0,6} - 1 \right)} = \frac{0,5093}{0,2772} = 1,83;$$

$$\omega = \frac{1}{1 + 0,9 \lambda'_\phi \left(1 + \psi_1 \frac{h_\phi^2}{S_{\text{эк}}^2} \right)} = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot 0,27 \left(1 + 0,1 \frac{0,02^2}{0,009^2} \right)} = 0,73,$$

где $\lambda'_\phi = \frac{h_\phi}{\sqrt{DS_{\text{эк}}}} = \frac{0,02}{\sqrt{0,6 \cdot 0,009}} = 0,27$; $\psi_1 = 1,28 \lg \left(\frac{D_H}{D} \right) = 1,28 \lg \frac{0,72}{0,6} = 0,1$;

- ♦ окружные напряжения в кольце фланца по (1.58)

$$\sigma_k = \frac{M_o [1 - \omega(1 + 0,9\lambda'_\phi)] \psi_2}{D h_\phi^2} = \frac{0,0074 [1 - 0,73(1 + 0,9 \cdot 0,27)] 11}{0,6 \cdot 0,02^2} =$$

$$= 31,4 \approx 31 \text{ МПа},$$

где $\psi_2 = \frac{(D_n + D)}{(D_n - D)} = \frac{0,720 + 0,600}{0,720 - 0,600} = 11$.

Условие прочности для сечения фланца, ограниченного размером $S_1 = 0,011$ м, по (1.61):

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_k^2 + \sigma_1 \sigma_k} < [\sigma].$$

В нашем случае $\sqrt{173,6^2 + 31^2 + 173,6 \cdot 31} = 191 \text{ МПа} < [\sigma]$, где $[\sigma] = \sigma_T = 236 \text{ МПа}$ для стали 12Х18Н10Т. Следовательно, условие прочности выполняется.

Далее определяем:

- ♦ максимальное напряжение в сечении фланца, ограниченного размером S_0 , по (1.57)

$$\sigma_o = \psi_3 \sigma_1 = 1,328 \cdot 173,6 = 230,6 \text{ МПа},$$

где $\psi_3 = 1,328$ при $\beta_1 = 2,2$ и $x = \frac{h_a}{\sqrt{D S_0}} = \frac{0,03}{\sqrt{0,6 \cdot 0,005}} = 0,548$ (рис. 1.6);

- ♦ напряжения во втулке от внутреннего давления: тангенциальное по (1.59)

$$\sigma_t = \frac{PD}{2(S_0 - C_k)} = \frac{0,6 \cdot 0,6}{2(0,005 - 0,001)} = 45 \text{ МПа};$$

меридиональное по (1.60)

$$\sigma_m = \frac{PD}{4(S_0 - C_k)} = \frac{0,6 \cdot 0,6}{4(0,005 - 0,001)} = 22,5 \text{ МПа};$$

- ♦ условие прочности для сечения, ограниченного размером $S_0 = 0,005$ м, по (1.62)

$$\sqrt{(\sigma_o + \sigma_m)^2 + \sigma_t^2 - (\sigma_o + \sigma_m) \sigma_t} \leq [\sigma]_\phi =$$

$$= \sqrt{(230,6 + 22,5)^2 + 45^2} - (230,6 + 22,5)45 = 230 \text{ МПа} < 400 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_{\Phi} = 0,002E = 0,002 \cdot 2 \cdot 10^5 = 400 \text{ МПа}$ для фланца из стали 12Х18Н10Т в сечении S_0 при $P < 4 \text{ МПа}$. Таким образом, условие прочности выполняется.

Расчет трубной решетки. Примем толщину трубной решетки $S_p = 28 \text{ мм}$ и проверим ее на возможность фрезеровки паза для перегородки и на прочность крепления труб в решетке.

Так как проектируемый теплообменник двухходовой, необходимо проверить выбранную толщину трубной решетки в сечении канавки для перегородки в распределительной камере.

Примем: $d_o = 26 \text{ мм}$, $t_n = 36 \text{ мм}$, $b_n = 6 \text{ мм}$, глубина паза 5 мм .

Толщина трубной решетки по (1.76):

$$\begin{aligned} S_n &\geq (S_p - C) \max \left[1 - \sqrt{\frac{d_o}{b_n} \left(\frac{t_n}{t_p} - 1 \right)}; \sqrt{\Phi_p} \right] + C = \\ &= (28 - 2) \max \left[1 - \sqrt{\frac{26}{6} \left(\frac{36}{32} - 1 \right)}; \sqrt{0,22} \right] + 2 = \\ &= 26 \max(0,27; 0,47) + 2 = 14,3 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Так как $S_n = 28 - 5 = 23 \text{ мм}$, условие допустимости выбранного значения $S_n = 23 \text{ мм}$ выполняется.

Условием прочности крепления труб в решетке является (1.77):

$$N_t \leq [N_t].$$

Значение N_t определяется по (1.78):

$$\begin{aligned} N_t &= \frac{\pi a_1^2}{i} [(\eta_m P_m - \eta_t P_t) + f_2 P_o] = \\ &= \frac{3,14 \cdot 280^2}{168} [(0,665 \cdot 0,6 - 0,76 \cdot 0,6) + 0,4(3,49)] = 1962 \text{ Н}, \end{aligned}$$

где $f_2 = 0,4$ для теплообменников с неподвижными трубными решетками.

Если соединение труб с решеткой — развальцовка, то можно использовать (1.79):

$$[N_t] = \pi d_{t0} l_o [q] = 3,14 \cdot 25 \cdot 24 \cdot 14,7 = 27695 \text{ Н},$$

где l_0 — глубина развальцовки трубы, для $S_p = 28$ мм рекомендуется $l_0 = 24$ мм; $[q]$ — удельная нагрузка на единицу площади соединения, для гладкозавальцованных труб $[q] = 14,7$ МПа.

Таким образом, $1962 \text{ Н} \leq 27695 \text{ Н}$ и условие прочности соединения обеспечено.

3.6. Расчет конденсаторов

Конденсаторы широко применяются в нефтегазоперерабатывающей промышленности, особенно в ректификационных установках, где их часто называют дефлегматорами. Как указывалось выше, по конструкции они отличаются от теплообменников (нагревателей) и холодильников лишь увеличенным диаметром штуцеров на входе в теплообменник паровой фазы, но технологические расчеты заметно различаются.

Пример 3.3. Рассчитать и подобрать нормализованный кожухотрубчатый конденсатор для охлаждения углеводородов этиленового ряда. Исходные данные. Расход углеводородов $G_1 = 3000$ кг/ч, температура углеводородов на входе в конденсатор $t_{1\text{н}} = -22^\circ\text{C}$, на выходе $t_{1\text{к}} = -28^\circ\text{C}$. Давление углеводородов 2,5 МПа. Охлаждающая среда — этан. Температура этана на входе в конденсатор $t_{2\text{н}} = -43^\circ\text{C}$, на выходе $t_{2\text{к}} = -30^\circ\text{C}$. Давление этана 1,8 МПа. Углеводороды подаются в межтрубное пространство, этан — в трубное.

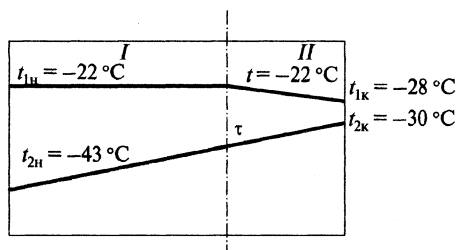
Примем, что движение углеводородов в межтрубном пространстве близко к идеальному вытеснению. Тогда можно разбить межтрубное пространство на две зоны — конденсации и охлаждения (рис. 3.6). По всей длине зоны конденсации температура постоянна и равна температуре углеводородов на входе в аппарат, поскольку она близка к температуре конденсации при давлении 2,5 МПа.

Тогда тепловая нагрузка конденсатора

$$Q = Q_1 + Q_2 = rG_1 + G_1(H_{1\text{к}} - H_{2\text{к}}),$$

где Q_1 — теплота, выделяемая при конденсации, Вт; Q_2 — теплота, выделяемая при охлаждении жидкого конденсата, Вт; $r = 301,46$ кДж/кг — теплота конденсации; G_1 — массовый расход уг-

леводородов, кг/с; $H_{1к} = 333,99$ кДж/кг – энтальпия жидкого конденсата в начале зоны II; $H_{2к} = 292,3$ кДж/кг – энтальпия конденсата на выходе из аппарата.



Р и с. 3.6. Схема распределения температур по длине конденсатора:
I – зона конденсации; II – зона охлаждения

$Q = 301,46 \cdot 0,833 + 0,833(333,99 - 292,3) = 285,83$ кВт = 285830 Вт,
где $Q_1 = 251,11$ кВт = 251110 Вт; $Q_2 = 34,73$ кВт = 34730 Вт.

Необходимый массовый расход этана

$$G_2 = \frac{Q}{c_3(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{285,83}{3,3(-30 + 43)} = 6,66 \text{ кг/с},$$

где $c_3 = 3,3$ кДж/(кг·К) [7] – теплоемкость этана при средней температуре.

Тепловой баланс зоны I

$$Q_1 = c_3 G_2 (t_{2к} - \tau).$$

$$\text{Отсюда } \tau = t_{2к} - \frac{Q_1}{G_2 c_3} = -30 - \frac{251,11 \cdot 10^3}{6,66 \cdot 3,3 \cdot 10^3} = -41,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Среднелогарифмический температурный напор:

♦ в зоне I аппарата

$$\Delta t_{\min} = -22 - (-30) = 8 \text{ } ^\circ\text{C}; \Delta t_{\max} = -22 - (-41,5) = 19,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{ср1}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{19,5 - 8}{\ln \frac{19,5}{8}} = 12,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

♦ в зоне II

$$\Delta t_{\min} = -43 - (-28) = 15 \text{ } ^\circ\text{C}; \Delta t_{\max} = -22 - (-41,5) = 19,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{ср2}} = \frac{19,5 - 15}{\ln \frac{19,5}{15}} = 17,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Принимаем ориентировочно коэффициент теплопередачи для обеих зон равным $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (табл. 3.35) и определяем ориентировочную поверхность теплообмена:

♦ для зоны I

$$F_{\text{оп1}} = \frac{Q_1}{K\Delta t_{\text{cp1}}} = \frac{251,11 \cdot 10^3}{100 \cdot 12,9} = 195 \text{ м}^2;$$

♦ для зоны II

$$F_{\text{оп2}} = \frac{Q_2}{K\Delta t_{\text{cp2}}} = \frac{34,73 \cdot 10^3}{100 \cdot 17,3} = 20 \text{ м}^2,$$

♦ общую

$$F = F_{\text{оп1}} + F_{\text{оп2}} = 195 + 20 = 215 \text{ м}^2.$$

По полученному ориентировочному значению $F = 215 \text{ м}^2$ выбираем вертикальный конденсатор (для уменьшения гидравлического сопротивления в трубах) со следующими техническими характеристиками (табл. 3.15): диаметр кожуха 1000 мм, площадь поверхности теплообмена 249 м^2 , длина труб 4 м, одноходовой, диаметр труб 25 мм, площадь проходного сечения: по трубам $0,278 \text{ м}^2$, по межтрубному пространству $0,143 \text{ м}^2$.

Проведем уточненные расчеты.

Последовательно определим:

♦ коэффициент теплоотдачи со стороны углеводородов для зоны I по (3.26), если теплофизические свойства конденсата при $t = -22^\circ \text{С}$ и $P = 2,5 \text{ МПа}$: $\rho = 418 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\lambda = 0,112 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\mu = 68 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$:

$$\alpha_1 = 3,78 \lambda_3 \sqrt{\frac{\rho^2 dn}{\mu G_1}},$$

где число труб в конденсаторе

$$n = \frac{F_{\text{тр}}}{\frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4}} = \frac{0,278}{\frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4}} = 803 \text{ шт.}$$

Тогда

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot 0,112 \cdot 3 \sqrt{\frac{418^2 \cdot 0,025 \cdot 803}{68 \cdot 10^{-6} \cdot 0,833}} = 1675 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- ♦ коэффициент теплоотдачи со стороны этана для зоны I, если теплофизические свойства этана при $t_{cp} = (-41,5 - 30)/2 = -35,75$ °C, $P = 1,8$ МПа: $\rho = 580$ кг/м³ (найдено путем экстраполяции); $c_p = 3,26$ кДж/(кг·К); $\lambda = 0,133$ Вт/(м·К), $\mu = 48,14 \cdot 10^{-6}$ Па·с, для чего рассчитаем:

- ♦ критерий Прандтля

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{3,26 \cdot 10^3 \cdot 48,14 \cdot 10^{-6}}{0,133} = 1,18;$$

- ♦ объемный расход этана

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho} = \frac{6,66}{580} = 0,0115 \text{ м}^3/\text{с};$$

- ♦ скорость движения этана в трубах

$$\omega_2 = \frac{V_2}{F_{тр}} = \frac{0,0115}{0,278} = 0,0413 \text{ м/с};$$

- ♦ критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega d_{в} \rho}{\mu} = \frac{0,0413 \cdot 0,021 \cdot 580}{48,14 \cdot 10^{-6}} = 10449,$$

т.е. $Re > 10^4$, следовательно, режим движения развитый турбулентный, что позволяет использовать уравнение (3.10) для расчета числа Нуссельта

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 10449^{0,8} \cdot 1,18^{0,43} = 0,023 \cdot 1641,6 \times \\ \times 1,073 = 40,39.$$

Тогда

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{в}} = \frac{40,39 \cdot 0,133}{0,021} = 255 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- ♦ коэффициент теплопередачи в зоне I

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_c} + r_3 + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где $\delta_{ст} = 0,002$ м – толщина стенки трубы; $r_3 = 2 \cdot 0,000091 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ – термическое сопротивление слоев загрязнений с обеих сторон

стенки для паров органических жидкостей (табл. 3.1); $\lambda_c = 46,52 \text{ Вт/(м·К)}$ (табл. 3.2) – теплопроводность стали. Тогда

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{1675} + \frac{0,002}{46,52} + 2 \cdot 0,000091 + \frac{1}{255}} = 210,6 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Найдем коэффициент теплопередачи для зоны II, если для средней температуры -25°C и при $P = 2,5 \text{ МПа}$ для конденсата $\rho = 435 \text{ кг/м}^3$; $c_p = 3,3 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\lambda = 0,113 \text{ Вт/(м·К)}$, $\mu = 75 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с}$, для чего рассчитаем:

♦ скорость конденсата в межтрубном пространстве

$$\omega = \frac{G_1}{\rho F_{\text{мтр}}} = \frac{0,833}{435 \cdot 0,143} = 0,0134 \text{ м/с};$$

♦ критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega d_n \rho}{\mu} = \frac{0,0134 \cdot 0,025 \cdot 435}{75 \cdot 10^{-6}} = 1942,$$

т.е. $\text{Re} > 1000$, и можно воспользоваться уравнением (3.17) для расчета Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,24 \text{Re}^{0,6} \text{Pr}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

если принять $\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right) = 1$, поскольку температуры стенки и конденсата близки, то

$$\text{Nu} = 0,24 \cdot 1942^{0,6} \cdot 2,19^{0,36} = 17,8;$$

$$\text{при } \text{Pr} = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{3,3 \cdot 10^3 \cdot 75 \cdot 10^{-6}}{0,113} = 2,19.$$

Тогда

$$\alpha'_1 = \frac{\text{Nu} \lambda}{d_n} = \frac{17,8 \cdot 0,113}{0,025} = 94,7 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)};$$

♦ коэффициент теплоотдачи для зоны II, если теплофизические свойства при $t_{\text{ср}} = (-43 - 41,5)/2 = -42,25^\circ\text{C}$ и при $P = 1,8 \text{ МПа}$: $\rho =$

$= 630 \text{ кг/м}^3$ (найдено путем экстраполяции); $c_p = 3,24 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\lambda = 0,138 \text{ Вт/(м·К)}$; $\nu = 0,090 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\mu = 56,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с}$; $\omega'_2 = \omega_2 = 0,0413 \text{ м/с}$. Тогда

$$\text{Re} = \frac{\omega'_2 d_b}{\nu} = \frac{0,0413 \cdot 0,021}{0,090 \cdot 10^{-6}} = 9635;$$

так как $2300 < \text{Re} < 10^4$, то режим движения переходной и

$$\text{Nu} = 0,008 \cdot \text{Re}^{0,9} \text{Pr}^{0,43},$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{3,24 \cdot 10^3 \cdot 56,7 \cdot 10^{-6}}{0,138} = 1,33. \text{ Тогда}$$

$$\text{Nu} = 0,008 \cdot 9635^{0,9} \cdot 1,33^{0,43} = 34,8,$$

$$\text{следовательно, } \alpha'_2 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_b} = \frac{34,8 \cdot 0,138}{0,021} = 228,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

♦ коэффициент теплопередачи зоны II

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{94,7} + \frac{0,002}{46,52} + 2 \cdot 0,000091 + \frac{1}{228,7}} = 68 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Найдем необходимую площадь теплообмена:

♦ зоны I

$$F_1 = \frac{Q_1}{\Delta t_{cp2} K_1} = \frac{251110}{12,9 \cdot 210,6} = 92,4 \text{ м}^2;$$

♦ зоны II

$$F_2 = \frac{Q_2}{\Delta t_{cp2} K_2} = \frac{34730}{17,3 \cdot 68} = 29,5 \text{ м}^2;$$

♦ общую

$$F = F_1 + F_2 = 92,4 + 29,5 = 121,9 \text{ м}^2.$$

Ориентировочно выбранный конденсатор оказался с несколько завышенной площадью теплообмена $F = 249 \text{ м}^2$. Примем конденсатор такой же конструкции, но с длиной труб 2000 мм (табл. 3.15). В этом случае площадь поверхности теплообмена составит 121 м^2 . Расчетная площадь поверхности теплообмена практически совпадает с реальной.

Поскольку геометрические размеры окончательно выбранного конденсатора, входящие в расчетные формулы, те же, что у ранее выбранного конденсатора, не требуется производить дополнительных уточненных расчетов.

Таким образом, выбранный кожухотрубчатый конденсатор по поверхности теплообмена удовлетворяет условиям работы. Поскольку разность средних температур незначительна

$$\Delta t = t_{cp2} - t_{cp1} = -36,5 - (-25) = -11,5 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

то выбираем конденсатор с неподвижными трубными решетками (типа КН) и не производим расчета температурных деформаций.

Давление в межтрубном пространстве 2,5 МПа, что позволяет выбрать КН с условным давлением в кожухе 2,5 МПа. Так как среды не агрессивны, принимаем исполнение аппарата по материалу М1. Поскольку в таблице нет данных по условному давлению в трубах, рассчитаем допускаемое давление в трубах при выбранных геометрических размерах и материале:

$$[P] = \frac{2\varphi (S - C_k) [\sigma]}{d + (S - C_k)} = \frac{2 \cdot 1 (0,002 - 0,001) 160}{0,021 + 0,001} = 14,5 \text{ МПа},$$

что значительно больше рабочего давления.

3.7. Расчет кожухотрубчатых испарителей

Испарители часто используются в установках ректификации для создания паровой смеси продуктов, подаваемых в ректификационную колонну. На производстве их обычно называют кипятильниками. Отличие расчета этих аппаратов от расчета теплообменников (нагревателей) и холодильников связано в основном с изменением расчета коэффициентов теплоотдачи, поскольку теплообмен сопровождается изменением агрегатного состояния теплоносителей.

Пример 3.4. Рассчитать и подобрать нормализованный кожухотрубчатый испаритель для нагрева смеси углеводородов керосином газифракционирующей установки.

Исходные данные. Расход смеси углеводородов 80305 кг/ч; начальная температура углеводородов 98 °С, конечная (температура кипе-

ния) 104,43 °С; начальная температура керосина 275 °С, конечная – 150 °С. Углеводородная смесь подается в межтрубное пространство с давлением 2,5 МПа. Керосин подается в трубное пространство с давлением 2,8 МПа.

Определим среднюю движущую силу и средние температуры теплоносителей:

$$\Delta t_6 = 275 - 104,43 = 170,57 \text{ °С}; \Delta t_m = 150 - 98 = 52 \text{ °С};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{170,57 - 52}{\ln \frac{170,57}{52}} = 99,81 \text{ °С};$$

$$\bar{t}_1 = \frac{275 + 150}{2} = 212,5 \text{ °С}; \bar{t}_2 = \frac{104,43 + 98}{2} = 101,215 \text{ °С}.$$

Принимаем в первом приближении температуру стенки трубы со стороны углеводородов

$$t_{ст1} = \bar{t}_1 - \frac{\Delta t_{cp}}{2} = 212,5 - \frac{99,81}{2} = 162,6 \text{ °С};$$

Определим:

- ♦ тепловую нагрузку с учетом потери теплоты 5%

$$\begin{aligned} Q &= 1,05 [G_2 r_2 + G_2 c_p (t_{2к} - t_{2н})] = \\ &= 1,05 \left[\left(\frac{80305}{3600} \right) 78,71 \cdot 10^3 + \left(\frac{80305}{3600} \right) 14,149 \cdot 10^3 \cdot 6,4 \right] = 3964562 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

где $r_2 = 78,71 \cdot 10^3$ Дж/кг – теплота парообразования углеводородов; $c_p = 14,149 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К) – теплоемкость углеводородов при температуре \bar{t}_2 ;

- ♦ расход греющего теплоносителя (керосина)

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_{1н} - t_{1к})} = \frac{3964562}{2863,91 (275 - 150)} = 11,07 \text{ кг/с},$$

где $c_1 = 2863,91$ Дж/(кг·К) – теплоемкость керосина при $\bar{t}_1 = 212,5$ °С.

Ориентировочно определяем максимальную площадь поверхности теплообмена, для чего зададимся ориентировочным значением коэффициента теплопередачи $K_{op} = 400$ Вт/(м²·К) (табл. 3.35):

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{оп}}} = \frac{3964562}{400 \cdot 99,81} = 99,3 \text{ м}^2.$$

По табл. 3.21 выбираем испаритель с U-образными трубами (тип ИУ) со следующими параметрами: диаметр кожуха 1000 мм, диаметр трубок 20 мм, толщина стенки трубы 2 мм, площадь проходного сечения одного хода по трубам 0,031 м², площадь поверхности теплообмена 120 м².

Для уточнения расчета определим режим движения жидкости в трубах, для чего найдем скорость керосина в трубах и критерий Рейнольдса:

$$W_1 = \frac{V_1}{F_{\text{тр}}} = \frac{0,016}{0,031} = 0,516 \text{ м/с},$$

где $V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{11,07}{690} = 0,016 \text{ м}^3/\text{с}$ — объемный расход керосина; $\rho_1 = 675 \text{ кг/м}^3$ — плотность керосина [3.7];

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_1 d_{\text{в}} \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,516 \cdot 0,016 \cdot 675}{0,260 \cdot 10^{-3}} = 21480,$$

где $\mu_1 = 0,260 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ — динамическая вязкость керосина при \bar{t}_1 .

Так как $\text{Re}_1 > 10^4$, режим движения турбулентный.

Первое приближение.

♦ Расчет коэффициента теплоотдачи для трубного пространства.

Коэффициент теплоотдачи при движении жидкости в трубах для турбулентного режима движения найдем из уравнения (3.10)

$$\alpha_1 = \text{Nu} \lambda / d_{\text{в}},$$

$$\text{где } \text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

$$\text{Pr} = \frac{c \mu_1}{\lambda} = \frac{2863 \cdot 0,260 \cdot 10^{-3}}{0,0893} = 8,3; \text{Pr}_{\text{ст}} = \frac{2679 \cdot 0,338 \cdot 10^{-3}}{0,0954} = 9,49; c -$$

теплоемкость керосина, Дж/(кг·К); λ — теплопроводность керосина, Вт/(м·К) (численные значения μ_1 , c , λ приняты при средней температуре керосина и температуре внутренней стенки трубы соответственно). При этих значениях

$$Nu = 0,023 \cdot 21480^{0,8} (8,3)^{0,4} \left(\frac{8,3}{9,49} \right)^{0,25} = 151,4;$$

$$\text{тогда } \alpha_1 = \frac{151,4 \cdot 0,0893}{0,016} = 845 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

♦ Расчет коэффициента теплоотдачи для межтрубного пространства.

Для коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении в трубном пространстве используем уравнение (3.29)

$$\alpha_2 = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho}{\rho_n} - 1 \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\lambda_2^2 \rho}{\mu_2 \sigma_2 T_{\text{кип}}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{Q}{F_{\text{ср}}} \right)^{\frac{2}{3}},$$

которое при подстановке численных значений дает

$$\alpha_2 = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{407,71}{74,5} - 1 \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{0,074945^2 \cdot 407,71}{(0,057 \cdot 10^{-3} \cdot 1,51 \cdot 10^{-3} \cdot 377,43)} \right)^{\frac{1}{3}} \times \\ \times \left(\frac{3964562}{99,3} \right)^{\frac{2}{3}} = 16947 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\lambda_2 = 0,074945 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ — теплопроводность углеводородов; $\rho = 407,71 \text{ кг}/\text{м}^3$ — плотность углеводородов; $\rho_n = 74,5 \text{ кг}/\text{м}^3$ — плотность пара; $\sigma_2 = 1,51 \cdot 10^{-3} \text{ Н}/\text{м}$ — поверхностное натяжение углеводородов; $T_{\text{кип}} = 377,43 \text{ К}$ — температура кипения углеводородов; $\mu_2 = 0,057 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ — динамическая вязкость углеводородов; $Q/F_{\text{ср}} = q$. (Все теплофизические характеристики углеводородов определены при $t_{\text{кип}} = t_2 = 104,43 \text{ }^\circ\text{С}$.)

Найдем коэффициент теплопередачи:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений

$$\sum r = r_{\text{ст}} + r_{\text{загр1}} + r_{\text{загр2}} = \frac{0,002}{46,5} + 0,00081 + 0,000091 = \\ = 9,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

$r_{\text{ст}} = \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}}$; $\delta_{\text{ст}}$ — толщина стенки трубы, м; $\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ — теплопроводность углеродистой стали (табл. 3.2); $r_{\text{загр1}} = 0,00081 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $r_{\text{загр2}} = 0,000091 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ (табл. 3.1);

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{845} + 9,44 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{16947}} = 457 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточним ранее принятые ориентировочные значения удельного потока и температуры стенки трубы:

$$q' = K' \Delta t_{\text{cp}} = 457 \cdot 99,81 = 45613 \text{ Вт}/\text{м}^2, \text{ было принято } q = \frac{Q}{F_{\text{op}}} = 39925 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$t'_{\text{ст1}} = \bar{t}_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 212,5 - \frac{45613}{845} = 158,5 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ было принято } t_{\text{ст1}} = 162,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Расхождения q и $t_{\text{ст1}}$ значительные, следовательно, нужно продолжить уточнение.

Второе приближение. Пересчитаем коэффициент теплопередачи при новых значениях удельного теплового потока и температуры стенки трубы:

♦ уточненный коэффициент теплоотдачи для углеводородов

$$\alpha'_2 = \alpha_2 \left(\frac{q'}{q} \right)^{\frac{2}{3}} = 16947 \left(\frac{45613}{39925} \right)^{\frac{2}{3}} = 18496 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

♦ уточненный коэффициент теплоотдачи для керосина

$$\alpha'_1 = \alpha_1 A = 0,99 \cdot 845 = 837 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\text{где } \text{Pr}'_{\text{ст}} = \frac{C'_1 \mu'_1}{\lambda'} = \frac{2646 \cdot 0,341 \cdot 10^{-3}}{0,093} = 8,9;$$

$$\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}'_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \left(\frac{8,3}{8,9} \right)^{0,25} = 0,98; \quad A = \frac{\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}'_{\text{ст}}} \right)^{0,25}}{\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}} = 0,99;$$

♦ коэффициент теплопередачи

$$K'' = \frac{1}{\frac{1}{837} + 9,44 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{18496}} = 456 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточним значения удельного теплового потока и температуры стенки трубы и сравним с предыдущими значениями:

$$q'' = K'' \Delta t_{\text{cp}} = 456 \cdot 99,81 = 45513 \text{ Вт}/\text{м}^2, \text{ было ранее } q' = 45613 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$t''_{\text{ст}} = 212,5 - \frac{45513}{837} = 158,1 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ было ранее } t'_{\text{ст}} = 158,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Получили достаточно близкие значения q и $t_{\text{ст}}$, что позволяет окончательно принять значение коэффициента теплоотдачи $K = 456 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и определить расчетную площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{3964562}{456 \cdot 99,81} = 87,1 \text{ м}^2.$$

По табл. 3.28 выбираем испаритель с U-образными трубами (тип ИУ) с кожухом диаметром 1000 мм с ближайшей к расчетной площадью поверхности 120 м². Запас площади поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_p}{F_p} 100 = \frac{120 - 87,1}{87,1} 100 = 37,7 \text{ } \%.$$

Исполнение аппарата по материалу М1 (табл. 3.30) с условным давлением в кожухе 2,5 МПа, в трубах — 4 МПа (табл. 3.18).

3.8. Расчет теплообменников «труба в трубе»

Отечественная промышленность выпускает нормализованные теплообменники «труба в трубе» четырех типов:

- ◆ неразборные однопоточные аппараты, которые применяют главным образом в лабораторных и пилотных установках;
- ◆ разборные малогабаритные теплообменники, которые применяют в лабораторных и пилотных установках, а также в качестве подогревателей мазута и маслоохладителей в различных отраслях промышленности;

- ♦ разборные однопоточные (рис. 3.7), которые применяют в очистных установках, в том числе на установках сжигания нефтешлама, на установках обработки осадков сточных вод, а также в качестве подогревателя загрязненного продукта;

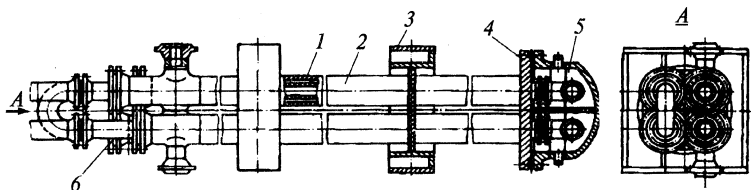


Рис. 3.7. Разборный однопоточный теплообменный аппарат:

1 — теплообменная труба; 2 — кожуховая труба; 3 — опора; 4 — решетка кожуховых труб; 5 — камера; 6 — решетка теплообменных труб

- ♦ разборные многопоточные аппараты, предназначенные для обработки большого количества рабочих жидких сред (до 200 т/ч в трубном и до 300 т/ч в межтрубном пространстве).

В табл. 3.39—3.47 представлены основные параметры нормализованных теплообменников «труба в трубе», которые используются в различных отраслях химической промышленности.

Таблица 3.39. Площадь поверхности теплообмена и площадь проходных сечений внутри и снаружи теплообменных труб элементов неразборных однопоточных аппаратов

| Группа элементов | Площадь проходных сечений, см ² | | Площадь поверхности теплообмена, м ² , при длине теплообменных труб <i>l</i> , мм | | | |
|------------------|--|----------------------------|--|-------|-------|------|
| | внутри теплообменных труб | снаружи теплообменных труб | 1500 | 3000 | 4500 | 6000 |
| ТТн25/57-6,3/4* | 2,83 | 13,9 | 0,11 | 0,228 | — | — |
| ТТн25/57-16/4 | 2,25 | | | | — | — |
| ТТн25/57-16/10 | | 12,4 | | | — | — |
| ТТн38/57-6,3/4 | 7,05 | 7,5 | 0,167 | 0,346 | — | — |
| ТТн38/57-16/4 | 6,12 | | | | — | — |
| ТТн38/57-16/10 | | 6 | | | — | — |
| ТТн38/76-6,3/4 | 7,05 | 24,9 | | | — | — |
| ТТн38/89-6,3/4 | | 37,5 | — | | 0,525 | — |

Окончание табл. 3.39

| Группа элементов | Площадь проходных сечений, см ² | | Площадь поверхности теплообмена, м ² , при длине теплообменных труб <i>l</i> , мм | | | |
|--------------------|--|----------------------------|--|-------|-------|------|
| | внутри теплообменных труб | снаружи теплообменных труб | 1500 | 3000 | 4500 | 6000 |
| ТТн48/76-6,3/4 | 12,55 | 18,2 | — | 0,437 | 0,664 | 0,89 |
| ТТн48/76-10/6,3 | 11,33 | 16,2 | — | | | |
| ТТн48/76-16/10** | | 14,2 | — | | | |
| ТТн48/89-10/6,3*** | | 31 | — | | | |
| ТТн48/89-16/6,3** | | | — | | | |
| ТТн48/108-6,3/4 | 12,55 | 57,4 | — | | | |
| ТТн48/108-10/6,3 | 11,33 | 54 | — | 0,787 | 1,055 | |
| ТТн57/89-10/6,3 | 17,34 | 23,5 | — | | | |
| ТТн57/89-16/10* | 15,9 | 19,3 | — | | | |
| ТТн57/108-6,3/4 | 17,34 | 50 | — | | | |
| ТТн57/108-10/6,3 | | 46,6 | — | | | |
| ТТн57/108-16/10 | 15,9 | 40,7 | — | | | |

* ТТн25/57-6,3/4 – теплообменник неразборный с внутренней трубой 25 мм диаметром, кожуховой – 57 мм, условным давлением во внутренней трубе 6,3 МПа, в кожухе 4 МПа.

** Только для исполнения I.

*** Только для исполнения II.

Таблица 3.40. Площадь поверхности теплообмена и площадь проходных сечений внутри и снаружи теплообменных труб элементов неразборных однопоточных аппаратов

| Группа элементов | Площадь проходных сечений, см ² | | Площадь поверхности теплообмена, м ² , при длине теплообменных труб <i>l</i> , мм | | | | |
|--------------------|--|----------------------------|--|------|-------|------|------|
| | внутри теплообменных труб | снаружи теплообменных труб | 6000 | 9000 | 12000 | 6000 | 9000 |
| ТТн89/133-1,6/1,6* | 49 | 53 | — | — | — | 1,65 | 2,49 |
| ТТн89/133-4/1,6 | | | — | — | — | | |
| ТТн89/133-6,3/4 | | | 1,65 | 2,49 | — | | |

Окончание табл. 3.40

| Группа элементов | Площадь проходных сечений, см² | | Площадь поверхности теплообмена, м², при длине теплообменных труб <i>l</i> , мм | | | | |
|--------------------|--------------------------------|----------------------------|---|------|-------|------|------|
| | внутри теплообменных труб | снаружи теплообменных труб | 6000 | 9000 | 12000 | 6000 | 9000 |
| ТТн89/133-10/6,3 | 46,5 | 45,5 | 1,65 | 2,49 | — | — | — |
| ТТн89/133-1,6/10 | 42 | | | | — | — | — |
| ТТн89/159-1,6/1,6 | 49 | 108 | — | — | — | 1,65 | 2,49 |
| ТТн89/159-4/1,6 | | | — | — | — | | |
| ТТн89/159-6,3/4 | | | — | — | — | | |
| ТТн89/159-10/6,3 | 46,5 | 98,5 | 1,65 | 2,49 | — | — | — |
| ТТн89/159-16/10 | 42 | 81 | | | — | — | — |
| ТТн108/159-1,6/1,6 | 75,5 | 78 | — | — | — | 2 | 3,02 |
| ТТн108/159-4/1,6 | 72 | | — | — | — | | |
| ТТн108/159-6,3/4 | | | — | — | — | | |
| ТТн108/159-10/6,3 | 66,5 | 69 | 2 | 3,02 | 4,05 | — | — |
| ТТн108/159-16/10 | 61 | 51,5 | | | | — | — |
| ТТн133/219-4/1,6 | 115 | 197 | — | 3,72 | 4,95 | — | — |
| ТТн133/219-10/1,6 | 107,5 | | — | | | — | — |
| ТТн133/219-10/4 | | 184,5 | — | | | — | — |
| ТТн133/219-10/6,3 | | 159,5 | — | | | — | — |
| ТТн133/219-16/10 | | | 93,5 | | | — | — |
| ТТн159/219-1,6/1,6 | 170 | 137 | — | — | — | 2,94 | 4,45 |
| ТТн159/219-4/1,6 | | | — | 4,45 | 5,95 | | |
| ТТн159/219-6,3/4 | 161 | 125 | — | | | | |
| ТТн159/219-10/6,3 | 143 | 100 | — | — | — | — | — |

Таблица 3.41. Материал основных узлов элементов неразборных однопоточных теплообменных аппаратов

| Исполнение элемента по материалу | Теплообменные и кожуховые трубы | Специальные тройники | Ниппельные и фланцевые соединения |
|----------------------------------|---------------------------------|----------------------|-----------------------------------|
| М1 | Сталь 20 | | |
| М3 | Сталь 08Х18Н10Т или 12Х18Н10Т | Сталь 12Х18Н10Т | |

Таблица 3.42. Площадь поверхности теплообмена и площадь проходных сечений теплообменных труб разборных малогабаритных аппаратов

| Группа аппаратов | Площадь проходных сечений, см ² | | | | Площадь поверхности теплообмена, м ² , при длине теплообменных труб <i>l</i> , мм | |
|------------------|--|-----------------|----------------------------|-----------------|--|------|
| | внутри теплообменных труб | | снаружи теплообменных труб | | | |
| | одно- точных | двух- точных | одно- точных | двух- точных | 3000 | 6000 |
| ТТ25/57-10/1,6 | 2,25 | 5,6 | 13,9 | 27,8 | 1,02 | — |
| ТТ25/57-10/4 | | | | | | — |
| ТТ25/57-10/6,3 | | 4,5 | 12,4 | 24,8 | | — |
| ТТ38/57-10/1,6 | 7 | 14 | 7,5 | 15 | 1,58 | — |
| ТТ38/57-10/4 | | | | | | — |
| ТТ57/108-10/1,6 | 17,3 | 34,6 | 49,5 | 99 | — | 4,6 |
| ТТ57/108-10/4 | | | | | — | |
| ТТ57/108-10/6,3 | | | 46,5 | 93 | — | |

Таблица 3.43. Материал основных узлов разборных малогабаритных теплообменных аппаратов

| Исполнение аппарата по материалу | Трубы | | Решетки | Камеры |
|----------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-----------------|-------------------------------|
| | теплообменные | кожуховые | | |
| М1 | Сталь 20 | Сталь 20 | Сталь 16ГС | Сталь 20 |
| М2 | | | | |
| М3 | Сталь 08Х18Н10Т или 12Х18Н10Т | Сталь 08Х18Н10Т или 12Х18Н10Т | Сталь 12Х18Н10Т | Сталь 08Х18Н10Т или 12Х18Н10Т |
| М4 | Сталь 15Х5М | Сталь 20 | Сталь 16ГС | Сталь 20 |

Таблица 3.44. Площадь поверхности теплообмена и площадь проходных сечений теплообменных труб разборных однопоточных аппаратов

| Группа аппаратов | Площадь проходных сечений, см ² | | Площадь поверхности теплообмена, м ² , при длине теплообменных труб <i>l</i> , мм | |
|-------------------|--|----------------------------|--|------|
| | внутри теплообменных труб | снаружи теплообменных труб | 6000 | 9000 |
| ТТ89/133-1,6/1,6 | 49 | 56 | 6,7 | 10 |
| ТТ89/133-4/4 | | 53 | | |
| ТТ108/159-1,6/1,6 | 75 | 83 | 8,2 | 12,2 |
| ТТ108/159-4/4 | 72 | 78 | | |
| ТТ159/219-1,6/1,6 | 174 | 131 | 12 | 18 |
| ТТ159/219-4/4 | 170 | | | |

Таблица 3.45. Материал основных узлов разборных однопоточных теплообменных аппаратов

| Исполнение аппарата по материалу | Трубы | | Камера |
|----------------------------------|-------------------------------|-----------|--------|
| | теплообменные | кожуховые | |
| М1 | Сталь 20 | Сталь 20 | |
| М2 | Сталь 12Х18Н10Т или 08Х18Н10Т | | |
| М4 | Сталь 15Х5М | | |

Таблица 3.46. Площадь поверхности теплообмена и площадь проходных сечений теплообменных труб многопоточных аппаратов

| Группа аппаратов | Площадь проходных сечений, см ² | | Площадь поверхности теплообмена, м ² , при длине теплообменных труб <i>l</i> , мм | |
|---------------------|--|----------------------------|--|------|
| | внутри теплообменных труб | снаружи теплообменных труб | 6000 | 9000 |
| ТТ7-48/89-1,6/1,6 | 87,9 | 216,3 | 14 | 21 |
| ТТ7-48/89-4/4 | | | | |
| ТТ7-57/108-1,6/1,6 | 131,9 | 349,2 | 16,5 | 25 |
| ТТ7-57/108-4/4 | | | | |
| ТТ12-48/89-1,6/1,6 | 150,7 | 370,8 | 24 | 36 |
| ТТ12-48/89-4/4 | | | | |
| ТТ12-57/108-1,6/1,6 | 226,2 | 598,6 | 28,5 | 42,5 |
| ТТ12-57/108-4/4 | | | | |
| ТТ22-48/89-1,6/1,6 | 276,3 | 679,8 | 44 | 66 |
| ТТ22-48/89-4/4 | | | | |
| ТТ22-57/108-1,6/1,6 | 414,6 | 1097,5 | 52 | 78,5 |
| ТТ22-57/108-4/4 | | | | |
| ТТ31-48/89-1,6/1,6 | 389,4 | 958 | 62 | 93 |
| ТТ31-48/89-4/4 | | | | |

Таблица 3.47. Материал основных узлов многопоточных теплообменных аппаратов

| Исполнение аппарата по материалу | Трубное пространство | | | Кольцевое пространство | | | |
|----------------------------------|-------------------------------|-----------------|--|------------------------|-----------------|---------------------------------|-------------------|
| | теплообменные трубы | трубная решетка | Первая распределительная камера | Кожуховые трубы | Трубная решетка | Вторая распределительная камера | Поворотная камера |
| M1 | Сталь 20 | Сталь 16ГС | Сталь 20 или 16ГС | Сталь 20 | Сталь 16ГС | Сталь 20 или 16ГС | |
| M2 | Сталь 08X18N10T или 12X18N10T | Сталь 12X18N10T | Сталь 08X18N10T или 12X18N10T, двухслойная сталь 16ГС + 12X18N10T или ВСтЗсп + 12X18N10T | | | | |
| M4 | Сталь 15X5M | | Сталь 15X5M, двухслойная сталь 12MX+08X13 | | | | |

Пример 3.5. Произвести проектный расчет теплообменника «труба в трубе» для охлаждения аммиака. В качестве хладагента используются обратная вода и охлажденный водяной конденсат.

Исходные данные. Количество аммиака на входе в аппарат $G_1 = 21600$ кг/ч = 6 кг/с. Начальная температура аммиака на входе $t'_1 = 117^\circ\text{C}$; на выходе $t''_1 = 35^\circ\text{C}$. Давление аммиака, поступающего в аппарат, $P = 20$ МПа.

Так как давление аммиака высокое, целесообразно пропускать его по внутренним трубам. Размеры труб выбираем с учетом практических рекомендаций: внутреннюю трубу диаметром 83×13 мм, наружную – 127×4 мм.

При температуре стенки выше 55 °С возможно выпадение солей жесткости из охлаждающей воды на поверхность теплообмена. Поэтому теплообменник разбиваем на две зоны I и II, принимая, что в зону I поступает аммиак с высокой температурой и охлаждается конденсатом, а зона II охлаждается обычной технической оборотной водой.

Примем начальную температуру оборотной воды $t'_2 = 20$ °С, начальную температуру конденсата из условий производства $\theta'_2 = 40$ °С, конечную $\theta''_2 = 90$ °С. Так как теплообменник приняли состоящим из двух зон по охлаждающей среде, то для удобства расчета температурный перепад охлаждающего аммиака ($t'_1 - t''_1$) следует также разбить на две части ($t'_1 - \theta_1$) и $(\theta_1 - t''_1)$ и определить площадь поверхности теплообмена для каждой зоны отдельно. Промежуточную температуру охлаждающего газа θ_1 выбирают по практическим данным или определяют методом последовательных приближений. Примем $\theta_1 = 85$ °С.

Расчет зоны I. Согласно принятой схеме расчета, в зоне I аммиак, проходя по внутренним трубам ($d_1 = 57$ мм, $d_2 = 83$ мм), охлаждается от температуры $t'_1 = 117$ °С до $\theta_1 = 85$ °С, нагревая при этом от $t'_{\text{конд}} = 40$ °С до $t''_{\text{конд}} = 80$ °С конденсат, который движется по кольцевому каналу между внутренней и наружной трубами ($D_1 = 119$ мм, $D_2 = 127$ мм).

Тепловую нагрузку зоны I Q_1 вычисляем по уравнению

$$Q_I = G_1 c_1 (t'_1 - \theta_1) = 6 \cdot 5411 (117 - 85) = 1038912 \text{ Вт},$$

где $c_1 = \frac{c'_1 + c''_1}{2} = \frac{5819,9 + 5003,4}{2} = 5411 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$; c'_1 , c''_1 — теплоемкость аммиака при температурах t'_1 и θ_1 соответственно.

Количество конденсата, необходимого для охлаждения аммиака:

$$G_k = \frac{Q_1}{i''_2 - i'_2} = \frac{1038912}{335378 - 168317} = 6,22 \text{ кг/с},$$

где $i'_2 = 168317 \text{ Дж/кг}$ — энтальпия конденсата при температуре $t'_{\text{конд}} = 40$ °С; $i''_2 = 335378 \text{ Дж/кг}$ — энтальпия конденсата при температуре $t''_{\text{конд}} = 80$ °С.

При противоточном движении теплоносителей $\Delta t_m = 117 - 80 = 37$ °С, $\Delta t_6 = 85 - 40 = 45$ °С и среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{45 - 37}{\ln \frac{45}{37}} = 40,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Среднюю температуру рабочих сред зоны I принимаем равной среднелогарифмической, так как для обоих теплоносителей $t_{\text{нач}}/t_{\text{кон}} \leq 2$. Тогда средние температуры:

♦ конденсата

$$t_{\text{конд.ср}} = \frac{80 + 40}{2} = 60 \text{ } ^\circ\text{C};$$

♦ аммиака

$$t_{\text{лср}} = \frac{117 + 85}{2} = 101 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Скорость движения аммиака в трубе

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\rho \frac{\pi d_1^2}{4} m} = \frac{6,0 \cdot 4}{508 \cdot 3,14 \cdot 0,057^2 \cdot 3} = 1,54 \text{ м/с},$$

где $m = 3$ – число секций, которое выбрано с учетом расхода и рекомендуемых скоростей движения среды.

Значения плотности аммиака ρ и других параметров газовой смеси и конденсата приведены в табл. 3.48.

Таблица 3.48. Значения параметров аммиака и конденсата

| Параметр | Значение параметра | |
|---|--------------------|----------------|
| | для аммиака | для конденсата |
| Температура, $^\circ\text{C}$ | 101 | 60 |
| ρ , кг/м^3 | 508 | 990 |
| c , $\text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ | 5,32 | 4,183 |
| $\mu \cdot 10^8$, $\text{Па}\cdot\text{с}$ | 8090 | 46980 |
| $\nu \cdot 10^8$, $\text{м}^2/\text{с}$ | 15,92 | 47,4 |
| $\lambda \cdot 10^2$, $\text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$ | 35,1 | 65,6 |
| Pr | 1,226 | 2,99 |

Режим движения характеризуется числом Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{lf}} = \frac{\omega_1 d_1}{\nu_1} = \frac{1,54 \cdot 0,057}{15,92 \cdot 10^{-8}} = 551382.$$

Так как $Re_{lf} > 10^4$, то режим движения рабочей среды развитый турбулентный. Для этого режима при движении аммиака в трубах применимо критериальное уравнение (2.10):

$$Nu_{lf} = 0,023 \cdot Re_{lf}^{0,8} \cdot Pr_{lf}^{0,4} \left(\frac{Pr_{lf}}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}.$$

Найдем значения Pr_{ct} для температуры внутренней стенки трубы.

В первом приближении принимаем температуру стенки трубы со стороны аммиака

$$t_{ct1} = t_{lcp} - \frac{\Delta t_{cp}}{2} = 101 - \frac{42,1}{2} \approx 80 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для этой температуры

$$Pr_{ct} = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{4,898 \cdot 10^3 \cdot 9,76 \cdot 10^{-5}}{0,393} = 1,21,$$

где $c = 4,898 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; $\mu = 9,76 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\lambda = 0,393 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Поскольку отношение Pr_{lf}/Pr_{ct} незначительно отличается от единицы, примем без заметной погрешности $\left(\frac{Pr_{lf}}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} = 1$. Тогда

$$Nu_{lf} = 0,023 \cdot 551382^{0,8} \cdot 1,226^{0,4} = 998.$$

Коэффициент теплоотдачи от аммиака к стенкам трубок вычисляем по соотношению

$$\alpha_1 = Nu_{lf} \frac{\lambda}{d} = 998 \frac{35,1 \cdot 10^{-2}}{0,057} = 6145 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Скорость движения конденсата в кольцевом сечении между внутренними и наружными трубами

$$\omega_2 = \frac{G_k}{\rho_k \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_2^2) m} = \frac{4 \cdot 6,22}{990 \cdot 3,14 (0,119^2 - 0,083^2) 3} = 0,367 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса при этом равно

$$Re_{2f} = \frac{\omega_2 d_{\text{экв}}}{\nu_2} = \frac{0,367 \cdot 0,036}{47,4 \cdot 10^{-8}} = 27873,$$

где $d_{\text{экв}} = D_1 - d_2$.

При $Re > 10^4$ применимо расчетное критериальное уравнение (3.16) из табл. 3.3 для теплоотдачи при развитом турбулентном режиме

$$\text{Nu}_{2f} = 0,023 \text{Re}_{2f}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{2f}^{0,4} \left(\frac{D_b}{d_n} \right)^{0,45} = 0,023 \cdot 27873^{0,8} \cdot 2,99^{0,4} \left(\frac{0,119}{0,083} \right)^{0,45} = 151.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к конденсату определяем из соотношения

$$\alpha_2 = \text{Nu}_{2f} \frac{\lambda}{d} = 151 \frac{65,6 \cdot 10^{-2}}{0,036} = 2751 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для рассматриваемого случая имеем: толщина стенки $\delta_{\text{ст}} = 13$ мм, коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{\text{ст}} = 45,6$ Вт/(м·К), $\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{0,013}{45,6} = 0,000285 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$; $r_{31} = 0,00029 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — термическое сопротивление загрязнений стенки от дистиллированной воды (конденсата); $r_{32} = 0,00086 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — термическое сопротивление загрязнений стенки от аммиака.

Коэффициент теплопередачи для зоны I

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{6145} + 0,00029 + 0,000285 + 0,00086 + \frac{1}{2751}} = 497 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Площадь поверхности теплообмена зоны I холодильника—конденсатора находим по формуле

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{1038912}{497 \cdot 42,1} = 49,6 \text{ м}^2 \approx 50 \text{ м}^2.$$

Общая длина тепловой трубы секции зоны I равна

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi d_{\text{ср}} m} = \frac{50}{3,14 \cdot 0,07 \cdot 3} = 75,8 \text{ м},$$

где $d_{\text{ср}}$ — диаметр срединной поверхности внутренней трубы, м.

Принимаем длину трубы звена $l = 6$ м. Тогда число звеньев в каждой секции зоны I

$$Z_1 = \frac{l_1}{l} = \frac{75,8}{6} = 12,6.$$

Принимаем $Z_1 = 13$.

Расчет зоны II. Аммиак после зоны I поступает в зону II, где происходит дальнейшее охлаждение. Согласно предыдущему, на-

начальная температура аммиака $\theta_1 = 85^\circ\text{C}$, конечная $t''_1 = 35^\circ\text{C}$. За начальную температуру технической воды принимаем среднюю летнюю температуру $t'_2 = 20^\circ\text{C}$. Конечная температура воды должна быть выбрана с таким расчетом, чтобы не было накипи на стенках труб, т.е. не более 50°C . Принимаем $t''_2 = 40^\circ\text{C}$.

Для определения расхода воды составим тепловой баланс зоны II.

Количество теплоты, удаляемое из аммиака:

$$Q_{II} = G_1 c_{p1} (\theta_1 - t''_1) = 6 \cdot 4,794 \cdot 10^3 (85 - 35) = 1426200 \text{ Вт},$$

где $c_{p1} = 0,5 (c_{p1'} + c_{p\theta_1}) = 0,5 (4,563 + 5,024) = 4,794 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; $c_{p1'} = 4,563 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ – теплоемкость аммиака при $t = 35^\circ\text{C}$; $c_{p\theta_1} = 5,024 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ – теплоемкость аммиака при $\theta_1 = 85^\circ\text{C}$.

Примем, как и для зоны I, что движение теплоносителей противоточное. Тогда $\Delta t_6 = 85 - 40 = 45^\circ\text{C}$, $\Delta t_m = 35 - 20 = 15^\circ\text{C}$,

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{45 - 15}{\ln \frac{45}{15}} = 27,3^\circ\text{C}.$$

Так как для воды $\frac{t''_2}{t'_2} = \frac{40}{20} \leq 2$, примем, что температура воды

равна средней арифметической $t''_{2cp} = \frac{40 + 20}{2} = 30^\circ\text{C}$.

Для аммиака $\frac{t_{нач}}{t_{кон}} = \frac{85}{35} > 2$ и

$$t'_{2cp} = t''_{2cp} + \Delta t_{cp} = 30 + 27,3 = 57,3^\circ\text{C}.$$

Рассчитаем необходимое количество воды

$$G_2 = \frac{Q_{II}}{c_p (t''_2 - t'_2)} = \frac{1426200}{4,178 \cdot 10^3 (40 - 20)} = 17 \text{ кг/с}.$$

Найдем коэффициент теплоотдачи от аммиака к стенке трубы. Так как

$$\text{Re}'_{1f} = \frac{\omega_1 d_1}{\nu'_1} = \frac{1,54 \cdot 0,057}{20,28 \cdot 10^{-8}} = 432840 > 10^4,$$

то режим развитый турбулентный. Для этого случая применимо уравнение (3.10):

$$Nu'_{lf} = 0,023 \cdot Re_{lf}^{0,8} \cdot Pr_{lf}^{0,4} \left(\frac{Pr_{lf}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}.$$

При температуре стенки трубы со стороны аммиака

$$t_{ст1} = t'_{2cp} - \frac{\Delta t_{cp}}{2} = 57,3 - \frac{27,3}{2} = 44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

имеем

$$Pr_{ст} = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{4,6 \cdot 10^3 \cdot 13800 \cdot 10^{-8}}{46,5 \cdot 10^{-2}} = 1,365,$$

где $c = 4,6 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ при $t_{ст1}$; $\mu = 13800 \cdot 10^{-8} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\lambda = 46,5 \times 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

$$\text{В нашем случае } \left(\frac{Pr_{lf}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = \left(\frac{1,226}{1,365} \right)^{0,25} = 0,98.$$

Для расчета Nu будем считать это отношение равным единице, поскольку внесенная погрешность несущественно повлияет на коэффициент теплопередачи:

$$Nu'_{lf} = 0,023 \cdot 432840^{0,8} \cdot 1,226^{0,4} = 805,8.$$

$$\text{Тогда } \alpha'_1 = Nu'_{lf} \frac{\lambda}{d_1} = 805,8 \frac{44,2 \cdot 10^{-2}}{0,057} = 6248 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Найдем коэффициент теплоотдачи от воды к стенке труб.

Поскольку

$$Re'_{2f} = \frac{\omega'_2 d_{эKB}}{\nu'_2} = \frac{1 \cdot 0,036}{82,0 \cdot 10^{-8}} = 43902 > 10^4,$$

$$\text{где } \omega'_2 = \frac{G_2}{\rho_B \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_2^2) m} = \frac{17}{3 \cdot 996 \frac{3,14}{4} (0,119^2 - 0,083^2)} \approx 1 \text{ м/с},$$

то режим развитый турбулентный и применимо уравнение (3.16):

$$Nu'_{2f} = 0,023 \cdot 43902^{0,8} \cdot 5,87^{0,4} \left(\frac{0,119}{0,083} \right)^{0,45} = 284.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде

$$\alpha'_2 = \text{Nu}'_{2f} \frac{\lambda}{d} = 284 \frac{58,1 \cdot 10^{-2}}{0,036} = 4583 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тогда коэффициент теплопередачи для зоны II

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{6248} + 0,0017 + 0,000285 + 0,00086 + \frac{1}{4583}} = 310 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $0,0017 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ — термическое сопротивление загрязнений от оборотной воды (табл. 3.1).

Найдем площадь поверхности теплообмена зоны II

$$F_2 = \frac{Q_{\text{II}}}{K_2 \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{1426200}{310 \cdot 27,3} = 168,5 \text{ м}^2$$

и общую длину трубы секции зоны II

$$l_2 = \frac{F_2}{\pi d_{\text{ср}} m} = \frac{168,5}{3,14 \cdot 0,07 \cdot 3} = 255 \text{ м}.$$

При длине трубы звена $l = 6 \text{ м}$ число звеньев в каждой секции

$$Z_2 = \frac{l_2}{l} = \frac{255}{6} = 42,5.$$

Принимаем $Z_2 = 43$ звена.

Таким образом, для заданных условий задачи предлагается три параллельно установленные секции с числом звеньев в каждой секции 56. В каждой секции в зоне I, состоящей из 13 звеньев, подается противотоком водный конденсат, в остальные звенья подается техническая вода. Схематично одна секция показана на рис. 3.8.

Произведем проверку прочности наружной и внутренней труб.

Для наружной трубы $\frac{D_2}{D_1} = \frac{0,127}{0,119} < 1,2$, поэтому применима фор-

мула (1.2) для тонкостенных оболочек. Допускаемое давление в межтрубном пространстве

$$[P] = \frac{2\phi(S-C)[\sigma]}{D_1 + (S-C)} = \frac{2 \cdot 1(0,004 - 0,001)160}{0,119 + 0,004 - 0,001} = 7,86 \text{ МПа},$$

где S — толщина стенки, м; C — конструктивная прибавка, м; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, МПа; ϕ — коэффициент сварного шва.

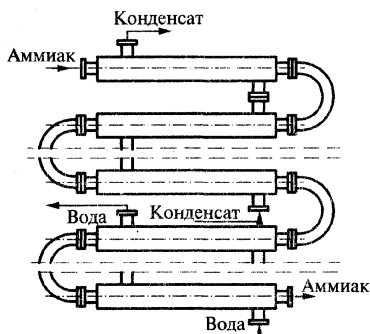


Рис. 3.8. Схематичное изображение проектируемого аппарата «труба в трубе»

Рабочее давление в межтрубном пространстве $0,6 \text{ МПа} < [P]$. Прочность внешней трубы обеспечена.

Для внутренней трубы $\frac{d_2}{d_1} = \frac{0,083}{0,057} = 1,45 > 1,2$, применима фор-

мула (1.15) для толстостенных сосудов. Допускаемое давление во внутренней трубе

$$[P] = [\sigma] \ln \beta_p,$$

где β_p – расчетный коэффициент толстостенности, равный в нашем случае $\beta_p = \frac{(0,0285 + 2 \cdot 0,013)}{(0,0285 + 2 \cdot 0,001)} = 1,787$. Тогда $[P] = 160 \ln 1,787 =$

$= 92,8 \text{ МПа}$. В нашем случае $P_{\text{раб}} = 20 \text{ МПа} \leq [P]$. Условие прочности обеспечивается.

3.9. Расчет аппаратов воздушного охлаждения

Применение аппаратов воздушного охлаждения в виде конденсаторов или холодильников имеет ряд преимуществ: исключаются затраты на подготовку и перекачку воды, снижаются трудоемкость и стоимость ремонтных работ, не требуется специальной очистки наружной обтекаемой воздушным потоком поверхности труб, облегчается регулирование процесса охлаждения и др.

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) в зависимости от компоновки поверхности теплообмена делятся на горизонталь-

ные — АВГ (рис. 3.9), зигзагообразные — АВЗ. Выпускаются также малопоточные АВО и АВО для высоковязких сред.

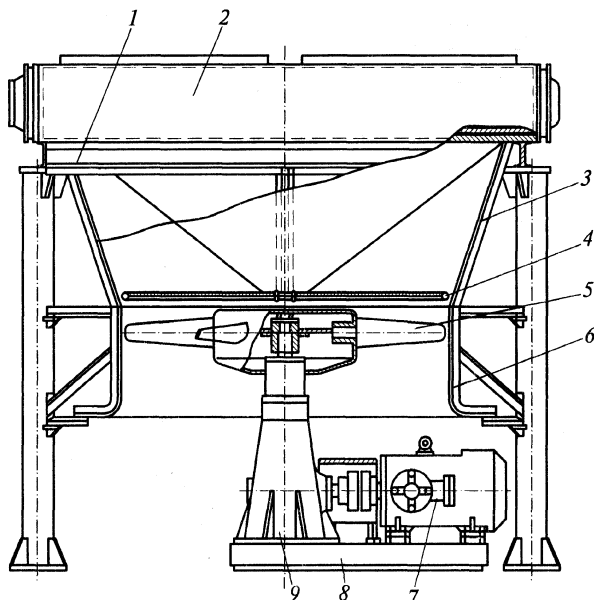


Рис. 3.9. Горизонтальный аппарат воздушного охлаждения:

1 — сварная рама; 2 — теплообменная секция; 3 — диффузор; 4 — водяная форсунка; 5 — вентилятор; 6 — коллектор; 7 — электродвигатель; 8 — рама; 9 — угловой редуктор

Технические характеристики нормализованных АВО приведены в табл. 3.49—3.53. В этих аппаратах хладагентом служит атмосферный воздух, подаваемый осевым вентилятором поперек пучка оребренных снаружи труб. Каждый пучок труб скомпонован в отдельную секцию 1 (рис. 3.10, а), располагаемую над вентилятором 2 горизонтально или наклонно (при зигзагообразном расположении секций).

Трубы имеют наружное оребрение различных исполнений:

- ♦ монометаллические (алюминиевые) с накатанным винтовым ребром (см. верхнюю часть рис. 3.11);
- ♦ биметаллические, состоящие из внутренней гладкой (стальной или латунной) и наружной (алюминиевой) с накатанным винтовым ребром (см. нижнюю часть рис. 3.11);

♦ стальные с приваренным ленточным ребром.

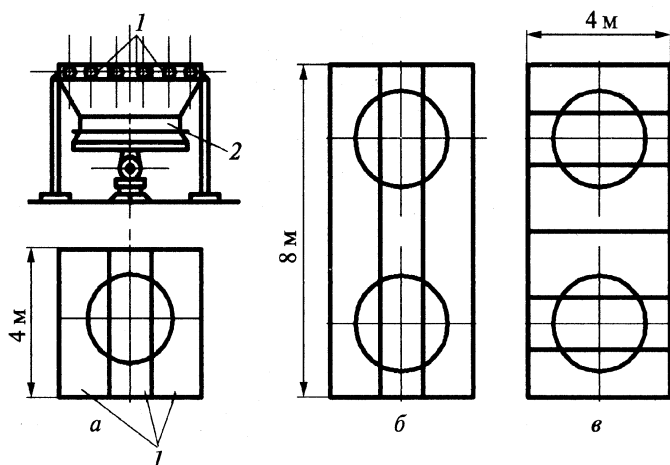


Рис. 3.10. Компоновка секций в АВГ:

a — одинарный трехсекционный аппарат; *б* — двойной секционный аппарат;
в — двойной шестисекционный аппарат

Основной характеристикой трубы является коэффициент оребрения $K_{ор} = F_{ор}/F_n$ — отношение площадей наружных поверхностей оребренной и неоребренной труб. Наибольшее распространение получили трубы с коэффициентами оребрения 9 и 14,6. Их исполнение показано на рис. 3.11, а основные параметры труб — в табл. 3.53. Трубы с коэффициентами оребрения 20 и 22 изготавливаются по особому заказу. Аппараты типа АВГ компонуются из отдельных секций по схемам, показанным на рис. 3.10. Выбор варианта компоновки секций определяется необходимой пло-

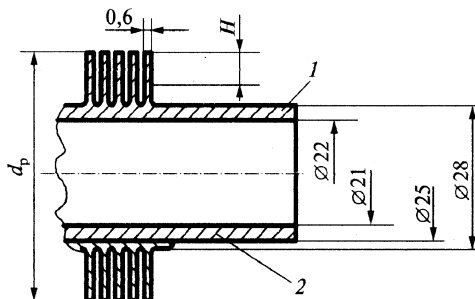


Рис. 3.11. Вид оребрения труб:

1 — монометаллических;
2 — биметаллических

щадь поверхности теплообмена и допусκαемым сопротивлением трубного пространства.

Таблица 3.49. Характеристика аппаратов воздушного охлаждения горизонтального типа (по ОСТ 26-02-1528–77)

| Число рядов труб | Коэффициент обременения труб | Общее число труб | | Поверхность теплообмена, м ² , при длине труб | | | | | | | |
|------------------|------------------------------|------------------|------------|--|----------|-----------------------------|----------|------------------------|----------|-----------------------------|----------|
| | | | | 4000 мм | | | | 8000 мм | | | |
| | | в секции | в аппарате | по гладкой поверхности | | по обремененной поверхности | | по гладкой поверхности | | по обремененной поверхности | |
| | | | | секции | аппарата | секции | аппарата | секции | аппарата | секции | аппарата |
| 4 | 9 | 94 | 282 | 32 | 97 | 290 | 875 | 66 | 197 | 590 | 1770 |
| | 14,6 | 82 | 246 | 28 | 85 | 415 | 1250 | 57 | 170 | 830 | 2500 |
| 6 | 9 | 141 | 423 | 49 | 147 | 440 | 1320 | 98 | 285 | 880 | 2640 |
| | 14,6 | 123 | 369 | 43 | 129 | 620 | 1870 | 85 | 255 | 1260 | 3800 |
| 8 | 9 | 188 | 564 | 65 | 194 | 580 | 1740 | 130 | 390 | 1165 | 3500 |
| | 14,6 | 164 | 492 | 57 | 170 | 830 | 2500 | 114 | 342 | 1700 | 5100 |

Примечания. 1. Аппараты могут быть использованы при температуре среды от –40 до 300 °С и давлении до 64 кгс/см²; они изготавливаются на условное давление 6, 16, 25, 40, 64 кгс/см².

2. Мощность электродвигателя привода 22, 30, 40 кВт (при исполнении В1); 22, 30, 37 кВт (при исполнении В2Т); 10, 18, 32 кВт (при исполнении Н).

Таблица 3.50. Технические характеристики секций аппаратов типа АВГ

| Коэффициент обременения K_{op} | Число рядов труб в секции n_c | Число ходов по трубам z_x | Число труб в одном ходе n_x | Наружная площадь поверхности теплообмена F_n , м ² | | | |
|----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|---|----|------------------------------|-----|
| | | | | необремененной трубы длиной, м | | обремененной трубы длиной, м | |
| | | | | 4 | 8 | 4 | 8 |
| 9 | 4 | 1 | 94 | 33 | 66 | 295 | 590 |
| | | 2 | 27 | | | | |
| | | 4 | 24; 23 | | | | |
| 9 | 6 | 1 | 141 | 49 | 98 | 440 | 880 |
| | | 2 | 71; 70 | | | | |
| | | 3 | 47 | | | | |
| | | 6 | 24; 23 | | | | |

Окончание табл. 3.50

| Коэффициент оребрения $K_{ор}$ | Число рядов труб в секции n_c | Число ходов по трубам z_x | Число труб в одном ходе n_x | Наружная площадь поверхности теплообмена F_n , м ² | | | |
|--------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|---|-----|---------------------------|------|
| | | | | неоребреной трубы длиной, м | | оребреной трубы длиной, м | |
| | | | | 4 | 8 | 4 | 8 |
| 9 | 8 | 1 | 188 | 65 | 130 | 582 | 1165 |
| | | 2 | 94 | | | | |
| | | 4 | 47 | | | | |
| | | 8 | 24; 23 | | | | |
| 14,6 | 4 | 1 | 82 | 28 | 57 | 415 | 830 |
| | | 2 | 41 | | | | |
| | | 4 | 21; 20 | | | | |
| | 6 | 1 | 123 | 42 | 85 | 632 | 1265 |
| | | 2 | 61; 62 | | | | |
| | | 3 | 41 | | | | |
| | | 6 | 21; 20 | | | | |
| | 8 | 1 | 123 | 57 | 114 | 850 | 1700 |
| | | 2 | 61; 62 | | | | |
| | | 4 | 41 | | | | |
| | | 8 | 21; 20 | | | | |
| | | 8 | 21; 20 | | | | |

Таблица 3.51. Характеристика аппарата воздушного охлаждения зигзагообразного типа (по ОСТ 26-02-1521–77)

| Число рядов труб | Коэффициент оребрения | Число труб | | Поверхность теплообмена, м ² | |
|------------------|-----------------------|------------|----------|---|----------|
| | | секции | аппарата | секции | аппарата |
| 4 | 9 | 94 | 564 | 440 | 2650 |
| | 14,6 | 82 | 492 | 620 | 3750 |
| | 22 | 82 | 492 | 820 | 4900 |
| 6 | 9 | 141 | 846 | 665 | 4000 |
| | 14,6 | 123 | 738 | 940 | 5650 |
| | 22 | 123 | 738 | 1225 | 7350 |
| 8 | 9 | 188 | 1128 | 885 | 5300 |
| | 14,6 | 164 | 984 | 1250 | 7500 |
| | 22 | 164 | 984 | 1640 | 9800 |

Примечания. 1. Аппараты могут быть использованы при температуре среды от –40 до 300 °С и давлении до 64 кгс/см², в том числе под вакуумом до 5 мм рт. ст.; они изготавливаются на условное давление 6, 16, 25, 40, 64 кгс/см².

2. Длина труб 6000 мм.

3. Мощность электродвигателя привода 37, 75, 90 кВт.

Таблица 3.52. Характеристика аппарата воздушного охлаждения малопоточного типа (по ОСТ 26-02-2018–77)

| Число рядов труб | Коэффициент оребрения | Число труб аппарата | Поверхность теплообмена, м ² , труб | | | |
|------------------|-----------------------|---------------------|--|------|-------------------|------|
| | | | биметаллических | | монометаллических | |
| | | | при длине труб, мм | | | |
| | | | 1500 | 3000 | 1500 | 3000 |
| 4 | 9 | 94 | 105 | 220 | 105 | 220 |
| | 14,6 | 82 | 150 | 310 | 150 | 310 |
| | 22 | 82 | 210 | 420 | — | — |
| 6 | 9 | 141 | 160 | 325 | 160 | 325 |
| | 14,6 | 123 | 225 | 465 | 225 | 465 |
| | 22 | 123 | 315 | 630 | — | — |
| 8 | 9 | 188 | 210 | 440 | 210 | 440 |
| | 14,6 | 164 | 300 | 600 | 300 | 600 |
| | 22 | 164 | 420 | 840 | — | — |

Примечания. 1. Аппараты могут использоваться при температуре среды от –40 до 300 °С и давлении до 64 кгс/см², в том числе под вакуумом до 5 мм рт. ст.; они изготавливаются на условное давление 6, 16, 25, 40, 64 кгс/см².

2. Мощность привода 3 кВт.

3. Аппараты изготавливаются в двух исполнениях: Г — горизонтальные, В — вертикальные.

Таблица 3.53. Основные параметры оребренных труб (см. рис. 3.11)

| Коэффициент оребрения $K_{ор}$ | Наружный диаметр ребра d_p | Количество ребер на 1 м длины трубы | Наружная площадь поверхности 1 м трубы, м ² | | Высота ребра H , мм |
|--------------------------------|------------------------------|-------------------------------------|--|--------------------------|-----------------------|
| | | | без учета ребер $F_{п.н}$ | с учетом ребер $F_{п.о}$ | |
| 9,0 | 49 | 286 ± 5 | 0,088 | 0,792 | 6 |
| 14,6 | 56 | 333 ± 5 | 0,088 | 1,284 | 10 |

Пример 3.6. Рассчитать и подобрать нормализованный аппарат воздушного охлаждения для охлаждения легких углеводородов установки предварительной эвапорации легких углеводородов из нефти.

Исходные данные. Количество охлаждаемой углеводородной фракции $G_1 = 90$ т/ч = 25 кг/с; начальная температура углеводородов $t'_1 = 158$ °С, конечная — $t''_1 = 120$ °С; начальная температура воздуха $t'_2 = 24$ °С; конечная — $t''_2 = 50$ °С; давление в трубном пространстве $P = 0,45$ МПа.

Теплофизические свойства углеводородной фракции при средней температуре $\frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{158 + 120}{2} = 139^\circ\text{C}$ (в нашем случае $t'_1 / t''_1 < 2$ и $t_{1\text{cp}}$

равно среднеарифметическому) следующие: плотность жидких углеводородов $\rho = 700 \text{ кг/м}^3$; коэффициент теплопроводности углеводородов $\lambda = 0,133 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; кинематическая вязкость углеводородов $\nu = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; теплоемкость $c = 2,45 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Энтальпия углеводородной фракции $h_1 = 370 \text{ кДж/кг} = 370 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$ при $t'_1 = 158^\circ\text{C}$, $h_2 = 220 \text{ кДж/кг} = 220 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$ при $t''_1 = 120^\circ\text{C}$.

Теплофизические свойства воздуха примем по табл. 3.33.

Проектируем аппарат воздушного охлаждения с горизонтальным расположением труб. Для такого аппарата подходит перекрестно смешанный ток теплоносителей (см. рис. 3.1, а).

Для этого типа тока теплоносителей найдем температурный напор Δt_{cp}

$$\Delta t_{\text{cp}} = \varepsilon \Delta t'_{\text{cp}}, \text{ где } \Delta t'_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}.$$

Определив

$$P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} = \frac{50 - 24}{158 - 24} = 0,194; R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2} = \frac{158 - 120}{50 - 24} = 1,46,$$

по рис. 3.1 находим $\varepsilon = 1$.

$$\text{Тогда } \Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{108 - 96}{\ln \frac{108}{96}} = 101,9^\circ\text{C}.$$

Найдем среднюю температуру воздуха. Так как $\frac{t''_2}{t'_2} = \frac{50}{24} \approx 2$,

$$\text{примем } t_{2\text{cp}} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{50 + 24}{2} = 37^\circ\text{C}.$$

Далее вычисляем:

♦ тепловой поток

$$Q = G_1(h_1 - h_2) = 25(370 \cdot 10^3 - 220 \cdot 10^3) = 3750000 \text{ Вт};$$

♦ расход воздуха

$$G_2 = \frac{Q}{c_b (t_1'' - t_2')} = \frac{3750000}{1,005 \cdot 10^3 (50 - 24)} = 143,5 \text{ кг/с},$$

где $c_b = 1,005 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоемкость воздуха при средней температуре (табл. 3.33).

Принимаем для теплообменника оребренные монометаллические трубы длиной 8 м из алюминиевого сплава АД1М с коэффициентом оребрения $K_{ор} = 9$. Параметры трубы даны в табл. 3.53 и на рис. 3.11. Принимаем внутренний диаметр трубы $d_b = 22 \text{ мм}$, наружный $d_n = 28 \text{ мм}$.

Найдем коэффициент теплоотдачи от углеводородов к стенке трубы α_1 .

Принимаем для углеводородов режим движения турбулентный при $Re \geq 10^4$. В этом случае скорость углеводорода в трубах должна быть

$$\omega \geq \frac{Re \cdot v}{d_b} = \frac{10^4 \cdot 0,9 \cdot 10^{-6}}{0,022} = 0,41 \text{ м/с}.$$

Принимаем $\omega = 0,9 \text{ м/с}$.

Турбулентный режим течения углеводородов обеспечивает число труб в одном ходе

$$n_k = \frac{V}{0,785 d_b^2 \omega} = \frac{0,036}{0,785 \cdot 0,022^2 \cdot 0,9} = 105,$$

где $V = \frac{G_1}{\rho} = \frac{25}{700} = 0,036 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определим скорость углеводородов в аппарате (табл. 3.49) с коэффициентом оребрения 9, числом рядов труб 4, с числом труб в секции 94 (одноходовой):

$$\omega = \frac{0,036}{0,785 \cdot 0,022^2 \cdot 94} = 1,0 \text{ м/с}.$$

Тогда

$$Re = \frac{\omega d}{v} = \frac{1,0 \cdot 0,022}{0,9 \cdot 10^{-6}} = 24444;$$

$$\text{Pr} = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{c\nu\rho}{\lambda} = \frac{2,45 \cdot 10^3 \cdot 0,9 \cdot 10^{-6} \cdot 700}{0,133} = 11,6.$$

Для $\text{Re} > 10^4$ и $\text{Pr} = 0,6-100$ можно использовать (3.10)

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}.$$

При температуре стенки трубы $t_{\text{ст}} = 128^\circ\text{C}$ углеводороды имеют следующие значения теплофизических параметров: $\lambda = 0,129 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $c = 2,44 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; $\nu = 0,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Тогда

$$\text{Pr}_{\text{ст}} = \frac{0,96 \cdot 10^{-6} \cdot 2,44 \cdot 10^3 \cdot 700}{0,129} = 12,7;$$

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot 24444^{0,8} \cdot 11,6^{0,4} \left(\frac{11,6}{12,7} \right)^{0,25} = 194,3;$$

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_{\text{в}}} = \frac{194,3 \cdot 0,133}{0,022} = 1174,6 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Определим коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, для чего найдем скорость воздуха $\omega_{\text{в}}$ в сжатом сечении $\omega_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{f_{\text{MT}}} = \frac{G_2}{f_{\text{MT}} \rho_{\text{в}}}$, где $f_{\text{MT}} = z_{\text{с}} b (L - 2\delta_{\text{р}}) f_{\text{с}}$ — наименьшая площадь сечения межтрубного пространства; $z_{\text{с}}$ — число секций в аппарате; b — рабочая ширина просвета в секции ($b = 1,26 \text{ м}$ для числа секций 3 и ширины теплообменника 4 м); L — длина труб в секции, м; $\delta_{\text{р}}$ — толщина трубной решетки, м (выбирается по табл. 3.54); $f_{\text{с}}$ — относительное свободное сечение секции ($f_{\text{с}} = 0,34$ при $K_{\text{оп}} = 9$ и $f_{\text{с}} = 0,38$ при $K_{\text{оп}} = 14,6$); $V_{\text{в}}$ — расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха. В нашем случае

$$f_{\text{MT}} = 3 \cdot 1,26(8 - 2 \cdot 0,02)0,34 = 10,2 \text{ м}^2.$$

Тогда

$$\omega_{\text{в}} = \frac{143,5}{10,2 \cdot 1,13} = 12,4 \text{ м/с}.$$

Таблица 3.54. Зависимость толщины трубной решетки δ_p от давления в трубном пространстве P и числа рядов n_c труб в секции

| n_c | δ_p , мм, при P , МПа | | | | | |
|-------|--------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 0,6 | 1,0 | 1,6 | 2,5 | 4,0 | 6,4 |
| 4 | 20 | 25 | 32 | 39 | 50 | 62 |
| 6 | 25 | 32 | 39 | 50 | 62 | 78 |
| 8 | 30 | 39 | 50 | 60 | 76 | 96 |

Воспользуемся уравнением (3.21):

$$\alpha_2 = 0,5 \lambda_B \left(\frac{\omega_B \rho_B}{\mu_B} \right)^{0,65} \text{Pr}^{0,35} = 0,5 \lambda_B \left(\frac{\omega_B}{\nu_B} \right)^{0,65} \text{Pr}^{0,35} =$$

$$= 0,5 \cdot 2,7 \cdot 10^{-2} \left(\frac{12,4}{16,6 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} 0,7^{0,35} = 78,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Выбор уравнения (3.21) правильный, так как удовлетворяется условие $20 < \alpha_2 < 100$. Тогда $\alpha_{np} = C_1 \alpha_2$:

$$\alpha_{np} = 0,83 \alpha_2 = 0,83 \cdot 78,3 = 65 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к гладкой трубе, определяется по (3.22):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma r + \frac{1}{K_{op} \alpha_{np}}} = \frac{1}{\frac{1}{1174,6} + 0,001685 + \frac{1}{9 \cdot 65}} = 235,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\Sigma r = r_{zy} + r_{зв} + r_{ал}$; $r_{zy} = 0,00081 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — термическое сопротивление загрязнений со стороны углеводородов (табл. 3.1); $r_{зв} = 0,00086 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — термическое сопротивление загрязнений со стороны воздуха; $r_{ал} = \frac{\delta}{\lambda_{ал}} = \frac{0,003}{203,53} = 0,000015 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — термическое сопротивление стенки алюминиевой трубы; δ — толщина

стенки трубы, м; $\lambda_{ал}$ — коэффициент теплопроводности алюминия, Вт/(м·К) (табл. 3.2).

При расчете мы задались температурой внутренней стенки трубы $t_{ст} = 120 \text{ }^\circ\text{С}$. Проверим достоверность принятой температуры внутренней стенки трубы при полученных значениях K и α_1 :

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{ср}} - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{\text{ср}} = 139 - \frac{235,6}{1174,6} 101,9 = 118,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Как видим, полученное значение $t_{\text{ст}}$ незначительно отличается от принятого, поэтому можно считать расчет коэффициента массопередачи завершенным.

Необходимая площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{3750000}{235,6 \cdot 101,9} = 156,4 \text{ м}^2.$$

Окончательно выбираем теплообменник типа АВГ с площадью поверхности теплообмена 197 м^2 (табл. 3.49) одноходовой в секции, трехсекционный, длиной 8 м, с коэффициентом оребрения 9, числом рядов труб 4.

Запас поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_p}{F_p} 100 = \frac{197 - 156,4}{156,4} 100 = 26 \text{ } \%.$$

Для выбора вентилятора при условии, что их два, воспользуемся рис. 3.12. На кривой 3 при расходе воздуха одного вентилятора $127/2 = 63,5 \text{ м}^3/\text{с}$ находим точку, вблизи которой проходят характеристики вентилятора с углом установки лопастей 20° . При этих данных мощность привода вентилятора с частотой вращения $7,5 \text{ об/с}$ должна быть 30 кВт . В соответствии с рекомендациями табл. 3.55 принимаем мощность привода вентилятора 30 кВт во взрывозащищенном исполнении.

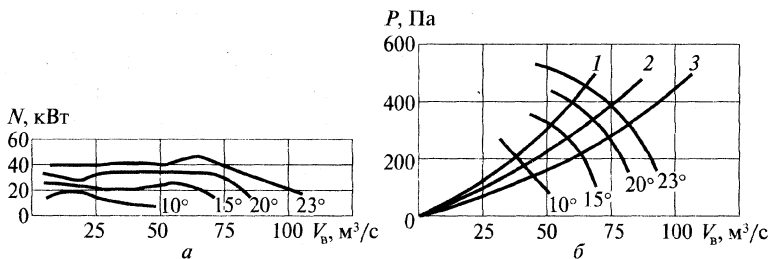


Рис. 3.12. Аэродинамические характеристики АВГ и вентилятора при частоте вращения $7,5 \text{ об/с}$:

a — потребляемая мощность; b — сопротивление АВГ при числе рядов труб: 1 — 8; 2 — 6; 3 — 4

Таблица 3.55. Основные параметры аппаратов воздушного охлаждения типа АВГ

| Тип аппарата | Площадь поверхности теплообмена $F_{\text{н}}, \text{м}^2$ | Число секций в аппарате z_c | Число рядов труб в секции n_c | Длина труб $L, \text{м}$ | Коэффициент обременения $K_{\text{оп}}$ | Диаметр вентилятора, м | Число вентиляторов | Мощность привода вентилятора, кВт | |
|--------------|--|-------------------------------|---------------------------------|--------------------------|---|------------------------|--------------------|-----------------------------------|----------------|
| | | | | | | | | ВЗ | НВЗ |
| АВМ | 105–840 | 1 | 4; 6; 8 | 1,5–3 | 9; 14; 6; 20; 22 | 0,8 | 1; 2 | 22; 30; 37; 40 | 10; 18; 25 |
| АВГ | | 3 | | 4; 8 | | 2,8 | | | |
| АВГ-В | 840–3590 | 8 | 5 | 8 | 7; 8; 5; 15 | | 2,8 | 4 | 37; 40; 75; 90 |
| АВГ-ВВ | 630–1270 | | | | | | | | |
| АВГ-Г | 7060–26870 | 12 | 4; 6; 8 | 6 | 9; 14; 6; 20; 22 | 5,0 | 1 | 22; 30; 37; 40 | 10; 18; 25 |
| АВЗ | 265–9800 | 8 | | | | | | | |
| АВЗ-Д | 3540–13100 | | | | | | | | |

Примечание. Дополнительные буквенные обозначения: М — малогабаритный; Г — горизонтальный; В — для вязких жидкостей; ВВ — для высоковязких жидкостей; Г — трехконтурный (секции располагаются в три этажа); З — зигзагообразное расположение секций; Д — с двумя вентиляторами; ВЗ — взрывозащищенный двигатель; НВЗ — невзрывозащищенный двигатель.

3.10. Расчет пластинчатых теплообменников

Поверхность теплообмена пластинчатых аппаратов представляет собой набор тонких штампованных теплопередающих гофрированных пластин. Поток рабочей среды в каналах, образованных пластинами, подвергается искусственной турбулизации при сравнительно малых затратах энергии, что позволяет интенсифицировать процесс теплопередачи в 2–3 раза по сравнению с теплопередачей в трубчатых теплообменниках.

В зависимости от конструкции пластинчатые теплообменники разделяют на три типа:

- ♦ разборные теплообменники, которые могут работать при давлении 0,002–1 МПа и температуре рабочих сред от –20 до 180 °С, площадь поверхности теплообмена 1–800 м²; они не предназначены для работы со взрывоопасными средами группы 1;
- ♦ полуразборные (разборные со сдвоенными пластинами), которые могут работать при давлении 0,002–1,6 МПа по сварной полости, по разборной полости 0,002–1 МПа и температуре рабочих сред от –20 до 200 °С, площадь поверхности теплообмена 12,5–320 м²;
- ♦ неразборные (сварные), которые могут работать при давлении 0,0002–4 МПа и температуре рабочих сред от –70 до 300 °С, площадь поверхности теплообмена 12,5–320 м²; такие теплообменники служат для работы с рабочими средами, которые не образуют на теплопередающих поверхностях труднорастворимых загрязнений и поддаются химической промывке.

Пластинчатые теплообменники имеют различную степень доступа к поверхности теплообмена для механической очистки и осмотра: у разборных теплообменников пластины отделены одна от другой прокладками и доступ возможен; у полуразборных теплообменников пластины попарно сварены, и доступ к поверхности теплообмена возможен только со стороны хода одной из рабочих сред; у неразборных теплообменников пластины сварные, поэтому отсутствует доступ к каналам для механической очистки; очистка таких аппаратов производится промывкой химическими растворителями.

Эти теплообменники можно применять для рекуперации теплоты между потоками рабочих сред для нагрева, охлаждения, кон-

денсации и испарения жидкостей, паров и их смесей, для тепловой обработки различных растворов кинематической вязкостью от $2 \cdot 10^{-6}$ до $60 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$.

Теплообменники могут быть двухпоточными и многопоточными, т.е. могут применяться для теплообмена между двумя рабочими средами (двухпоточные), а также для теплообмена между тремя и большим числом сред в одном аппарате.

Результаты проведенных экспериментов показали, что при формах и размерах гофр, принятых для промышленных пластинчатых теплообменников, уже при $Re \geq 50-200$ стабилизация потока нарушается и он становится турбулентным.

Разборные теплообменники устанавливают на консольной раме (исполнение 1), на двухопорной раме (исполнение 2), на трехопорной раме (исполнение 3). Неразборные теплообменники (сварной конструкции) устанавливают на специальные опоры.

Пластины теплообменников изготавливаются из коррозионно-стойких сталей 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, сплава 06ХМ28МДТ, а также из титанового сплава ВТ1-0, ВТ1-00.

Пример конструктивного исполнения разборного пластинчатого теплообменника показан на рис. 3.13.

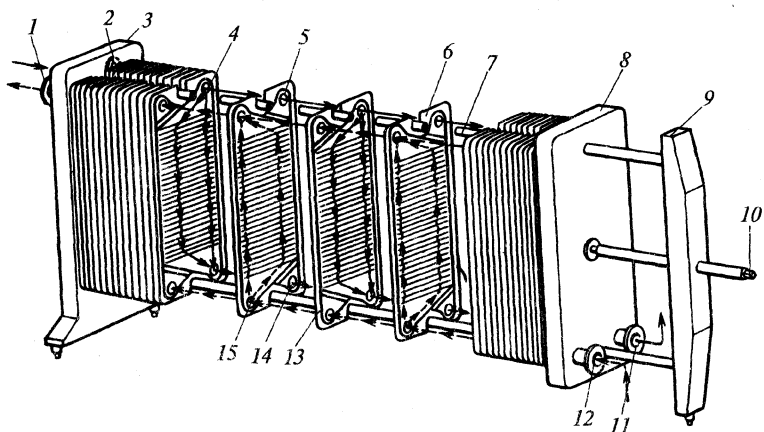


Рис. 3.13. Пластинчатый теплообменник:

- 1, 2, 11, 12 — штуцера; 3 — передняя стойка; 4 — верхнее угловое отверстие; 5 — кольцевая резиновая прокладка; 6 — граничная пластина; 7 — штанга; 8 — нажимная плита; 9 — задняя стойка; 10 — винт; 13 — большая резиновая прокладка; 14 — нижнее угловое отверстие; 15 — теплообменная пластина

Технические характеристики и конструктивное исполнение нормализованных теплообменников, широко используемых в химической промышленности, показаны в табл. 3.56–3.59.

Таблица 3.56. Технические характеристики и основные параметры пластинчатых теплообменных разборных аппаратов

| Показатель | Типы пластин – разборные, м ² | | | | |
|--|--|-------------------------------------|--|--|------------------------------------|
| | 0,2 | 0,3р | 0,6р | 0,6р (титан) | 1,3р |
| Расход рабочей среды, не более: | | | | | |
| жидкости (вода), м ³ /ч | 50 | 50 | 200 | 300 | 500 |
| пара–газа, нм ³ /ч | 3000 | 900 | 3500 | 3000 | 5000 |
| Размер пластины (длина × ширина), мм | 960×460 | 1370×300 | 1375×600 | 1375×600 | 1915×930 |
| Площадь поверхности теплообмена пластины, м ² | 0,2 | 0,3 | 0,6 | 0,6 | 1,3 |
| Размерный ряд площадей поверхности теплообмена аппаратов (номинальный), м ² | 1; 2; 5; 6,3; 10; 12,5; 16; 25; 31,5; 40 | 3; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 | 10; 16; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 140; 160; 200; 250; 300 | 10; 16; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 140*; 160*; 200*; 250*; 300* | 200; 300; 400; 500; 600; 800 |
| Расчетное давление в аппарате (максимальное), МПа (кгс/см ²) | 1 (10) | 1 (10) | 1 (10) | 0,6 (6) | 1 (10) |
| Допустимая температура в аппарате (максимальная, К (°C)) | 423 (150) | 423 (150) | 453 (180) | 373 (100) | 373 (100) |
| Приведенный коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)** | 1415 | 1981 | 2271 | 1350 | 1657 |
| Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм | 150/80 | 65 | 200/250 | 150/200 | 300/350 |

* Аппарат данного типоразмера поставляется по дополнительному согласованию с заводом-изготовителем.

** При работе на эталонной среде (вода и ее свойства при 50 °C и энергозатратах на преодоление гидравлических сопротивлений $N = 1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$).

Таблица 3.57. Технические характеристики и основные параметры пластинчатых теплообменных неразборных (сварных) аппаратов

| Показатель | Типы пластин – разборные, м ² | | | | |
|---|--|-------------|-----------|------------------|-----------|
| | 1,4 | 1,0 | 0,75 | 0,48 | 0,32 |
| Расход рабочей среды, не более: жидкости (вода), м ³ /ч пара–газа, нм ³ /ч | 600 10000 | 300 7000 | — 6000 | — 4000 | — 2000 |
| Размер пластины (длина×ширина или диаметр), мм | 1960×960 | 964×964 | Ø 970 | Ø 770 | Ø 626 |
| Площадь поверхности теплообмена пластины, м ² | 1,4 | 1,0 | 0,75 | 0,48 | 0,32 |
| Размерный ряд площадей поверхности теплообмена аппаратов (номинальный), м ² | 100; 120; 140; 160; 180; 200; 240; 280; 320; 360; 400 | 400 | 243; 272 | 160; 243; 280 | 125 |
| Расчетное давление в аппарате между полостями для рабочих сред (максимальное), МПа (кгс/см ²) | 2 (20); 4 (40) | 4 (40) | 1 (10) | 1(10) | 1 (10) |
| Приведенный коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)* | 1610 | 1482 | 1324 | 1322 | 1322 |
| Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм | 300 | 350 | 1200** | 1000** | 800** |

* При работе на эталонной среде (вода и ее свойства при 50 °С и энергозатратах на преодоление гидравлических сопротивлений $N = 1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

** Указан диаметр колонны, в которую встраивают аппарат.

Таблица 3.58. Технические характеристики и основные параметры пластинчатых теплообменных аппаратов со сдвоенными пластинами (полуразборных)

| Показатель | Типы пластин – сдвоенные, м ² | | | Панели (ПН), м ² |
|--|--|-------------|-------------|-----------------------------|
| | 0,3pc | 0,5p | 0,53pc | 0,75(1,5)П |
| Расход рабочей среды, не более: жидкости (вода), м ³ /ч пара–газа, нм ³ /ч | 50 900 | 200 3000 | 200 3000 | — — |
| Размер пластины (длина× ширина), мм | 1390×380 | 1380×650 | 1440×620 | 1454×500 |

Окончание табл. 3.58

| Показатель | Типы пластин — двоянные, м ² | | | Панели (ПН), м ² |
|--|---|---|--|---------------------------------------|
| | 0,3рс | 0,5р | 0,53рс | 0,75(1,5)П |
| Площадь поверхности теплообмена пластины, м ² | 0,3 | 0,5 | 0,53 | 0,75 |
| Размерный ряд площадей поверхности теплообмена аппаратов (номинальный), м ² | 12,5; 25; 33,5 | 31,5; 50; 63; 80; 100; 140; 160; 220; 280; 300; 320 | 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 200; 250; 280; 320 | 60; 120; 180; 240; 300; 360; 420; 480 |
| Расчетное давление в аппарате (максимальное), МПа (кгс/см ²) | 1 (10); 1,6 (16) | 1 (10); 1,6 (16) | 1 (10); 1,6 (16) | 0,6 (6) |
| Допустимая температура в аппарате (максимальная, К (°С)) | 423 (150) | 473 (200) | 473 (200); 423 (150) для титана | 423 (150) |
| Приведенный коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)* | — | 2065 | — | 1276 |
| Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм | 80 | 200/250 | 200/250 | 100 |

* При работе на эталонной среде (вода и ее свойства при 50 °С и энергозатратах на преодоление гидравлических сопротивлений $N = 1 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Таблица 3.59. Конструктивное исполнение пластинчатых теплообменных аппаратов

| Конструктивное исполнение | Тип аппарата | | | | | | |
|---------------------------|--|---------------|----------------|-----------------|---------------|-----------------|-----|
| | Разборный (Р) | | | | | Неразборный (Н) | |
| | Тип пластины и ее площадь поверхности теплообмена, м ² | | | | | | |
| | 0,2 | 0,3р | 0,6р | 0,6р (титан) | 1,3р | 1,4 | 1,0 |
| | Номинальная площадь поверхности теплообмена аппарата, м ² | | | | | | |
| Исполнение 1 | От 1 до 6,3 | От 3 до 10 | От 10 до 25 | От 10 до 25 | — | — | — |
| Исполнение 2 | От 10 до 12,5 | От 12,5 до 25 | От 31,5 до 160 | От 31,5 до 160* | От 200 до 400 | От 100 до 400 | — |
| Исполнение 3 | От 16 до 40 | — | От 200 до 300 | От 200* до 300* | От 500 до 800 | — | — |
| Цельносварная конструкция | — | — | — | — | — | — | 400 |

Окончание табл. 3.59

| Конструктивное исполнение | Тип аппарата | | | | | | |
|---------------------------|---|---------------|------|--|----------------|---------------|--------------|
| | Неразборный для колонн синтеза | | | Разборный двуденный (РС) (полуразборный) | | Панели (ПН) | |
| | Тип пластины и ее площадь поверхности теплообмена, м² | | | | | | |
| | 0,75 | 0,48 | 0,32 | 0,3рс | 0,5р | 0,53рс | 0,75П |
| | | | | | | | |
| Исполнение 1 | — | — | — | От 12,5 до 33,5 | — | — | — |
| Исполнение 2 | — | — | — | — | От 31,5 до 140 | От 40 до 160 | — |
| Исполнение 3 | — | — | — | — | От 160 до 320 | От 200 до 320 | — |
| Цельносварная конструкция | 243; 272 | От 160 до 280 | 125 | — | — | — | От 60 до 480 |

* Аппараты с пластинами из титана номинальной площадью поверхности теплообмена 140; 160; 200; 250 и 300 м² поставляются по дополнительному согласованию с заводом-изготовителем.

Пример 3.7. Рассчитать и подобрать нормализованный пластинчатый теплообменник для нагрева жирных кислот водяным паром. Определить гидравлическое сопротивление аппарата.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Теплота парообразования $r_1 = 2095$ кДж/кг; температура пара $t_1 = 158$ °С; плотность воды на линии насыщения $\rho_1 = 908$ кг/м³; динамическая вязкость воды на линии насыщения $\mu_1 = 0,000177$ Па·с; теплопроводность воды на линии насыщения $\lambda_1 = 0,683$ Вт/(м·К); давление пара $P = 0,6$ МПа; расход жирных кислот $G_2 = 20,0$ т/сут = 0,23 кг/с; плотность кислот $\rho_2 = 920$ кг/м³; динамическая вязкость кислот $\mu_2 = 0,00025095$ Па·с; теплоемкость кислот $c_2 = 2304,5$ Дж/(кг·К); теплопроводность $\lambda_2 = 0,15$ Вт/(м·К); начальная температура кислот $t_{2н} = 30$ °С; конечная — $t_{2к} = 120$ °С; $t_2 = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2} = 75$ °С.

Определим последовательно:

♦ тепловую нагрузку аппарата

$$Q = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = 0,2314 \cdot 2304,5 (120 - 30) = 47993,5 \text{ Вт};$$

♦ расход пара

$$G_1 = \frac{Q}{r_1} = \frac{47993,5}{2095000} = 0,0229 \text{ кг/с};$$

♦ среднюю разность температур

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(t_1 - t_{2\text{н}}) - (t_1 - t_{2\text{к}})}{\ln \left(\frac{t_1 - t_{2\text{н}}}{t_1 - t_{2\text{к}}} \right)} = \frac{128 - 38}{\ln \frac{128}{38}} = 74,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Примем ориентировочное значение коэффициента теплопередачи (табл. 2.45) $K_{\text{оп}} = 120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и вычислим ориентировочную требуемую площадь поверхности

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{47993,5}{120 \cdot 74,1} = 5,39 \text{ м}^2.$$

Так как теплообменники с пластинами, имеющими поверхность теплообмена $0,2 \text{ м}^2$, более металлоемкие, выбираем теплообменник с пластинами площадью поверхности $f = 0,3 \text{ м}^2$.

Как следует из табл. 3.56, теплообменники с близкой поверхностью при $f = 0,3 \text{ м}^2$ имеют число пластин 12–20. Целесообразно провести уточненный расчет следующих вариантов:

вариант 1: $F = 5 \text{ м}^2$; $N = 20$; $f = 0,3 \text{ м}^2$;

вариант 2: $F = 3 \text{ м}^2$; $N = 12$; $f = 0,3 \text{ м}^2$,

где F – площадь теплообменника; f – площадь пластины; N – число пластин.

Конструктивные характеристики разборных пластинчатых теплообменников: габаритные размеры пластины: длина 1370 мм; ширина 300 мм; толщина 1 мм; эквивалентный диаметр канала $d_3 = 80 \text{ мм}$; поперечное сечение канала $S = 0,0011 \text{ м}^2$; приведенная длина канала $L = 1,12 \text{ м}$; диаметр условного прохода штуцеров $D_y = 65 \text{ мм}$.

Проведем расчет варианта 1:

♦ скорость жирных кислот по каналам

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \frac{N}{2} S} = \frac{0,2314}{920 \cdot 10 \cdot 0,0011} = 0,02286 \text{ м/с};$$

♦ число Рейнольдса

$$\text{Re}_2 = \frac{\omega_2 d_3 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,02286 \cdot 0,008 \cdot 920}{0,00025095} = 670,45 > 100;$$

следовательно, режим турбулентный. Для этого случая по (3.23) находим:

$$\text{Nu} = a \text{Re}^b \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad \alpha_2 = \text{Nu} \frac{\lambda_2}{d_3}.$$

Тогда

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_3} 0,1 \text{Re}_2^{0,73} \text{Pr}_2^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

где $a = 0,1$, $b = 0,73$ для турбулентного режима;

$$\text{Pr}_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{2304,5 \cdot 0,00025095}{0,15} = 3,854 - \text{число Прандтля};$$

принимая $\text{Pr} = \text{Pr}_{\text{ст}}$, получаем:

$$\alpha_2 = \frac{0,15}{0,008} 0,1 (670,45)^{0,73} (3,854)^{0,43} = 387,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от пара примем, что $\Delta t = (t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}}) \geq 10^\circ \text{C}$, тогда в каналах приведенной длиной $L = 1,12$ м получим:

$$\text{Re}_1 = \frac{G_1 L}{\mu_1 F} = \frac{0,0229 \cdot 1,12}{0,000177 \cdot 5} = 28,98.$$

Коэффициент теплоотдачи определяем по (3.28):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{L} a \text{Re}^{0,7} \text{Pr}^{0,4},$$

где $a = 322$ зависит от площади пластины; $\text{Pr} = 1,11$ — число Прандтля. Следовательно,

$$\alpha_1 = \frac{0,683}{1,12} 322 (28,98)^{0,7} (1,11)^{0,4} = 2161 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Термическим сопротивлением загрязнений со стороны пара можно пренебречь. При толщине пластин из нержавеющей стали 1 мм, $\lambda_{\text{ст}} = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ определим сумму термических сопротивлений стенки пластин и загрязнений со стороны жирных кислот

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{5800} = 0,000229 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$$

и коэффициент теплопередачи:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{2161} + \frac{1}{387,4} + 0,0002295 \right)^{-1} =$$

$$= 305,5 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Проверим правильность допущения, принятого относительно Δt :

$$\Delta t = \frac{K \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_1} = \frac{305,5 \cdot 74,1}{2161} = 10,47^\circ \text{C} > 10^\circ \text{C}.$$

Условие выполняется.

Требуемая площадь поверхности теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{47993,5}{305,5 \cdot 74,1} = 2,12 \text{ м}^2.$$

Таким образом, теплообменник номинальной поверхностью $F_{\text{ин}} = 5 \text{ м}^2$ подходит с запасом

$$\Delta = \frac{5 - 2,12}{2,12} 100\% = 136\%.$$

Проведем расчет варианта 2:

♦ скорость жирных кислот по каналам

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \frac{N}{2} S} = \frac{0,2314}{920 \cdot 6 \cdot 0,0011} = 0,0381 \text{ м/с};$$

♦ число Рейнольдса

$$\text{Re}_2 = \frac{\omega_2 d_3 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,0381 \cdot 0,008 \cdot 920}{0,00025095} = 1117,692 > 100,$$

следовательно, режим турбулентный. Для этого случая можно использовать (3.23):

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_3} a \text{Re}_2^b \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

где $a = 0,1$; $b = 0,73$ для турбулентного режима; тогда

$$\alpha_2 = \frac{0,15}{0,008} 0,1 (1117,69)^{0,73} (3,854)^{0,43} = 1,875 \cdot 167,986 \cdot 1,786 =$$

$$= 562,5 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяя коэффициент теплоотдачи по пару, примем, что $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$, тогда для каналов с приведенной длиной $L = 1,12$ м получим:

$$\text{Re}_1 = \frac{G_1 L}{\mu_1 F} = \frac{0,0229 \cdot 1,12}{0,000178 \cdot 3} = 48,3.$$

Подставляя в (3.28)

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{L} a \text{Re}^{0,7} \text{Pr}^{0,4},$$

где $a = 322$ для пластины $0,3 \text{ м}^2$, находим коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \frac{0,683}{1,12} 322 (48,3)^{0,7} (1,11)^{0,4} = 3090 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

и коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + 0,000229 \right)^{-1} = \left(\frac{1}{3090} + \frac{1}{562,5} + 0,000229 \right)^{-1} = 429 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Проверим правильность принятого допущения относительно Δt :

$$\Delta t = \frac{K \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_1} = \frac{429 \cdot 74,1}{3090} = 10,03^\circ\text{C} > 10^\circ\text{C}, \text{ т.е.}$$

условие выполняется.

Требуемая площадь поверхности теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{47993,5}{429 \cdot 74,1} = 1,509 \text{ м}^2.$$

Выбранный теплообменник номинальной поверхностью $F_{2\text{н}} = 3 \text{ м}^2$ подходит с запасом:

$$\Delta = \frac{3 - 1,509}{1,509} 100\% = 99\%.$$

Учитывая, что нормализованный пластинчатый теплообменник с пластиной $0,3 \text{ м}^2$ имеет минимальную площадь поверхности теплообмена 3 м^2 , окончательно выбираем теплообменник варианта 2.

Расчет гидравлического сопротивления варианта 2 теплообменника выполним, учитывая, что гидравлическое сопротивление в штуцерах намного меньше сопротивления в каналах пластин, т.е. расчет сводится в основном к определению гидравлического сопротивления в каналах пластин.

Гидравлическое сопротивление теплоносителей в каналах пластин рассчитывают по формуле из [3.9]:

$$\Delta P = X \xi \frac{L}{d_3} \frac{\rho \omega^2}{2},$$

где X – число последовательно работающих пакетов, для нашего случая $X = 1$; $\xi = \frac{a_2}{\text{Re}^{0,25}}$ – для турбулентного течения; a_2 – коэффициент, зависящий от площади пластины, $a_2 = 19,3$ для пластины $0,3 \text{ м}^2$.

Рассчитаем гидравлическое сопротивление для пара, принимая, что он полностью заполняет пространство между пластинами. Для этого определим:

♦ скорость пара

$$\omega_1 = \frac{G_2}{\rho_{\text{п}} \left(\frac{N}{2} \right) S} = \frac{0,0229}{3,258 \cdot 6 \cdot 0,0011} = 1,06 \text{ м/с},$$

где $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара, кг/м^3 ;

♦ критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_1 d_3 \rho_g}{\mu_{\text{п}}} = \frac{1,06 \cdot 0,008 \cdot 3,458}{0,0000146} = 2008,$$

где $\mu_{\text{п}}$ – динамическая вязкость пара, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

тогда

$$\varepsilon_1 = \frac{a_2}{\sqrt[4]{\text{Re}_1}} = \frac{19,3}{\sqrt[4]{2008}} = 2,88$$

$$\text{и } \Delta P_1 = 1 \cdot 2,88 \frac{1,12}{0,008} \frac{3,258 \cdot 1,06^2}{2} = 738 \text{ Па}.$$

Рассчитаем гидравлическое сопротивление для жирных кислот:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_2}{\sqrt[4]{\text{Re}_2}} = \frac{19,3}{\sqrt[4]{670,45}} = 3,79$$

$$\text{и } \Delta P_2 = 1 \cdot 3,79 \frac{1,12}{0,008} \frac{920 \cdot 0,0381^2}{2} = 353,9 \text{ Па.}$$

Пример 3.8. Произвести механический расчет выбранного в примере 3.7 пластинчатого теплообменника.

Исходные данные. $P_1 = 0,6$ МПа — давление со стороны пара; $P_2 = 0,2$ МПа — давление со стороны жирных кислот; материал пластин: сталь 10Х17Н13М2Т; марка пластины ПР-0,3; температура в аппарате $t = 120$ °С.

Определение болтовой нагрузки и расчет стяжных болтов. Осевое усилие болтов P_{61} , необходимое для обеспечения герметичности уплотнения, рассчитывается по формуле

$$P_{61} = \pi D_{\text{с.в}} b_o q,$$

где $q = 3$ МПа — удельная нагрузка на прокладку; $b_o = b = 0,014$ м — ширина прокладки; $\pi D_{\text{с.в}} = L_{\text{п}}$ — средняя длина уплотнения, равная

$$L_{\text{п}} = 2(L - b) + 2(B - b).$$

Здесь $L = 1370$ мм — длина пластины; $B = 300$ мм — ширина пластины. Тогда

$$L_{\text{п}} = 2(1370 - 14) + 2(300 - 14) = 3284 \text{ мм} = 3,284 \text{ м};$$

$$P_{61} = 3,284 \cdot 0,014 \cdot 3 = 0,1379 \text{ МН.}$$

Проверка прочности болтов выполняется по условию

$$\sigma = \frac{1,3 P_{61}}{n f_6} \leq [\sigma]_6,$$

где $n = 8$ — число болтов; $f_6 = (0,95 d_6)^2 \cdot \pi / 4$ — площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы; $d_6 = 0,022$ м — принятый диаметр болта; $[\sigma]_6 = 139,8$ МПа — допускаемое напряжение для материала болта при температуре 120 °С.

Следовательно,

$$f_6 = \frac{3,14}{4} (0,95 \cdot 0,022)^2 = 0,00034 \text{ м}^2;$$

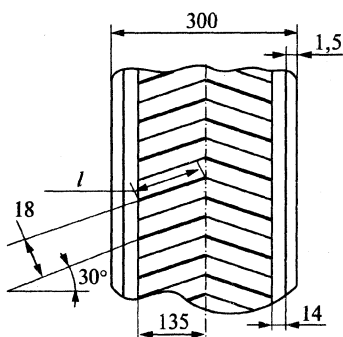


Рис. 3.14. Элемент пластины

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 0,1379}{8 \cdot 0,00034} = 65,9 \text{ МПа.}$$

Так как $\sigma \leq [\sigma]_6$, то прочность болта обеспечена.

Расчет толщины пластины. Выделим элемент пластины, ограниченный гофрами. Ширина этого элемента равна шагу между гофрами $b = 18$ мм. Длина элемента рассчитывается как гипотенуза прямоугольного треугольника (рис. 3.14)

$$l = \frac{135}{\cos 30^\circ} = \frac{135}{0,86} = 157 \text{ мм.}$$

Для прямоугольной плоской стенки, жестко закрепленной по периметру, толщина пластины находится по формуле из [3.6]

$$S' = Kb \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}} + C,$$

где $P = 0,6$ МПа – внутреннее давление в аппарате; C – конструктивная прибавка на коррозию, эрозию, принимаем $C = 0,3$ мм;

$K = f\left(\frac{l}{b}\right) = f\left(\frac{157}{18}\right) = f(8,72)$ – коэффициент. Из графика на рис. 15.22 из [3.6] $K = 0,5$. Тогда

$$[\sigma] = \eta \frac{\sigma_T^*}{n_T} = 1 \frac{224,4}{1,5} = 149,6 = 150 \text{ МПа,}$$

где $\sigma_T^* = 224,4$ МПа – нормативное допускаемое напряжение для материала пластины. Следовательно, толщина пластины

$$S = 0,5 \cdot 0,018 \sqrt{\frac{0,6}{150}} + 0,0003 = 0,00086 \text{ м} = 0,86 \text{ мм.}$$

Принятая толщина пластины 1 мм обеспечивает прочность при давлении 0,6 МПа.

3.11. Расчет спиральных теплообменников

Спиральные теплообменники предназначены для работы как под вакуумом, так и при давлении рабочей среды до 1 МПа и температуре рабочих сред от -20 до $+200$ °С. В этих аппаратах может осуществляться теплообмен между рабочими средами жидкость—жидкость, газ—газ и газ—жидкость, конденсироваться пары и парогазовые смеси.

В зависимости от технологического назначения изготавливают три типа спиральных теплообменников.

Тип 1 предназначен для теплообмена между жидкостями и газами (исполнение 1) и для конденсации паров (исполнения 2,3). Конструкция аппарата имеет односторонние тупиковые каналы, открытые стороны которых закрываются плоскими крышками (рис. 3.15).

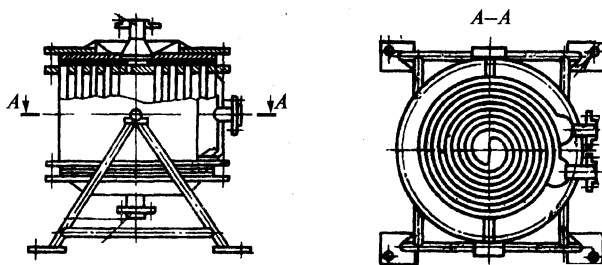


Рис. 3.15. Общий вид спирального теплообменника

Тип 2 предназначен для подогрева и охлаждения высоковязких жидкостей (исполнение 1), для охлаждения нитрозной серной кислоты и других рабочих сред при необходимости механической чистки каналов по стороне воды (исполнение 2), для подогрева сточных вод и других загрязненных сред (исполнение 3).

Тип 3 предназначен для охлаждения нитрозной серной кислоты. Конструкция аппарата без крышек имеет глухие по торцам спиральные каналы. Изготавливаются в одном исполнении.

Условное обозначение аппарата, например Т.С.1.50.6.8.3, расшифровывается следующим образом: теплообменник спиральный типа 1 с площадью поверхности теплообмена 50 м^2 на давление 0,6 МПа с шириной канала 8 мм, изготовлен из стали марки Ст 3.

Основные размеры и характеристики спиральных теплообменников представлены в табл. 3.60—3.66.

Таблица 3.61. Основные размеры и характеристики спиральных теплообменников типа 1 (исполнение 2)

| Поверх- ность теп- лообмена, м ² | Шири- на кана- ла, мм | D, мм | D _{у1} , мм | D _{у2} , мм | D _{у3} , мм | Ширина ленты, мм | Длина канала, м | Площадь попе- речного сечения канала, м ² | | Пропускная способность при скорости 1 м/с, м ³ /ч | Мас- са, кг | Материал ленты (по ГОСТ 5832-72) | | | | |
|--|-----------------------------|-------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------------------------|-----------------------|--|--------------------------------|---|----------------|---|----|-------|--|------|
| | | | | | | | | Для I рабочей среды | Для II рабо- чей сре- ды | | | | | | | |
| Из коррозионно-стойкой стали | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | 12 | 700 | 200 | 65 | 50 | 400 | 12,5 | 0,123 | 0,0048 | 17,28 | 1200 | Сталь 12X18H10T | | | | |
| 12,5 | | 760 | | | | | 15,6 | 0,158 | | | 1300 | | | | | |
| 16 | | 950 | 250 | 100 | 65 | 500 | 16 | | 0,006 | 21,6 | 1500 | Сталь 10X17H13M2T | | | | |
| 20 | | | | | | | 25 | 0,264 | | | 1800 | | | | | |
| 25 | | 1060 | 830 | 150 | 80 | 1000 | 31,5 | | 0,006 | 21,6 | 2300 | Сталь 12X18H10T | | | | |
| 31,5 | | | | | | | 31,5 | 0,337 | | | 2600 | | | | | |
| 40 | | 300 | 830 | 150 | 80 | 1250 | 20 | 0,208 | 0,012 | 43,2 | 2800 | Сталь 12X18H10T | | | | |
| 50 | | | | | | | 25 | 0,264 | | | 3500 | | | | | |
| 63 | | | | | | | 31,5 | 0,337 | 4300 | | | | | | | |
| 80 | | | | | | | 1280 | | | | | | 40 | 0,432 | | 5500 |
| 100 | | | | | | | | | | | | | 54 | 6000 | | |

Окончание табл. 3.61

| Поверх- ность теп- лообмена, м ² | Шири- на кана- ла, мм | D, мм | D _{вн} , мм | D _{ср} , мм | D _{вн} , мм | Ширина ленты, мм | Длина канала, м | Площадь попе- речного сечения канала, м ² | | Пропускная способность при скорости 1 м/с, м ³ /ч | Мас- са, кг | Материал ленты (по ГОСТ 5832—72) | | | | | |
|--|-----------------------------|-------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------------------------|-----------------------|--|--------------------------------|---|----------------|---|--|--|--|--|--|
| | | | | | | | | Для I рабочей среды | Для II рабо- чей сре- ды | | | | | | | | |
| Из углеродистой стали | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | 12 | 700 | 250 | 100 | 65 | 700 | 14,3 | 0,123 | 0,0084 | 30,24 | 1650 | ВСт.3сп.4 | | | | | |
| 25 | | 780 | | | | | 17,9 | 0,18 | | | 2000 | | | | | | |
| 31,5 | | 900 | | | | | 22,5 | 0,236 | | | 2600 | | | | | | |
| 40 | | 1100 | | | | | 28,6 | 0,34 | | | 3200 | | | | | | |
| 50 | 12 | 980 | 300 | 150 | 80 | 1100 | 22,7 | 0,275 | 0,0138 | 49,68 | 4000 | ВСт.3сп.5 | | | | | |
| 63 | | 1050 | | | | | 28,6 | 0,336 | | | 4800 | | | | | | |
| 80 | | 1280 | | | | | 31,5 | 0,43 | | 43,2 | 5500 | | | | | | |
| 100 | | | | | | | 40 | | | | 6000 | | | | | | |

Таблица 3.62. Основные размеры и характеристики спиральных теплообменников типа 1 (исполнение 3)

| Поверх- ность теп- лообмена, м ² | Ширина канала, мм | D, мм | D _{y1} , мм | D _{y2} , мм | D _{y3} , мм | Ширина ленты, мм | Длина канала, м | Площадь попереч- ного сечения кана- ла, м ² | | Пропускная способность при скоро- сти 1 м/с, м ³ /ч | Мас- са, кг | Материал ленты (по ГОСТ 5832-72) | |
|--|-------------------------|----------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------------------------|-----------------------|--|--------------------------------|--|------------------|---|--|
| | | | | | | | | Для 1 ра- бочей среды | Для 11 рабо- чей сре- ды | | | | |
| Из коррозионно-стойкой стали | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | 12 | 460 | 200 | 65 | 50 | 400 | 12,5 | 0,043 | 0,0048 | 17,28 | 1200 | Сталь 12X180T | |
| 12,5 | | 490 | | | | | 15,6 | 0,0622 | | | 1300 | | |
| 16 | | 550 | 250 | 100 | 65 | 500 | 16 | 0,006 | 21,6 | 1500 | Сталь 10X1M2T | | |
| 20 | | | | | | | 25 | | | | | 0,0835 | |
| 25 | | | | | | | 31,5 | | | | | | |
| 31,5 | | 600 | | | | | 0,107 | | | | | | |
| 40 | | 510 | | | | | 20 | 0,006 | 21,6 | 2300 | Сталь 10X1M2T | | |
| 50 | | 550 | | | | 1000 | 25 | | | 0,0622 | | 2800 | |
| 63 | | 600 | | | | | 31,5 | 0,012 | 43,2 | | Сталь 12X180T | | |
| 80 | | 660 | 300 | 150 | 80 | | 40 | | | | | 0,116 | |
| 100 | | 0,015 | | | | | 54 | | | | | | |
| | | | | | | 1250 | | | | 6000 | | | |

Окончание табл. 3.62

| Поверх- ность теп- лообмена, м ² | Ширина канала, мм | D, мм | D _{у1} , мм | D _{у2} , мм | D _{у3} , мм | Ширина ленты, мм | Длина канала, м | Площадь попереч- ного сечения кана- ла, м ² | | Пропускная способность при скоро- сти 1 м/с, м ³ /ч | Мас- са, кг | Материал ленты (по ГОСТ 5832-72) |
|--|-------------------------|----------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------------------------|-----------------------|--|--------------------------------|--|----------------|---|
| | | | | | | | | Для I ра- бочей среды | Для II рабо- чей сре- ды | | | |
| Из углеродистой стали | | | | | | | | | | | | |
| 20 | 12 | 470 | 250 | 100 | 65 | 700 | 14,3 | 0,043 | 0,0084 | 30,24 | 1650 | ВСт.3сп.4 |
| 25 | | 490 | | | | | 17,9 | 0,0622 | | | 2000 | |
| 31,5 | | 530 | | | | | 22,5 | 0,079 | | | 2600 | |
| 40 | | 600 | 28,6 | 0,107 | 3200 | | | | | | | |
| 50 | | 570 | 22,7 | 0,081 | 1100 | 40 | 0,116 | 0,0138 | 49,68 | 4000 | ВСт.3сп.5 | |
| 63 | | 600 | 28,6 | 0,107 | | | | | | 4800 | | |
| 80 | 660 | 300 | 150 | 80 | 1000 | 0,012 | 43,2 | 5500 | | | | |
| 100 | | | | | 1250 | | | 0,015 | 54 | 6000 | | |

Таблица 3.63. Характеристика спирального теплообменника типа 2 (исполнение 1)

| Поверхность теплообмена, м ² | Ширина канала, мм | Ширина ленты, мм | Длина канала, м | Площадь поперечного сечения канала, м ² | | Пропускная способность, м ³ /ч, при скорости 1 м/с | Масса, кг | Материал ленты (по ГОСТ 5832–72) |
|---|-------------------|------------------|-----------------|--|-------------|---|-----------|----------------------------------|
| | | | | сквозного | спирального | | | |
| 20 | 8 | 500 | 20 | 0,16 | 0,004 | 14,4 | 1200 | Сталь 10X17H13M2T |

Таблица 3.64. Характеристика спирального теплообменника типа 2 (исполнение 2)

| Поверхность теплообмена, м ² | Ширина канала, мм | Ширина ленты, мм | Длина канала, м | Площадь поперечного сечения канала, м ² | Пропускная способность, м ³ /ч, при скорости 1 м/с | Масса, кг | Материал ленты (по ГОСТ 5832–72) |
|---|-------------------|------------------|-----------------|--|---|-----------|----------------------------------|
| 50 | 16 | 1100 | 22,7 | 0,0168 | 60,48 | 4400 | ВСт.3сп.5 |

Таблица 3.65. Характеристика спирального теплообменника типа 2 (исполнение 3)

| Поверхность теплообмена, м ² | Ширина канала, мм | | Ширина ленты, мм | Длина канала, м | Площадь поперечного сечения канала, м ² | | Пропускная способность, м ³ /ч при скорости 1 м/с, | | Масса, кг | Материал ленты (по ГОСТ 5832–72) |
|---|-------------------|--------|------------------|-----------------|--|--------|---|--------|-----------|----------------------------------|
| | широкого | узкого | | | широкого | узкого | широкого | узкого | | |
| 20 | 25 | 12 | 500 | 20 | 0,0125 | 0,006 | 45 | 21,6 | 2400 | Сталь 10X17H13M2T |

Таблица 3.66. Характеристика спирального теплообменника типа 3

| Поверхность теплообмена, м ² | Ширина канала, мм | Ширина ленты, мм | Длина канала, м | Площадь поперечного сечения канала, м ² | Пропускная способность, м ³ /ч, при скорости 1 м/с | Масса, кг | Материал ленты (по ГОСТ 5832-72) |
|---|-------------------|------------------|-----------------|--|---|-----------|----------------------------------|
| 50 | 16 | 1100 | 22,7 | 0,0168 | 60,48 | 2850 | ВСт.3сп.5 |

Расчет аппарата следует начинать с выбора площади поперечного сечения канала спирального теплообменника, необходимой для заданного расхода рабочих сред. Площадь поперечного сечения каналов f приведена в табл. 3.60–3.66.

При недостаточной площади поперечного сечения канала либо предусматривают подачу рабочей среды (например, пара, газа) одновременно в несколько каналов поперек спиралей (тип 1, исполнения 2, 3 и тип 2, исполнение 1), либо устанавливают параллельно несколько аппаратов.

При выборе рациональной скорости движения каждой рабочей среды в теплообменнике можно ориентироваться на следующие значения:

| Рабочая среда | Скорость, м/с |
|---|---------------|
| Газообразная | 15–30 |
| Парообразная | 30–70 |
| Жидкость (при вязкости, близкой к вязкости воды) | 1–3 |
| Жидкость повышенной вязкости (например, серная кислота) | До 1 |
| Высоковязкая жидкость (более 10 Па·с) | 0,01 и менее |

Скорость рабочей среды в канале теплообменника определяется из уравнения:

$$\omega = v_c / f,$$

где v_c – расход рабочей среды через канал, м³/с; f – площадь сечения канала, м².

Пример 3.9. Рассчитать и подобрать нормализованный спиральный теплообменник. Произвести гидравлический расчет.

Исходные данные. Расход охлаждаемой среды 15000 кг/ч; среда – 25%-ный раствор хлористого кальция; начальная температура раствора 100 °С, конечная 30 °С.

Свойства раствора при его средней температуре
 $t_{\text{ср}} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_2}{t_1}} = \frac{100 - 30}{\ln 3,3} = 58^\circ\text{C}$ следующие: плотность $\rho_p = 1240 \text{ кг/м}^3$, вяз-

кость $\mu_p = 0,0059 \text{ Па}\cdot\text{с}$; удельная теплоемкость $c_p = 3060 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; теплопроводность $\lambda_p = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$; критерий Прандтля для раствора $\text{Pr} = 3060 \cdot 0,0059 / 0,6 = 30$.

В качестве охлаждающего агента принимаем воду с начальной температурой $\theta_1 = 20^\circ\text{C}$; конечной — $\theta_2 = 40^\circ\text{C}$. При средней температуре воды $\theta_b = (40 + 20)/2 = 30^\circ\text{C}$ ее свойства: плотность $\rho_b = 1000 \text{ кг/м}^3$; вязкость $\mu_b = 0,0008 \text{ Па}\cdot\text{с}$; коэффициент теплоемкости $c_b = 4180 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; теплопроводность $\lambda_b = 0,62 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$. Критерий Прандтля для воды $\text{Pr}_b = 4180 \cdot 0,0008 / 0,62 = 5,4$. Давление воды 0,15 МПа.

Предварительный тепловой расчет включает определение:

- ♦ объемного расхода раствора

$$V_p = \frac{G_p}{3600\rho_p} = \frac{15000}{3600 \cdot 1240} = 0,00336 \text{ м}^3/\text{с};$$

- ♦ теплового потока в аппарате

$$Q = G_p c_p (t_2 - t_1) = \frac{15000}{3600} 3060 (100 - 30) = 892500 \text{ Вт};$$

- ♦ расхода воды, необходимого для охлаждения раствора:

$$G_b = \frac{Q}{c_b (\theta_2 - \theta_1)} = \frac{892500}{4190 (49 - 20)} = 7,35 \text{ кг/с};$$

- ♦ объемного расхода воды

$$V_b = \frac{G_b}{\rho_b} = \frac{7,35}{1000} = 0,00735 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Примем следующую схему распределения температур в теплообменнике:

$$\begin{array}{ccc}
 t_1 = 100^\circ\text{C} & \xrightarrow{\text{Раствор}} & t_2 = 30^\circ\text{C} \\
 \theta_2 = 40^\circ\text{C} & \xleftarrow{\text{Вода}} & \theta_1 = 20^\circ\text{C} \\
 \Delta t_1 = 60^\circ\text{C} & & \Delta t_2 = 10^\circ\text{C}
 \end{array}$$

Тогда среднелогарифмическая разность температур теплоносителей

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{60 - 10}{\ln \frac{60}{10}} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Принимаем предварительно по табл. 3.35 значение коэффициента теплопередачи $K_{\text{оп}} = 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и находим ориентировочную площадь поверхности теплообмена

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{892500}{300 \cdot 28} = 106,2 \text{ м}^2.$$

По данным табл. 3.60 предварительно выбираем теплообменник со следующими параметрами: поверхность теплообмена $F = 100 \text{ м}^2$; ширина канала $b = 12 \text{ мм}$; ширина ленты $l_{\text{л}} = 1250 \text{ мм}$.

Проведем уточненный тепловой расчет. Определим сначала следующие величины:

♦ скорость раствора в канале теплообменника

$$\omega_{\text{р}} = \frac{V_{\text{р}}}{b \cdot l_{\text{л}}} = \frac{0,00336}{0,012 \cdot 1,25} = 0,224 \text{ м/с};$$

♦ скорость воды в канале теплообменника

$$\omega_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{b \cdot l_{\text{л}}} = \frac{0,00735}{0,012 \cdot 1,25} = 0,49 \text{ м/с}.$$

♦ значения критериев Re для раствора и воды соответственно:

$$Re_{\text{р}} = \frac{\omega_{\text{р}} d_{\text{э}} \rho_{\text{р}}}{\mu_{\text{р}}} = \frac{0,224 \cdot 0,024 \cdot 1240}{0,0059} = 1130,$$

где $d_{\text{э}} = 2b = 0,024$ – эквивалентный диаметр канала;

$$Re_{\text{в}} = \frac{\omega_{\text{в}} d_{\text{э}} \rho_{\text{в}}}{\mu_{\text{в}}} = \frac{0,49 \cdot 0,024 \cdot 1000}{0,0008} = 14700.$$

Поскольку для воды $Re > 10^4$, $0,6 < Pr < 100$, для нахождения критерия Nu используем формулу (3.10):

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

Температура воды изменяется незначительно, поэтому приемем $\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} = 1$.

Тогда

$$Nu_B = 0,023 \cdot 14700^{0,8} \cdot 5,4^{0,4} = 97,4$$

и значение коэффициента теплоотдачи для воды

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \lambda_B}{d_3} = \frac{97,4 \cdot 0,62}{0,024} = 2516 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для выбора формулы для расчета критерия Nu для раствора найдем значение критерия Cr

$$Cr = \frac{g t^3 \rho_p^2}{\mu_p^2} \beta \Delta t_{cp} = \frac{9,81 \cdot 0,024^3 \cdot 1240^2}{0,0059^2} 1,317 \cdot 10^{-4} \cdot 28 = 22090,$$

где коэффициент объемного расширения раствора [3.12]

$$\beta = \frac{\rho_1^2 - \rho_2^2}{2(t_2 - t_1) \rho_1 \rho_2} = \frac{1240^2 - 1233^2}{2(58 - 15) 1240 \cdot 1233} = 1,317 \cdot 10^{-4}.$$

Здесь ρ_1, ρ_2 — значения плотности раствора при температурах соответственно $t_1 = 15^\circ \text{C}$ и $t_2 = 58^\circ \text{C}$, кг/м^3 , тогда

$$Cr \cdot Pr = 22090 \cdot 30 = 662700.$$

Таким образом, для раствора $Re < 2300$, $Cr \cdot Pr > 5 \cdot 10^5$.

В этом случае для расчета Nu приемлема формула (3.14):

$$\begin{aligned} Nu &= 0,15 (Re \cdot Pr)^{0,33} (Cr \cdot Pr)^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} = \\ &= 0,15 (1130 \cdot 30)^{0,33} (662700)^{0,1} 1 = 17,9. \end{aligned}$$

Приняв $\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} \approx 1$, получаем

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \lambda_p}{d_3} = \frac{17,9 \cdot 0,6}{0,024} = 447 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определив коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{447} + 0,00023 + \frac{0,002}{16} + 0,00020 + \frac{1}{2516}} = 313 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

найдем необходимую расчетную площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{892500}{313 \cdot 28} = 102 \text{ м}^2.$$

В соответствии с данными табл. 3.60 окончательно выбираем спиральный теплообменник типа 1 (исполнение 1) с площадью поверхности теплообмена 100 м^2 , шириной канала 12 мм , шириной ленты 1250 мм , выполненный из коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т.

Гидравлический расчет теплообменника проводится с целью проверки достаточности указанных в исходных данных задачи напора, создаваемого насосом для подачи раствора, и давления в водопроводной сети.

Для расчета сопротивления теплообменника по потоку раствора найдем его скорость в штуцерах:

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{V_{\text{р}}}{0,785d_{\text{ш}}^2} = \frac{0,00336}{0,785 \cdot 0,15^2} = 0,19 \text{ м/с},$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр штуцера, примем $d_{\text{ш}} = 0,15 \text{ м}$. Тогда при коэффициентах местных сопротивлений $\xi_1 = 1,5$ и $\xi_2 = 1,5$ (табл. 3.4) по (3.34) определяем сумму потерь давлений при входе и выходе раствора из теплообменника:

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 = (1,5 + 1,5) \frac{1240 \cdot 0,19^2}{2} = 67 \text{ Па}.$$

Согласно (3.36), коэффициент трения в прямолинейном канале при $\text{Re}_{\text{р}} = 1130$ составит

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{1130} = 0,057.$$

Определим для этого случая коэффициент трения в спиральном канале

$$\lambda_{\text{тр.сп}} = 1,15\lambda_{\text{тр}} = 1,15 \cdot 0,057 = 0,065.$$

При длине спирального канала $L = 40$ м потеря давления раствора на гидравлическое трение составит

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр.сп}} \frac{L}{2b} \frac{\rho \omega_p^2}{2} = 0,065 \frac{40}{2 \cdot 0,012} \frac{1240 \cdot 0,224^2}{2} = 3370 \text{ Па.}$$

а общее сопротивление теплообменника по потоку раствора

$$\Delta P_p = 67 + 3370 = 3437 \text{ Па.}$$

Это сопротивление значительно меньше давления

$$\Delta P = \rho_p g H = 1240 \cdot 9,8 \cdot 13 = 157976 \text{ Па,}$$

создаваемого насосом.

Для расчета сопротивления теплообменника по потоку воды вычислим скорость воды в штуцерах:

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{V_{\text{в}}}{0,785 d_{\text{ш}}^2} = \frac{0,00735}{0,785 \cdot 0,15^2} = 0,42 \text{ м/с.}$$

Величину $\lambda_{\text{тр}}$ найдем при $d_{\text{в}} = 2b = 24$ мм и абсолютной шероховатости $\Delta = 0,25$ мм. Тогда при $e = \Delta/d_{\text{в}} = 0,25/24 = 0,0104$ получим по (3.37):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{тр}}}} = -2 \lg \left[0,27e + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right] = -2 \lg \left[0,27 \cdot 0,0104 + \left(\frac{6,81}{14700} \right)^{0,9} \right] = 4,84,$$

$$\text{откуда } \lambda_{\text{тр}} = \left(\frac{1}{4,84} \right)^2 = 0,043.$$

Тогда $\lambda_{\text{тр.сп}} = 1,15 \cdot 0,043 = 0,05$.

Скорость воды в канале теплообменника $\omega_{\text{в}} = 0,49$ м. При этих данных получим потери давления при течении воды в теплообменнике:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{в}} &= (\xi_1 + \xi_2) \frac{\rho \omega_{\text{ш}}^2}{2} + \lambda_{\text{тр.сп}} \frac{L}{2b} \frac{\rho \omega_{\text{в}}^2}{2} = \\ &= (1,5 + 1,5) \frac{1000 \cdot 0,42^2}{2} + 0,05 \frac{40}{2 \cdot 0,012} \frac{1000 \cdot 0,49^2}{2} = 10269 \text{ Па,} \end{aligned}$$

что значительно меньше давления воды в сети.

Таким образом, выбранный спиральный теплообменник удовлетворяет условиям работы с точки зрения гидравлического сопротивления.

3.12. Расчет трубчатых печей

Трубчатые печи широко используются в нефтеперерабатывающей и нефтехимической отраслях промышленности для огневого нагрева, испарения и перегрева жидких и газообразных сред, а также для проведения высокотемпературных термотехнологических и химических процессов.

Большая группа печей применяется в качестве нагревателей сырья, и они характеризуются высокой производительностью и умеренными температурами нагрева (300–500 °С) углеводородных сред (установки АТ, АВТ, при вторичной перегонке бензина, ГФУ).

Большинство применяемых печей радиантно-конвекционные. Они состоят из радиационной камеры, где сжигается топливо и теплота к трубчатым сырьевым змеевикам передается в основном излучением от пламени и раскаленных поверхностей огнеупорной футеровки, и конвекционной камеры, куда поступают продукты сгорания топлива из камеры радиации. В камере конвекции теплота к сырью передается преимущественно конвекцией и частично излучением трехатомных компонентов дымовых газов. Схема типовой конструкции двухкамерной печи представлена на рис. 3.16.

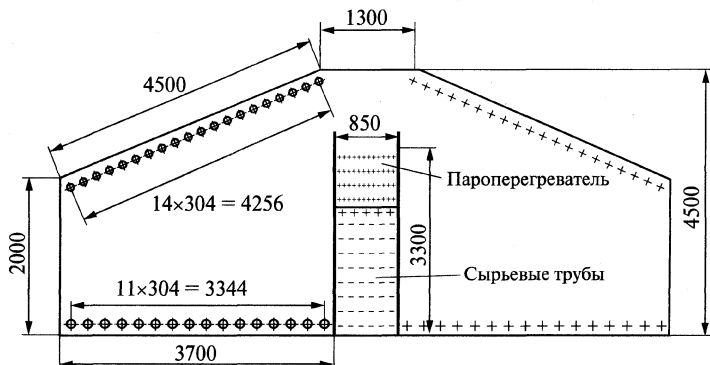


Рис. 3.16. Схема двухкамерной печи

Основные соотношения для технологического расчета трубчатых печей [3.14]. Используемая ниже методика расчета, предложенная

Н.И. Белоконом, основана на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопереноса в топке печи.

Тепловой баланс топки в соответствии с законом сохранения энергии может быть определен следующим уравнением:

$$Q_{\text{полн}} = Q_p + Q_k, \quad (3.42)$$

где $Q_{\text{полн}}$ — теплота, внесенная в топку при сжигании топлива, кДж/ч; Q_p — теплота, переданная радиантным трубам излучением и свободной конвекцией, кДж/ч; Q_k — теплота, уносимая продуктами горения в камеру конвекции, кДж/ч.

Таким образом:

$$BQ_p^n \eta_T = Q_p + BG_{\text{п.с}} C_{p_T} (T_{\text{п}} - T_o), \quad (3.43)$$

где B — расход сжигаемого топлива, кг/ч; Q_p^n — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; η_T — КПД топки, рекомендуется принимать равным 0,95–0,98; $G_{\text{п.с}}$ — количество продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 кг топлива, кг/кг; C_{p_T} — средняя теплоемкость продуктов сгорания в пределах температур $T_{\text{п}}$, T_o , кДж/(кг·К); $T_{\text{п}}$ — температура продуктов сгорания (дымовых газов) на выходе из топки, К; T_o — приведенная температура исходной системы, может быть принята равной температуре окружающего воздуха, К; под приведенной температурой системы подразумевается температура, которую имела бы смесь топлива, воздуха, водяного пара (в случае использования жидкого топлива), газов рециркуляции после смешения этих потоков в топке печи до выделения теплоты сгорания топлива. В начале расчета температура $T_{\text{п}}$ принимается в зависимости от назначения печи, а последующим расчетом камеры радиации проверяется правильность принятой величины.

Рекомендуются следующие значения $T_{\text{п}}$, °С:

| | |
|---|---------|
| Для нагрева нефти, мазута. | 700–850 |
| Для нагрева нефти печей каталитического и термического крекинга | 800–900 |
| Для печей отгона растворителя. | 700–800 |
| Для печей пиролиза | До 1000 |

Теплопередача в топке должна учитывать теплоотдачу экрану (радиантным трубам) излучением и конвекцией:

$$Q_p = Q_{\text{рл}} + Q_{\text{рк}}. \quad (3.44)$$

Передача теплоты излучением $Q_{\text{рл}}$ определяется уравнением Стефана–Больцмана, для решения которого необходимо знать температуры излучающих и поглощающих источников. В связи со сложностью определения средней эффективной температуры продуктов горения Белоконь ввел понятие эквивалентной абсолютно черной поверхности H_s , излучение которой при температуре газов на выходе из топки $T_{\text{п}}$ равно всему прямому и отраженному излучению, или общее количество теплоты, передаваемой эквивалентной абсолютно черной поверхности при $T_{\text{п}}$, равно теплоте, которую поглощает действительная поверхность экрана при фактических условиях в топке:

$$Q_{\text{рл}} = C_s H_s \left[\left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right], \quad (3.45)$$

где $C_s = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постоянная излучения абсолютно черного тела; $T_{\text{ст}}$ – средняя температура наружной поверхности радиантных труб, К; H_s – эквивалентная абсолютно черная поверхность, м^2 , определяемая по уравнению

$$H_s = \frac{Q_{\text{полн}}}{q_s} = \frac{BQ_{\text{п}}^{\text{н}} \eta_{\text{т}}}{q_s}, \quad (3.46)$$

где q_s – теплонапряженность эквивалентной абсолютно черной поверхности, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, зависящая от принятой температуры продуктов сгорания на выходе из топки $T_{\text{п}}$, максимальной расчетной температуры горения $T_{\text{мах}}$ и температуры наружной поверхности радиантных труб $T_{\text{ст}}$.

Конвективная составляющая $Q_{\text{рк}}$ определяется по уравнению

$$Q_{\text{рк}} = \alpha_{\text{к}} H_{\text{п}} (T_{\text{п}} - T_{\text{ст}}), \quad (3.47)$$

где $\alpha_{\text{к}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, – коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от продуктов сгорания (дымовых газов) к радиантным трубам, равный

$$\alpha_{\text{к}} = 2,1 \sqrt[4]{T_{\text{п}} - T_{\text{ст}}}; \quad (3.48)$$

$H_{\text{п}}$ – поверхность нагрева радиантных труб, м^2 .

Таким образом, методика Белоконя предполагает решение уравнения

$$BQ_p^H \eta_T = C_s H_s \left[\left(\frac{T_p}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right] + \alpha_k H_p (T_p - T_{ст}) + BG_{п.с.} C_{pT} (T_p - T_o). \quad (3.49)$$

Расчет процесса горения. В трубчатых печах используется как жидкое топливо, так и газообразное, что определяет некоторые различия в расчете процесса горения.

Жидкое топливо. В этом случае должны быть заданы плотность топлива и его элементарный состав.

Содержание водорода H , % масс., в топливе рассчитывается по эмпирической формуле

$$H = 26 - 0,015\rho_{15}^{15}, \quad (3.50)$$

$$\text{где } \rho_{15}^{15} = \rho_4^{20} + 5\beta \quad (3.51)$$

— относительная плотность топлива при 15 °С;

ρ_4^{20} — относительная плотность топлива при температуре 20 °С; β — средняя температурная поправка плотности на 1 °С.

Содержание углерода в топливе определяется следующим образом:

$$C = 100 - (H + S + O), \quad (3.52)$$

где H , S , O — содержание в топливе водорода, серы и кислорода, % масс.

Низшую теплоту сгорания Q_p^H , кДж/кг, жидкого топлива определяют по эмпирической формуле

$$Q_p^H = 51916 - 0,879 \cdot 10^{-3} \left(\rho_{15}^{15} \right)^2 - 211,2 H. \quad (3.53)$$

Если топливо является сложной смесью различных веществ, для которой известен только элементарный состав, теплота сгорания рассчитывается по формуле:

$$Q_p^H = 339C + 1030H + 109(S - O) - 25W, \quad (3.54)$$

где W — содержание влаги в топливе, % масс.

Теоретическое количество воздуха L_o , кг/кг, необходимое для сжигания 1 кг топлива:

$$L_o = 0,115C + 0,345H + 0,043(S - O), \quad (3.55)$$

и теоретически необходимый объем воздуха V_o , м³/кг, при нормальных условиях (0 °С и 760 мм рт. ст.):

$$V_o = 0,089C + 0,267H + 0,033(S - O) \quad (3.56)$$

отличаются от тех значений, которые необходимы для обеспечения полноты сгорания топлива. На практике в топку подается некоторый избыток воздуха. Соответствующий коэффициент для жидкого топлива принимается равным $\alpha = 1,2-1,4$. Тогда действительный расход воздуха:

$$L = \alpha L_o, \quad (3.57)$$

$$V = \alpha V_o. \quad (3.58)$$

Количество продуктов сгорания (дымовых газов), образующихся при сжигании 1 кг жидкого топлива, определяется по формуле:

$$G_{п.с} = 1 + \alpha L_o + W_{\phi}, \quad (3.59)$$

где $W_{\phi} = 0,3 - 0,6$ кг/кг – расход форсуночного пара, подаваемого на распыливание топлива.

Состав продуктов сгорания в расчете на 1 кг топлива (при известном элементарном составе) при полном его сгорании m , кг/кг, определяется по уравнениям:

$$m_{CO_2} = 0,03667C; \quad (3.60)$$

$$m_{H_2O} = 0,09H + 0,01W + W_{\phi}; \quad (3.61)$$

$$m_{N_2} = L_o \alpha 0,768 + 0,01N_2; \quad (3.62)$$

$$m_{O_2} = L_o (\alpha - 1) 0,232; \quad (3.63)$$

$$m_{SO_2} = 0,02S. \quad (3.64)$$

Общая масса продуктов сгорания:

$$G_{п.с.} = m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{N_2} + m_{O_2} + m_{SO_2}. \quad (3.65)$$

Если расчет сделан правильно, то значения $G_{п.с.}$, найденные по формулам (3.59) и (3.65), совпадают.

Покомпонентные объемы продуктов сгорания V , м³/кг топлива, при нормальных условиях:

$$V_{CO_2} = \frac{m_{CO_2} \cdot 22,4}{M_{CO_2}}; \quad (3.66)$$

$$V_{H_2O} = \frac{m_{H_2O} \cdot 22,4}{M_{H_2O}}; \quad (3.67)$$

$$V_{SO_2} = \frac{m_{SO_2} \cdot 22,4}{M_{SO_2}}; \quad (3.68)$$

$$V_{O_2} = \frac{m_{O_2} \cdot 22,4}{M_{O_2}}; \quad (3.69)$$

$$V_{N_2} = \frac{m_{N_2} \cdot 22,4}{M_{N_2}}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (3.70)$$

где M_{CO_2} , M_{H_2O} , M_{SO_2} , M_{O_2} , M_{N_2} — молярные массы соответствующих компонентов.

Суммарный объем продуктов сгорания:

$$V_{п.с} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2}. \quad (3.71)$$

Плотность продуктов сгорания при нормальных условиях определяется как

$$\rho_o = G_{п.с} / V_{п.с} \quad (3.72)$$

и для продуктов сгорания жидкого топлива ориентировочно находится в пределах 1,29—1,31 кг/м³.

Газообразное топливо. Теплота сгорания газообразного топлива Q , кДж/м³, рассчитывается по правилу аддитивности:

$$Q_p^n = \sum_{i=1}^n Q_{p_i}^n y_i, \quad (3.73)$$

где $Q_{p_i}^n$ — теплота сгорания i -го компонента топлива, кДж/м³; y_i — молярная доля i -го компонента топлива.

Значения теплоты сгорания наиболее распространенных компонентов топлива приведены в табл. 3.67.

Элементарный состав газообразного топлива, % масс., может быть вычислен из следующих уравнений:

$$C = 12 \sum \frac{n_{C_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{12,01}{M_m} \sum n_{C_i} y_i;$$

$$H = \sum \frac{n_{H_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{1}{M_m} \sum n_{H_i} y_i;$$

$$S = 32 \sum \frac{n_{S_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{32}{M_T} \sum n_{S_i} y_i; \quad (3.74)$$

$$O = 16 \sum \frac{n_{O_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{16}{M_T} \sum n_{O_i} y_i;$$

$$N = 14 \sum \frac{n_{N_i} \bar{y}_i}{M_i} = \frac{14}{M_T} \sum n_{N_i} y_i,$$

где n_{C_i} , n_{H_i} , n_{S_i} , n_{O_i} , n_{N_i} — соответственно число атомов углерода, водорода, серы, кислорода и азота в молекулах отдельных компонентов, входящих в состав газообразного топлива; \bar{y}_i, y_i — содержание соответствующих компонентов газообразного топлива (% масс. и % об. или % мол.); M_i — молекулярная масса компонентов топлива; M_T — средняя молекулярная масса топливного газа, определяемая как

$$M_T = \sum M_i y_i. \quad (3.75)$$

Таблица 3.67. Низшая теплота сгорания компонентов топлива

| Компонент | \bar{Q}_p^H , МДж/кг | Q_p^H , МДж/м ³ | Компонент | \bar{Q}_p^H , МДж/кг | Q_p^H , МДж/м ³ |
|-------------------------------|---------------------------|---------------------------------|--|---------------------------|---------------------------------|
| H ₂ | 120,10 | 10,80 | C ₃ H ₆ | 45,84 | 86,06 |
| H ₂ S | 16,59 | 25,14 | C ₃ H ₈ | 46,42 | 91,32 |
| CO ₂ | 10,12 | 12,65 | C ₄ H ₈ | 45,38 | 113,50 |
| CH ₄ | 50,08 | 35,84 | <i>n</i> -C ₄ H ₁₀ | 45,79 | 118,73 |
| C ₂ H ₂ | 48,30 | 56,10 | <i>i</i> -C ₄ H ₁₀ | 45,96 | 109,30 |
| C ₂ H ₆ | 47,55 | 63,80 | <i>n</i> -C ₅ H ₁₂ | 45,42 | 146,10 |
| C ₂ H ₄ | 47,23 | 59,10 | <i>i</i> -C ₅ H ₁₂ | 45,06 | 141,00 |

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива:

$$L_0 = 0,115C + 0,345H + 0,043(S-O), \text{ кг/кг.} \quad (3.76)$$

Действительный расход воздуха:

$$L = \alpha L_0, \text{ кг/кг.} \quad (3.77)$$

Тот же расход воздуха (м³) при нормальных физических условиях:

$$V = \frac{L}{\rho_0}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (3.78)$$

где $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$ — плотность воздуха при нормальных физических условиях.

Масса дымовых газов, образующихся при сжигании 1 кг топлива (кг/кг):

$$m_{\text{CO}_2} = 0,03667C; \quad (3.79)$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09H + 0,01W; \quad (3.80)$$

$$m_{\text{SO}_2} = 0,02S; \quad (3.81)$$

$$m_{\text{N}_2} = 0,768L_0\alpha + 0,01N_2 = 0,768L + 0,01N_2; \quad (3.82)$$

$$m_{\text{O}_2} = 0,0232L_0(\alpha - 1), \quad (3.83)$$

где C, H, N, O, S и W — содержание соответствующих элементов и влаги в топливе, % масс.

Общая масса продуктов сгорания $G_{\text{п.с}}$, кг/кг, определяется как сумма (3.79)–(3.83):

$$G_{\text{п.с}} = m_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} + m_{\text{SO}_2}, \quad (3.84)$$

$$\text{или } G_{\text{п.с}} = 1 + \alpha L_0. \quad (3.85)$$

Объемный состав продуктов сгорания на 1 кг топлива при нормальных условиях:

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{CO}_2}} = \frac{m_{\text{CO}_2} \cdot 22,4}{M_{\text{CO}_2}}; \quad (3.86)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 22,4}{M_{\text{H}_2\text{O}}}; \quad (3.87)$$

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{m_{\text{SO}_2}}{\rho_{\text{SO}_2}} = \frac{m_{\text{SO}_2} \cdot 22,4}{M_{\text{SO}_2}}; \quad (3.88)$$

$$V_{\text{O}_2} = \frac{m_{\text{O}_2}}{\rho_{\text{O}_2}} = \frac{m_{\text{O}_2} \cdot 22,4}{M_{\text{O}_2}}; \quad (3.89)$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{m_{\text{N}_2}}{\rho_{\text{N}_2}} = \frac{m_{\text{N}_2} \cdot 22,4}{M_{\text{N}_2}}. \quad (3.90)$$

Общий объем продуктов сгорания $V_{\text{п.с}}$, $\text{м}^3/\text{кг}$, вычисляется как сумма (3.86)–(3.90):

$$V_{\text{п.с}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2}. \quad (3.91)$$

Объем дымовых газов при любой температуре и давлении, отличном от нормального:

$$V_t = V_{\text{п.с}} \frac{P_0 T}{P T_0}, \quad (3.92)$$

где P_0 и T_0 — нормальные физические условия ($P_0 = 1$ атм; $T_0 = 273$ К); P , атм, и T , К, — рабочие условия.

Плотность дымовых газов при нормальных физических условиях:

$$\rho = G_{\text{п.с}} / V_{\text{п.с}}. \quad (3.93)$$

Расчет радиантной камеры. В общем случае теплота, выделяющаяся в печи при сгорании топлива, тратится на нагрев сырья, частичное или полное его испарение и компенсацию эндотермического эффекта реакции, если в трубах печи происходит химическое превращение сырья.

Если в камере конвекции с целью утилизации теплоты дымовых газов устанавливается пароперегреватель, то в полезную тепловую нагрузку печи включается теплота, идущая на нагрев и перегрев водяного пара $Q_{\text{пер.в.п}}$. Следовательно, для полезной тепловой мощности печи справедлива формула

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{нагр}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{реакц}} + Q_{\text{пер.в.п}}. \quad (3.94)$$

Для печи, в которой осуществляются нагрев и частичное испарение сырья, полезная тепловая нагрузка, или, как ее чаще называют, полезная тепловая мощность печи, $Q_{\text{пол}}$, кДж/ч, рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{пол}} = G_{\text{с}} \left[e i_{\text{вых}}^{\text{п}} + (1-e) i_{\text{вых}}^{\text{ж}} - i_{\text{вх}}^{\text{ж}} \right], \quad (3.95)$$

где $G_{\text{с}}$ — производительность печи по сырью, кг/ч; e — доля отгона сырья на выходе из печи; $i_{\text{вых}}^{\text{п}}$, $i_{\text{вых}}^{\text{ж}}$, $i_{\text{вх}}^{\text{ж}}$ — соответственно энтальпия пара и жидкости на выходе из печи и энтальпия жидкости (сырья) на входе в печь, кДж/кг (табл. 3.68, 3.69).

Энтальпия нефтяных жидкостей, кДж/кг. Энтальпию продуктов сгорания можно определить на основе правила аддитивности:

$$I_t = \sum m_i C p_i t_i, \quad (3.96)$$

или

$$I_t = (m_{\text{CO}_2} Cp_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} Cp_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{N}_2} Cp_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} Cp_{\text{O}_2} + m_{\text{SO}_2} Cp_{\text{SO}_2}) t, \quad (3.97)$$

где $Cp_{\text{CO}_2}, Cp_{\text{H}_2\text{O}}, Cp_{\text{N}_2}, Cp_{\text{O}_2}, Cp_{\text{SO}_2}$ — значения средней удельной теплоемкости при постоянном давлении соответствующих газов в пределах температур от 0 °С до t , кДж/(кг·К).

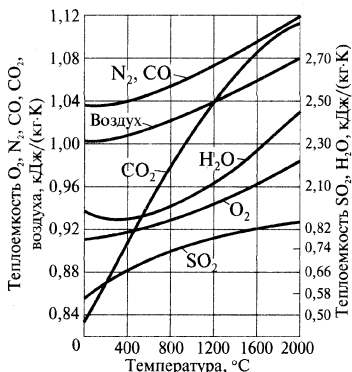


Рис. 3.17. Температурные зависимости средних теплоемкостей газов

На рис. 3.17 приведены данные по теплоемкости отдельных компонентов продуктов сгорания топлива.

Таблица 3.68. Энтальпия нефтяной жидкости, кДж/кг, в зависимости от температуры и относительной плотности

| T, К | Относительная плотность при 288 К | | | | | | | |
|------|-----------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 0,65 | 0,70 | 0,75 | 0,80 | 0,85 | 0,90 | 0,95 | 1,00 |
| 273 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| 283 | 21,14 | 20,39 | 19,68 | 19,05 | 18,51 | 17,96 | 17,50 | 17,04 |
| 293 | 42,66 | 41,16 | 39,77 | 38,48 | 37,35 | 36,40 | 35,30 | 34,42 |
| 303 | 64,67 | 62,34 | 60,21 | 58,28 | 56,56 | 54,93 | 53,51 | 52,15 |
| 313 | 87,09 | 83,90 | 81,06 | 78,50 | 76,16 | 74,02 | 72,01 | 70,20 |
| 323 | 109,90 | 105,93 | 102,33 | 99,06 | 96,09 | 93,41 | 90,81 | 88,61 |
| 333 | 133,14 | 128,28 | 123,97 | 119,99 | 116,44 | 113,17 | 110,11 | 107,34 |
| 343 | 156,80 | 151,10 | 145,99 | 141,35 | 137,12 | 133,27 | 129,67 | 126,42 |
| 353 | 180,91 | 174,30 | 168,52 | 163,12 | 158,18 | 153,78 | 149,68 | 145,84 |
| 363 | 205,36 | 197,95 | 191,21 | 185,14 | 179,57 | 174,59 | 169,94 | 165,59 |

Продолжение табл. 3.68

| T, K | Относительная плотность при 288 K | | | | | | | |
|------|-----------------------------------|--------|---------|---------|---------|--------|--------|--------|
| | 0,65 | 0,70 | 0,75 | 0,80 | 0,85 | 0,90 | 0,95 | 1,00 |
| 373 | 230,32 | 221,94 | 214,41 | 207,58 | 201,43 | 195,69 | 190,50 | 185,69 |
| 383 | 255,66 | 246,35 | 237,98 | 230,48 | 223,53 | 217,25 | 211,43 | 206,95 |
| 393 | 281,40 | 271,18 | 261,97 | 253,64 | 246,06 | 239,15 | 232,74 | 226,89 |
| 403 | 307,60 | 296,43 | 286,38 | 277,29 | 269,00 | 261,42 | 254,43 | 248,01 |
| 413 | 334,23 | 322,05 | 311,12 | 301,24 | 292,28 | 284,03 | 276,45 | 269,44 |
| 423 | 358,81 | 348,09 | 336,28 | 325,61 | 315,89 | 307,02 | 298,81 | 291,25 |
| 433 | 388,70 | 374,55 | 361,87 | 350,35 | 339,88 | 330,34 | 321,50 | 313,35 |
| 443 | 416,59 | 401,43 | 387,82 | 375,51 | 364,29 | 353,99 | 344,57 | 335,84 |
| 453 | 444,85 | 428,69 | 414,12 | 401,01 | 389,00 | 378,03 | 367,98 | 358,65 |
| 463 | 473,57 | 456,36 | 440,87 | 426,89 | 414,16 | 402,44 | 391,72 | 381,80 |
| 473 | 502,71 | 484,41 | 467,96 | 453,14 | 439,61 | 427,26 | 415,79 | 405,28 |
| 483 | 523,27 | 512,84 | 495,44 | 479,70 | 465,38 | 452,32 | 440,18 | 429,05 |
| 493 | 562,25 | 541,73 | 523,32 | 506,70 | 491,59 | 477,77 | 464,96 | 453,21 |
| 503 | 592,85 | 571,00 | 551,70 | 534,19 | 518,24 | 503,67 | 490,19 | 477,78 |
| 513 | 623,25 | 600,76 | 580,37 | 561,95 | 545,21 | 529,80 | 515,65 | 502,62 |
| 523 | 654,82 | 630,83 | 609,43 | 589,92 | 572,50 | 556,55 | 541,52 | 527,80 |
| 533 | | | 638,95 | 618,64 | 600,18 | 583,35 | 567,69 | 553,32 |
| 543 | | | 668,80 | 647,57 | 628,23 | 610,60 | 594,65 | 579,18 |
| 553 | | | 699,03 | 676,84 | 656,66 | 638,19 | 621,11 | 605,38 |
| 563 | | | 729,68 | 706,52 | 785,46 | 666,20 | 648,33 | 631,91 |
| 573 | | | 760,74 | 736,58 | 714,60 | 693,67 | 675,92 | 658,79 |
| 583 | | | 792,14 | 766,98 | 744,12 | 723,23 | 703,80 | 686,01 |
| 593 | | | 824,00 | 797,84 | 774,06 | 752,33 | 732,15 | 713,61 |
| 603 | | | 856,20 | 828,99 | 804,24 | 781,63 | 760,70 | 741,50 |
| 613 | | | 888,86 | 860,51 | 834,85 | 810,15 | 789,71 | 769,74 |
| 623 | | | 921,93 | 892,50 | 865,87 | 841,46 | 818,98 | 798,27 |
| 633 | | | 955,01 | 924,82 | 897,23 | 872,03 | 848,66 | 827,18 |
| 643 | | | 988,92 | 957,52 | 928,97 | 902,88 | 878,64 | 856,43 |
| 653 | | | 1023,25 | 990,64 | 961,08 | 934,08 | 909,00 | 886,02 |
| 663 | | | 1058,00 | 1024,05 | 993,53 | 965,64 | 939,73 | 915,95 |
| 673 | | | 1092,76 | 1057,92 | 1026,39 | 997,55 | 970,79 | 946,22 |

Окончание табл. 3.68

| T, К | Относительная плотность при 288 К | | | | | | | |
|------|-----------------------------------|------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 0,65 | 0,70 | 0,75 | 0,80 | 0,85 | 0,90 | 0,95 | 1,00 |
| 683 | | | 1127,92 | 1093,55 | 1059,51 | 1029,66 | 1002,19 | 976,83 |
| 693 | | | 1161,64 | 1127,25 | 1093,01 | 1063,07 | 1033,55 | 1007,76 |
| 703 | | | 1199,77 | 1162,26 | 1126,96 | 1096,10 | 1065,62 | 1034,04 |
| 713 | | | 1236,28 | 1197,63 | 1161,25 | 1129,43 | 1098,07 | 1070,65 |
| 723 | | | 1273,21 | 1233,39 | 1195,92 | 1163,18 | 1130,86 | 1102,64 |
| 733 | | | 1310,51 | 1269,52 | 1210,96 | 1197,26 | 1163,97 | 1134,92 |
| 743 | | | 1348,19 | 1306,07 | 1266,34 | 1231,67 | 1199,94 | 1167,57 |
| 753 | | | 1386,25 | 1342,96 | 1302,14 | 1266,47 | 1231,30 | 1198,30 |
| 763 | | | 1424,77 | 1380,22 | 1338,27 | 1301,63 | 1265,46 | 1233,89 |
| 773 | | | 1463,62 | 1417,86 | 1374,78 | 1337,14 | 1300,00 | 1267,55 |
| 783 | | | 1502,89 | 1455,92 | 1411,66 | 1372,98 | 1334,84 | 1301,55 |
| 793 | | | 1542,54 | 1494,31 | 1448,88 | 1409,19 | 1370,09 | 1335,88 |
| 803 | | | 1582,57 | 1533,08 | 1494,02 | 1445,79 | 1405,63 | 1370,55 |

Таблица 3.69. Энтальпия нефтяных паров, кДж/кг, в зависимости от температуры и относительной плотности

| T, К | Относительная плотность при 288 К | | | | | | | |
|------|-----------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 0,65 | 0,70 | 0,75 | 0,80 | 0,85 | 0,90 | 0,95 | 1,00 |
| 323 | 476,00 | 464,23 | 452,47 | 440,70 | 428,85 | 417,26 | 405,49 | 393,77 |
| 333 | 493,33 | 481,36 | 469,34 | 457,32 | 445,22 | 433,33 | 421,32 | 409,34 |
| 343 | 511,13 | 498,86 | 486,59 | 474,28 | 461,80 | 449,66 | 437,52 | 424,96 |
| 353 | 529,34 | 516,78 | 504,22 | 491,66 | 478,97 | 466,41 | 453,85 | 441,71 |
| 363 | 547,89 | 535,07 | 522,26 | 509,49 | 496,56 | 483,99 | 471,02 | 458,04 |
| 373 | 566,85 | 553,79 | 540,64 | 527,54 | 514,14 | 501,16 | 488,18 | 475,20 |
| 383 | 586,24 | 572,84 | 559,44 | 546,00 | 532,56 | 519,16 | 505,77 | 492,37 |
| 393 | 606,00 | 592,35 | 578,57 | 564,88 | 550,98 | 537,59 | 523,77 | 510,79 |
| 403 | 626,14 | 612,15 | 598,13 | 584,14 | 570,03 | 556,01 | 542,19 | 527,96 |
| 413 | 646,65 | 632,37 | 618,06 | 603,74 | 589,33 | 575,27 | 560,61 | 546,38 |
| 423 | 667,59 | 653,02 | 638,36 | 623,75 | 609,01 | 594,53 | 579,87 | 565,22 |
| 433 | 688,90 | 674,03 | 659,04 | 644,10 | 629,07 | 614,20 | 599,13 | 584,48 |
| 443 | 710,58 | 695,43 | 680,10 | 664,86 | 649,50 | 634,30 | 618,81 | 603,74 |
| 453 | 732,73 | 717,20 | 701,54 | 685,92 | 670,27 | 654,81 | 639,32 | 623,42 |
| 463 | 755,75 | 739,35 | 723,35 | 707,44 | 691,41 | 675,62 | 659,84 | 643,93 |

Окончание табл. 3.69

| T, К | Относительная плотность при 288 К | | | | | | | |
|------|-----------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 0,65 | 0,70 | 0,75 | 0,80 | 0,85 | 0,90 | 0,95 | 1,00 |
| 473 | 778,12 | 761,91 | 745,58 | 729,30 | 712,93 | 696,81 | 680,35 | 664,45 |
| 483 | 801,40 | 784,86 | 768,15 | 751,53 | 734,83 | 718,41 | 701,71 | 684,96 |
| 493 | 825,09 | 808,18 | 791,14 | 774,18 | 757,10 | 740,35 | 723,06 | 706,73 |
| 503 | 849,17 | 831,88 | 814,46 | 797,13 | 779,62 | 762,50 | 744,83 | 726,83 |
| 513 | 873,62 | 855,95 | 838,20 | 820,53 | 802,69 | 785,15 | 767,44 | 749,86 |
| 523 | 898,44 | 880,44 | 862,31 | 844,27 | 826,06 | 808,14 | 790,05 | 772,05 |
| 533 | 923,69 | 905,31 | 886,81 | 868,34 | 850,21 | 831,50 | 813,08 | 794,66 |
| 543 | 949,36 | 930,52 | 911,63 | 892,84 | 873,91 | 855,20 | 836,10 | 817,68 |
| 553 | 975,36 | 956,22 | 936,88 | 917,70 | 896,44 | 879,27 | 860,01 | 840,71 |
| 563 | 1001,76 | 982,22 | 962,50 | 942,95 | 923,19 | 903,72 | 884,04 | 864,57 |
| 573 | 1028,61 | 1008,64 | 988,50 | 968,53 | 948,39 | 928,51 | 908,45 | 888,44 |
| 583 | 1055,78 | 1035,44 | 1014,88 | 994,53 | 973,97 | 953,67 | 933,20 | 912,72 |
| 593 | 1084,05 | 1063,24 | 1041,68 | 1021,49 | 1000,52 | 979,80 | 958,06 | 938,26 |
| 603 | 1111,39 | 1092,29 | 1068,81 | 1047,62 | 1026,39 | 1005,12 | 983,77 | 962,54 |
| 613 | 1139,77 | 1118,17 | 1096,31 | 1074,71 | 1052,90 | 1031,08 | 1009,61 | 987,67 |
| 623 | 1168,54 | 1146,51 | 1124,24 | 1102,22 | 1079,94 | 1057,96 | 1035,81 | 1014,88 |
| 633 | 1197,72 | 1175,24 | 1152,50 | 1130,06 | 1107,37 | 1084,97 | 1062,36 | 1039,83 |
| 643 | 1227,28 | 1204,38 | 1181,18 | 1158,28 | 1135,17 | 1112,31 | 1089,24 | 1066,29 |
| 653 | 1257,21 | 1233,85 | 1210,24 | 1186,87 | 1163,30 | 1140,02 | 1116,49 | 1093,09 |
| 663 | 1287,57 | 1263,74 | 1239,67 | 1215,89 | 1191,86 | 1168,08 | 1144,13 | 1120,22 |
| 673 | 1318,30 | 1294,01 | 1269,48 | 1245,24 | 1220,75 | 1196,50 | 1172,97 | 1147,77 |
| 683 | 1349,41 | 1324,70 | 1299,67 | 1274,96 | 1250,01 | 1225,31 | 1200,40 | 1175,61 |
| 693 | 1381,77 | 1356,56 | 1331,03 | 1305,36 | 1280,37 | 1255,20 | 1229,79 | 1204,54 |
| 703 | 1412,84 | 1387,17 | 1361,17 | 1335,55 | 1309,63 | 1283,97 | 1258,13 | 1232,35 |
| 713 | 1445,16 | 1418,99 | 1392,49 | 1366,36 | 1339,98 | 1313,86 | 1287,53 | 1261,27 |
| 723 | 1477,86 | 1451,19 | 1424,22 | 1397,60 | 1370,72 | 1344,05 | 1317,29 | 1290,54 |
| 733 | 1510,93 | 1483,80 | 1456,30 | 1429,20 | 1401,82 | 1372,89 | 1345,60 | 1318,51 |
| 743 | 1544,39 | 1516,79 | 1488,74 | 1461,19 | 1433,31 | 1405,68 | 1377,37 | 1350,12 |
| 753 | 1578,26 | 1550,10 | 1521,61 | 1493,51 | 1465,13 | 1436,99 | 1408,69 | 1380,43 |
| 763 | 1612,55 | 1583,91 | 1554,85 | 1526,26 | 1496,91 | 1468,69 | 1439,84 | 1411,12 |
| 773 | 1647,21 | 1618,03 | 1588,47 | 1559,37 | 1529,94 | 1500,76 | 1471,41 | 1442,14 |
| 783 | 1682,26 | 1652,57 | 1622,43 | 1592,83 | 1567,45 | 1533,16 | 1503,27 | 1473,50 |
| 793 | 1717,68 | 1687,45 | 1656,80 | 1626,66 | 1595,71 | 1565,95 | 1535,55 | 1505,00 |
| 803 | 1753,52 | 1722,78 | 1691,55 | 1660,90 | 1629,88 | 1599,11 | 1568,12 | 1537,27 |
| 813 | 1782,11 | 1753,85 | 1722,49 | 1695,49 | 1663,92 | 1632,60 | 1592,74 | 1569,71 |
| 823 | 1826,37 | 1794,50 | 1765,22 | 1730,44 | 1698,33 | 1666,47 | 1637,79 | 1602,46 |

КПД печи определяется по формуле

$$\eta_{\text{п}} = 1 - q_{\text{пот}} - q_{\text{yx}}, \quad (3.98)$$

где $q_{\text{пот}}$ — потери теплоты в окружающую среду, обычно составляют $(0,05-0,07) Q_{\text{p}}^{\text{н}}$; q_{yx} — потери теплоты с уходящими из печи дымовыми газами, температура которых t_{yx} принимается на $100-150^{\circ}\text{C}$ выше температуры сырья на входе в печь, причем

$$q_{\text{yx}} = \frac{(m_{\text{CO}_2} C_{p\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} C_{p\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{SO}_2} C_{p\text{SO}_2} + m_{\text{N}_2} C_{p\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} C_{p\text{O}_2}) t_{\text{yx}}}{Q_{\text{p}}^{\text{н}}}. \quad (3.99)$$

Часовой расход топлива, кг/ч,

$$B = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{p}}^{\text{н}} \eta_{\text{п}}}. \quad (3.100)$$

Алгоритм расчета радиантной камеры.

1. Принять температуру дымовых газов, $t_{\text{п}}$, $^{\circ}\text{C}$, покидающих топку, в соответствии с назначением печи:

$$T_{\text{п}} = t_{\text{п}} + 273 \text{ K}. \quad (3.101)$$

2. Определить максимальную расчетную температуру горения T_{max} , K,

$$T_{\text{max}} = T_0 + \frac{Q_{\text{p}}^{\text{н}} \eta_{\text{T}}}{G_{\text{п.с}} C_{p\text{T}}}, \quad (3.102)$$

где $C_{p\text{T}}$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива при $t_{\text{п}}$, кДж/(кг·K);

$$G_{\text{п.с}} C_{p\text{m}} = m_{\text{CO}_2} C_{p\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} C_{p\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{SO}_2} C_{p\text{SO}_2} + m_{\text{N}_2} C_{p\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} C_{p\text{O}_2}. \quad (3.103)$$

3. Вычислить количество теплоты Q_{p} , кДж/ч, воспринимаемое сырьем в радиантных трубах:

$$Q_{\text{p}} = B (Q_{\text{p}}^{\text{н}} \eta_{\text{T}} - I_{t_{\text{п}}}), \quad (3.104)$$

где $I_{t_{\text{п}}}$ — энтальпия продуктов сгорания при температуре дымовых газов, покидающих топку, кДж/кг.

4. Подсчитать количество теплоты $Q_{\text{к}}$, кДж/ч, передаваемое сырью в камере конвекции:

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{p}}. \quad (3.105)$$

5. Определить площадь H_s , м², эквивалентной абсолютно черной поверхности по формуле

$$H_s = \frac{Q_{\text{полн}}}{q_s} = \frac{BQ_p \eta_T}{q_s}.$$

Для нахождения теплонапряженности абсолютно черной поверхности q_s необходимо располагать температурами T_p , T_{max} и $T_{\text{ст}}$ и воспользоваться зависимостями, представленными на рис. 3.18.

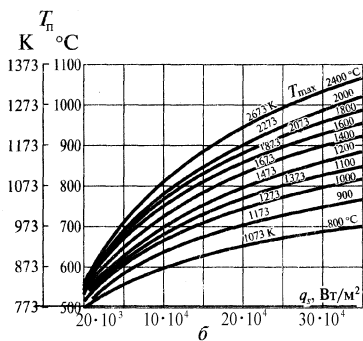
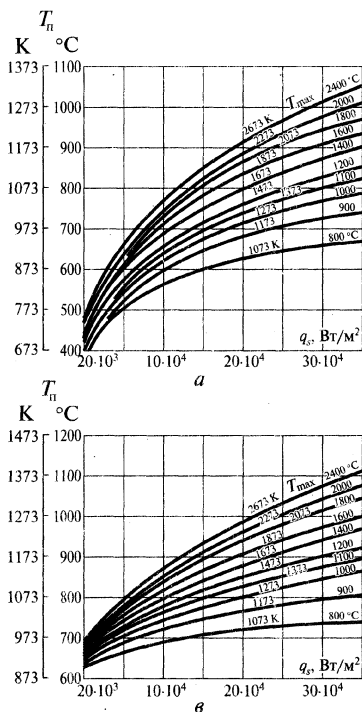


Рис. 3.18. График для определения параметра q_s :
 $a - T_{\text{ст}} = 200^\circ\text{C}$; $б - 400^\circ\text{C}$;
 $в - 600^\circ\text{C}$

6. Определить температуру стенки экрана $T_{\text{ст}}$, используя уравнение

$$Q_k = G_c (i_{t_k}^* - i_{t_{\text{вх}}}^*), \quad (3.106)$$

где $i_{t_k}^*$ — энтальпия сырья, покидающего трубы камеры конвекции, кДж/кг.

По найденному значению энтальпии сырья $i_{t_k}^*$ определяют температуру сырья T_k (табл. 3.68).

7. Рассчитать температуру наружной поверхности труб $T_{ст}$, К, по уравнению

$$T_{ст} = \frac{T_k + T_{вых}}{2} + \Delta, \quad (3.107)$$

где $T_{вых}$ — температура сырья на выходе из печи, К; $\Delta = 20-120$ — повышение температуры труб за счет загрязнений.

8. Задать степень экранирования кладки φ . Для современных печей $\varphi = 0,3-0,5$.

9. Определить эквивалентную лучевоспринимающую поверхность $H_{л}$, м², используя графики на рис. 3.19:

$$H_{л} = \frac{H_s}{\left[\frac{H_s}{H_{л}} \right]}. \quad (3.108)$$

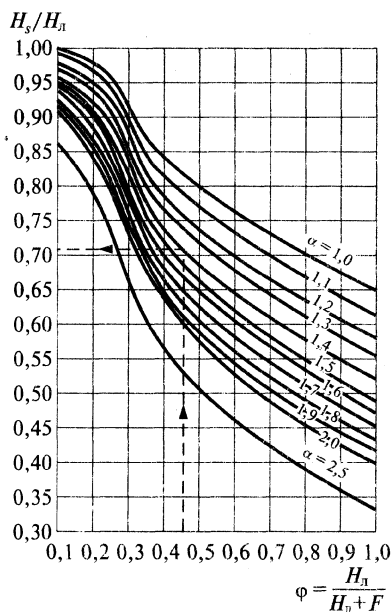


Рис. 3.19. Графики для определения $H_s / H_{л}$

В связи с тем что трубы по периметру неравномерно обогреваются дымовыми газами и не полностью воспринимают теплоту в топке, в расчете вводится понятие эквивалентной лучевоспринимающей поверхности $H_{\text{л}}$, под которой понимают поверхность, воспринимающую столько же теплоты, сколько и фактическая поверхность экрана.

10. Определить площадь экранированной плоской поверхности, заменяющей трубы, используя график Хоттеля (рис. 3.20):

$$H = \frac{H_{\text{л}}}{K}, \quad (3.109)$$

где K – фактор формы, показывающий, какая доля теплоты поглощается фактическими трубами от того количества теплоты, которое в тех же условиях поглощала бы полностью экранированная поверхность.

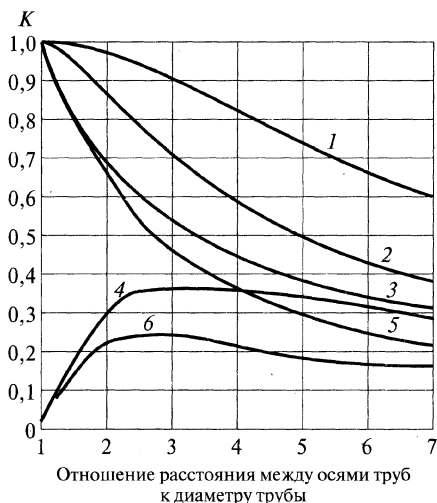


Рис. 3.20. График Хоттеля для определения фактора формы K :
1 – общее количество теплоты, передаваемое двум рядам труб. Существуют два ряда труб; 2 – общее количество теплоты, передаваемое первому ряду труб. Существует только один ряд труб; 3 – общее количество теплоты, прямое и отраженное, передаваемое первому ряду; 4 – общее количество теплоты, прямое и отраженное, передаваемое второму ряду труб; 5 – прямая радиация первому ряду труб; 6 – прямая радиация второму ряду труб

Как следует из рис. 3.20, фактор формы зависит от расстояния между осями труб, их диаметра и числа рядов.

11. Определить ширину экрана h , м, принимая длину трубы $l_{\text{тр}}$ и вычисляя ту ее часть $l_{\text{пол}}$, которая непосредственно омывается дымовыми газами:

$$l_{\text{пол}} = l_{\text{тр}} - 0,5 \text{ м}; \quad (3.110)$$

$$h = \frac{H}{l_{\text{пол}}}. \quad (3.111)$$

12. Принять конструкцию печи и рассчитать число труб в радиантной камере:

$$n_p = \frac{h-d}{t} + 1, \quad (3.112)$$

где d – наружный диаметр трубы, м; $t = (1,5-2)d$ – расстояние между осями труб (шаг).

13. Вычислить площадь поверхности радиантных труб:

$$H_p = \pi d l_{\text{пол}} n_p. \quad (3.113)$$

14. Определить общую площадь поверхности кладки с учетом фактических размеров радиантной камеры:

$$\Sigma F = F_{\text{ст}} + F_o, \quad (3.114)$$

где $F_{\text{ст}}$ – площадь всех стен, м^2 ; F_o – площадь пола и свода, м^2 .

15. Определить действительную площадь экранированной кладки H (после расчета числа труб и размещения их в камере радиации).

16. Подсчитать уточненную эквивалентную лучевоспринимающую поверхность:

$$H_{\text{л}} = KH. \quad (3.115)$$

17. Вычислить степень экранирования кладки:

$$\varphi = \frac{H_{\text{л}}}{\Sigma F}. \quad (3.116)$$

Если расчетная величина φ не соответствует принятой ранее, то расчет повторяют, задавшись новым значением φ .

18. Вычислить коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от продуктов сгорания к радиантным трубам α_k по формуле (3.48) или по графику на рис. 3.21.

19. Определить температурную поправку теплопередачи в топке:

$$\Delta T = \frac{\alpha_k H_p (T_{\text{max}} - T_{\text{ст}}) - C_s H_s T_{\text{ст}}^4 10^{-8}}{BG_{\text{п.с}} Cp_T + \alpha_k H_p}, \quad (3.117)$$

характеризующую превышение предельной теплопередачи конвекцией над обратным излучением экрана ($\Delta T > 0$) или наоборот

($\Delta T < 0$); $T_{\text{ст}}$ — средняя температура экрана, К; C_s — постоянная излучения абсолютно черного тела.

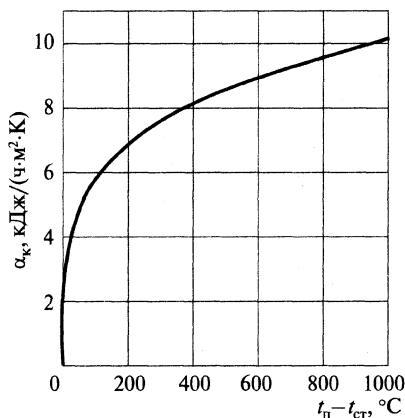


Рис. 3.21. График для определения коэффициента теплоотдачи свободной конвекцией

20. Вычислить аргумент излучения x по формуле

$$x = \frac{10H_s C_s}{BG_{\text{п.с}} Cp_T + \alpha_k H_p} \left(\frac{T_{\text{max}} - \Delta T}{1000} \right)^3. \quad (3.118)$$

21. Найти характеристику излучения β_s , пользуясь графиком на рис. 3.22, по значению аргумента излучения.

22. Определить температуру продуктов сгорания на выходе из топки по уравнению

$$T_{\text{п}} = \beta_s (T_{\text{max}} - \Delta T). \quad (3.119)$$

Если полученная по (3.119) температура дымовых газов, покидающих топку, значительно отличается от принятой ранее, следует произвести перерасчет.

23. Определить коэффициент прямой отдачи μ — отношение количества теплоты, воспринимаемого радиантными трубами, к количеству теплоты, выделенному при сжигании топлива:

$$\mu = \frac{Q_p}{Q_{\text{полн}}} = \frac{T_{\text{max}} - T_{\text{п}}}{T_{\text{max}} - T_0}. \quad (3.120)$$

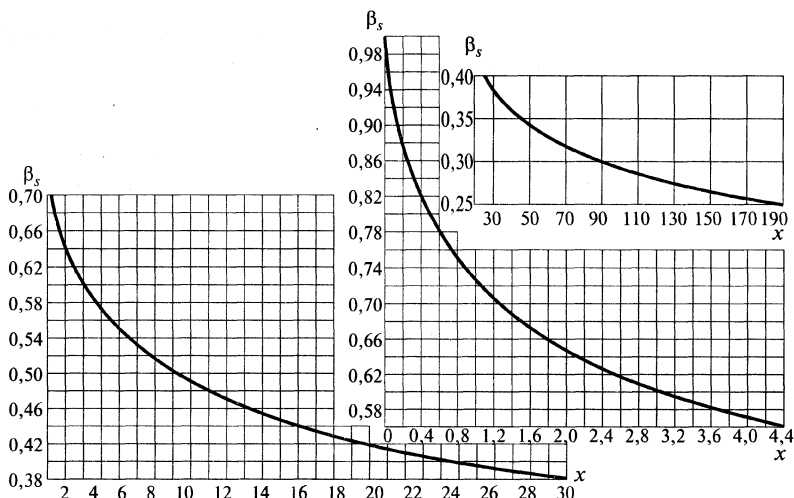


Рис. 3.22. Зависимость характеристики излучения β_s от аргумента излучения x

- 24.** Уточнить количество теплоты, кДж/ч, полученное радиантными трубами:

$$Q_p = \mu B Q_p^n \eta_T. \quad (3.121)$$

- 25.** Рассчитать тепловую напряженность радиантных труб, кДж/(м²·ч):

$$q_p = \frac{Q_p}{H_p}. \quad (3.122)$$

Расчет камеры конвекции. Передача теплоты в камере конвекции осуществляется в основном конвекцией и незначительно радиацией от раскаленных дымовых газов.

Целью расчета конвекционной печи является определение площади поверхности нагрева труб H_k , м², которая рассчитывается из основного уравнения теплопередачи:

$$H_k = \frac{Q_k}{K \Delta t_{cp}}, \quad (3.123)$$

где Q_k — количество теплоты, передаваемое сырью в конвекционных трубах, кДж/ч; K — коэффициент теплопередачи, кДж/(ч·м²·К); Δt_{cp} — средний температурный напор.

При проектировании выбор размеров и конструкции камеры конвекции должен обеспечить передачу заданного количества теплоты при минимальной площади поверхности нагрева.

Теплоотдача в камере конвекции зависит от скорости движения теплообменивающихся сред, их температуры, а также от компоновки пучка труб. Например, при расположении труб в шахматном порядке теплоотдача выше, чем при коридорном, так как при этом возрастает скорость движения дымовых газов. Коэффициент теплопередачи конвекцией возрастает при уменьшении шага между трубами и обратно пропорционален диаметру труб, поэтому в камере конвекции целесообразно устанавливать трубы меньшего диаметра, чем в камере радиации. Более эффективным в камере конвекции является поперечное обтекание труб дымовыми газами.

Площадь поверхности труб в камере конвекции зависит от принятого значения температуры отходящих дымовых газов. Так, с понижением температуры дымовых газов снижается средняя разность температур и возрастает площадь поверхности нагрева. Однако повышение температуры отходящих дымовых газов приводит к снижению КПД печи. Оптимальной считается температура дымовых газов на 150–200 °С выше температуры поступающего сырья.

Алгоритм расчета камеры конвекции.

1. Определить тепловую нагрузку камеры конвекции Q_k по формуле (3.105).
2. Рассчитать температуру сырья на выходе из труб конвекции по формуле (3.106).
3. Определить средний температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$, °С, с учетом того, что в камере конвекции сырье в трубах и дымовые газы движутся противоток (индекс противоточности равен единице):

$$t_{\text{п}} \xrightarrow{\text{Дымовые газы}} t_{\text{yx}}; \Delta t_6 = t_{\text{п}} - t_{\text{к}},$$

$$t_{\text{к}} \xleftarrow{\text{Сырье}} t_{\text{вх}}; \Delta t_{\text{м}} = t_{\text{yx}} - t_{\text{вх}},$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (3.124)$$

где $t_{\text{п}}$ и t_{yx} — температуры дымовых газов, соответственно покидающих топку и на выходе из печи, °C; $t_{\text{вх}}$ — температура сырья на входе в печь, °C.

4. Принять температуру наружной поверхности трубы на $\Delta = 20-100$ °C больше средней температуры сырья, т.е

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{к}}}{2} + \Delta. \quad (3.125)$$

5. Определить коэффициент теплопередачи:

$$K = 1,1(\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}), \quad (3.126)$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий передачу теплоты радиацией от кладки; $\alpha_{\text{к}}$ и $\alpha_{\text{л}}$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно конвекцией (вынужденной) и излучением от дымовых газов к конвекционным трубам, Вт/(м²·К).

6. Вычислить коэффициент теплоотдачи излучением по формуле Нельсона:

$$\alpha_{\text{л}} = 0,0256t_{\text{ср}} - 2,33, \quad (3.127)$$

где $t_{\text{ср}}$ — средняя температура дымовых газов, °C, равная

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{yx}}}{2,3 \lg \frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{yx}}}}. \quad (3.128)$$

7. Подсчитать массовую скорость движения дымовых газов V , кг/(м²·с):

$$V = \frac{G'_{\text{п.с}}}{f}, \quad (3.129)$$

где $G'_{\text{п.с}}$ — секундный расход дымовых газов, кг/с; f — живое сечение камеры конвекции, м². Для определения живого сечения камеры конвекции задаются расстоянием между осями труб S_1 , м, по горизонтали и числом труб в одном горизонтальном ряду n_1 :

$$f = (a_{\text{к}} - n_1 d_{\text{н}}) l_{\text{пол}}, \quad (3.130)$$

где

$$a_{\text{к}} = (n_1 - 1) S_1 + 0,05 + d_{\text{н}} - \quad (3.131)$$

ширина камеры конвекции;

$$S_1 = (1,7 - 2,0) d_{\text{н}}; d_{\text{н}} - \text{наружный диаметр трубы, м.}$$

8. Определить коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к трубам, расположенным в шахматном порядке:

$$\alpha_k = 0,35 E \frac{U^{0,6}}{d_H^{0,4}}, \quad (3.132)$$

где E — коэффициент, зависящий от средней температуры дымовых газов и определяемый по графику на рис. 3.23.

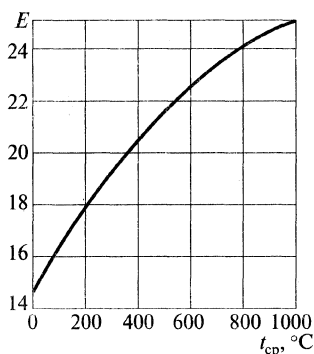


Рис. 3.23. График для определения коэффициента E при шахматном расположении труб

9. Вычислить необходимую площадь поверхности нагрева конвекционных труб:

$$H_k = \frac{Q_k}{K \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (3.133)$$

10. Рассчитать число труб в камере конвекции по формуле

$$n_k = \frac{H_k}{\pi d l_{\text{пол}}}. \quad (3.134)$$

11. Определить теплонапряженность конвекционных труб:

$$q_k = \frac{Q_k}{H_k}. \quad (3.135)$$

Значение q_k должно находиться в допустимых пределах, определяемых температурным режимом технологической печи.

Расчет трубчатой двухкамерной печи для нагрева сырья рассмотрим на примере 3.10.

Пример 3.10. Рассчитать печь для нагрева мазута.

Исходные данные. Производительность печи по мазуту $G_c = 50000$ кг/ч, температура сырья на входе $t_{\text{вх}} = 280$ °C, на выходе из

печи $t_{\text{вых}} = 450^\circ\text{C}$. Давление на выходе из печи $P_{\text{вых}} = 0,015$ МПа. Топливо — мазут. В печи предусмотрен пароперегреватель, давление пара $P_{\text{пар}} = 0,6$ МПа, $\tau_{\text{вх}} = 158,8^\circ\text{C}$, $\tau_{\text{вых}} = 500^\circ\text{C}$. Количество перегреваемого пара $Z = 2000$ кг/ч.

Расчет процессов горения. Принимаем в качестве топлива и сырья малосернистый мазут следующего элементного состава:

$$C = 84,6; H = 11,7; O = N = 0,3; S = 0,3; A = 0,1; W = 3,0,$$

где W — содержание влаги в топливе.

Расчетную низшую теплоту сгорания топлива определяем по (3.54):

$$\begin{aligned} Q_p^H &= 339C + 1030H + 109(S - O) - 25W = \\ &= 339 \cdot 84,6 + 1030 \cdot 11,7 + 109(0,3 - 0,3) - 25 \cdot 3,0 = 40655,4 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива, рассчитываем по (3.55):

$$\begin{aligned} L_o &= 0,115C + 0,345H + 0,043(S - O) = \\ &= 0,115 \cdot 84,6 + 0,345 \cdot 11,7 + 0,043(0,3 - 0,3) = 13,7655 \text{ кг/кг.} \end{aligned}$$

Теоретически необходимый объем воздуха при нормальных условиях (0°C и 760 мм рт. ст.) дает формула (3.56):

$$\begin{aligned} V_o &= 0,089C + 0,267H + 0,033(S - O) = 0,089 \cdot 84,6 + \\ &+ 0,267 \cdot 11,7 + 0,033(0,3 - 0,3) = 10,6533 \text{ м}^3/\text{кг.} \end{aligned}$$

Для обеспечения полноты сгорания топлива в топку подается избыток воздуха. Коэффициент избытка воздуха для жидкого топлива выбирается в диапазоне $\alpha = 1,2 - 1,4$. Принимаем $\alpha = 1,25$ и вычисляем действительный расход воздуха по формулам (3.57), (3.58):

$$L = \alpha L_o = 1,25 \cdot 13,7655 = 17,2069 \text{ кг/кг;}$$

$$V = \alpha V_o = 1,25 \cdot 10,6533 = 13,3166 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Количество продуктов сгорания, образующихся при сгорании 1 кг жидкого топлива, найдем по (3.59):

$$\begin{aligned} G_{\text{п.с}} &= 1 + \alpha L_o + W_{\text{ф}} = 1 + 17,2069 + 0,5 = 18,7069 \text{ кг/кг} = \\ &= 18,71 \text{ кг/кг,} \end{aligned}$$

где $W_{\phi} = 0,3-0,6$ кг/кг – расход форсуночного пара, подаваемого на распыление топлива, кг/кг; принимаем $W_{\phi} = 0,5$ кг/кг.

Состав продуктов сгорания в расчете на 1 кг топлива (при известном элементарном составе) при полном его сгорании по (3.60)–(3.64):

$$m_{\text{CO}_2} = 0,03667C = 0,03667 \cdot 84,6 = 3,1029 \text{ кг/кг};$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09H + 0,01W + W_{\phi} = 0,09 \cdot 11,7 + 0,01 \cdot 3 + 0,5 = 1,583 \text{ кг/кг};$$

$$m_{\text{N}_2} = L_o \alpha 0,768 + 0,01N = 17,2069 \cdot 0,768 + 0,01 \cdot 0,3 = 13,2179 \text{ кг/кг};$$

$$m_{\text{O}_2} = L_o (\alpha - 1) 0,232 = 13,7655 (1,25 - 1) 0,232 = 0,7984 \text{ кг/кг};$$

$$m_{\text{SO}_2} = 0,02S = 0,02 \cdot 0,3 = 0,006 \text{ кг/кг}.$$

Общее количество продуктов сгорания определим по (3.65):

$$G_{\text{п.с}} = m_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} + m_{\text{SO}_2} = 3,1023 + 1,583 + 13,2179 + 0,7984 + 0,006 = 18,7076 = 18,71 \text{ кг/кг}.$$

Результаты расчета по (3.59) и (3.65) совпадают: $18,71 = 18,71$ кг/кг.

Поэлементные объемы продуктов сгорания ($\text{м}^3/\text{кг}$ топлива) при нормальных условиях вычисляем по (3.66)–(3.70):

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{m_{\text{CO}_2} \cdot 22,4}{M_{\text{CO}_2}} = \frac{3,1023 \cdot 22,4}{44,011} = 1,5790 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 22,4}{M_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{1,583 \cdot 22,4}{18,014} = 1,9684 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{m_{\text{SO}_2} \cdot 22,4}{M_{\text{SO}_2}} = \frac{0,006 \cdot 22,4}{64,066} = 0,0021 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{O}_2} = \frac{m_{\text{O}_2} \cdot 22,4}{M_{\text{O}_2}} = \frac{0,7984 \cdot 22,4}{31,997} = 0,5589 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{m_{\text{N}_2} \cdot 22,4}{M_{\text{N}_2}} = \frac{13,2179 \cdot 22,4}{28,013} = 10,5694 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Суммарный объем продуктов сгорания

$$V_{\text{п.с}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{SO}_2} = 1,5790 + 1,9684 + 0,0021 + 0,5589 + 10,5694 = 14,6768 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Плотность продуктов сгорания при нормальных условиях

$$\rho_o = \frac{G_{\text{п.с}}}{V_{\text{п.с}}} = \frac{18,73}{14,6768} = 1,28 \text{ кг/м}^3.$$

Полезная тепловая нагрузка печи с учетом перегрева пара рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{пол}} = G_c \left[e i_{\text{вых}}^{\text{п}} + (1-e) i_{\text{вых}}^{\text{ж}} - i_{\text{вх}}^{\text{ж}} \right] + Z (i_{\text{вых}}^{\text{пп}} - i_{\text{вх}}^{\text{нп}}).$$

где G_c — производительность печи по сырью, кг/ч; e — доля отгона сырья на выходе из печи; $i_{\text{вых}}^{\text{п}}$, $i_{\text{вых}}^{\text{ж}}$, $i_{\text{вх}}^{\text{ж}}$ — энтальпии соответственно пара и жидкости на выходе из печи и энтальпия жидкости (сырья) на входе в печь, кДж/кг; $i_{\text{вых}}^{\text{пп}}$, $i_{\text{вх}}^{\text{нп}}$ — энтальпии соответственно перегретого пара на выходе и входе в печь, кДж/кг.

Для определения $i_{\text{вых}}^{\text{ж}}$, $i_{\text{вх}}^{\text{ж}}$ необходимо знать значения относительных плотностей жидкой и газовой фракций.

Относительная плотность мазута (или любой другой прямогонной нефтяной фракции) зависит от состава нефти и при отсутствии точных данных может быть подсчитана лишь приближенно по температуре кипения или молекулярной массе фракции.

Молекулярная масса мазута лежит в пределах 250–420 кг/кмоль. Принимаем $M = 380$ кг/кмоль и определяем относительную плотность мазута

$$d_{\text{н}}^{20} = \frac{0,590M - 6,479}{0,693M + 7,581} = \frac{0,590 \cdot 380 - 6,479}{0,693 \cdot 380 + 7,581} = 0,81.$$

Энтальпия нефтяных жидкостей (табл. 3.68) при $d_{\text{н}}^{20} = 0,81$

$$i_{\text{вх}}^{\text{ж}} = 672,804 \text{ кДж/кг при } T_{\text{вх}} = 280 + 273 = 553 \text{ К};$$

$$i_{\text{вых}}^{\text{ж}} = 1225,896 \text{ кДж/кг при } T_{\text{вых}} = 450 + 273 = 723 \text{ К}.$$

Энтальпию насыщенного и перегретого пара определяем по таблицам насыщенного и перегретого пара при $P = 6$ кгс/см² (0,6 МПа):

$$i_{\text{вых}}^{\text{пп}} = 3483 \text{ кДж/кг, } i_{\text{вх}}^{\text{нп}} = 1757 \text{ кДж/кг, } i_{\text{вых}}^{\text{п}} = 1392,22 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда полезная тепловая нагрузка печи

$$Q_{\text{пол}} = 50000 [0,35 \cdot 1392,22 + (1 - 0,35) 1225,896 - 672,804] + 2000 [3483 - 1757] = 34017270 \text{ кДж/ч.}$$

Энтальпию продуктов сгорания найдем по (3.97):

$$I_t = (m_{\text{CO}_2} C_{p_{\text{CO}_2}} + m_{\text{H}_2\text{O}} C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} + m_{\text{N}_2} C_{p_{\text{N}_2}} + m_{\text{O}_2} C_{p_{\text{O}_2}} + m_{\text{SO}_2} C_{p_{\text{SO}_2}}) t = \\ = (3,1023 \cdot 1,0003 + 1,583 \cdot 1,9628 + 13,2449 \cdot 1,0614 + \\ + 0,7984 \cdot 0,9722 + 0,006 \cdot 0,716) 430 = 9051,06 \text{ кДж/кг сырья,}$$

где $C_{p_{\text{CO}_2}}^{0-430^\circ\text{C}} = 1,0003 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; $C_{p_{\text{H}_2\text{O}}}^{0-430^\circ\text{C}} = 1,9628 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$;
 $C_{p_{\text{N}_2}}^{0-430^\circ\text{C}} = 1,0614 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; $C_{p_{\text{O}_2}}^{0-430^\circ\text{C}} = 0,9722 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$;
 $C_{p_{\text{SO}_2}}^{0-430^\circ\text{C}} = 0,716 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$;

$$t_{\text{ух}} = t_{\text{сырья}} + 150^\circ\text{C} = 280 + 150 = 430^\circ\text{C} \quad (t_{\text{ух}} = t_{\text{вх.сырья}} + 100-150^\circ\text{C}).$$

Потери теплоты с уходящими из печи дымовыми газами вычислим по (3.99):

$$q_{\text{ух}} = \frac{I_t}{Q_{\text{п}}} = \frac{9051,06}{40655,4} = 0,223.$$

Принимаем $q_{\text{пот}} = 0,08$. Тогда по (3.98) КПД печи

$$\eta_{\text{п}} = 1 - 0,223 - 0,08 = 0,717.$$

Часовой расход топлива рассчитываем по (3.100):

$$B = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{п}} \eta_{\text{п}}} = \frac{34017270}{40655,4 \cdot 0,717} = 1166,98 \text{ кг/ч.}$$

Принимаем температуру дымовых газов, покидающих топку, в соответствии с назначением печи $t_{\text{п}} = 800^\circ\text{C} = 1073 \text{ К}$.

Определим среднюю теплоемкость продуктов сгорания при этой температуре по формуле (3.103):

$$C_{p_{\text{т}}} = \frac{m_{\text{CO}_2} C_{p_{\text{CO}_2}} + m_{\text{H}_2\text{O}} C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} + m_{\text{SO}_2} C_{p_{\text{SO}_2}} + m_{\text{N}_2} C_{p_{\text{N}_2}} + m_{\text{O}_2} C_{p_{\text{O}_2}}}{G_{\text{п.с}}} = \\ = \frac{3,1023 \cdot 1,0852 + 1,523 \cdot 2,0754 + 13,2449 \cdot 1,0974 + 0,7984 \cdot 1,0157 + 0,066 \cdot 0,712}{18,71} =$$

$$= 1,175 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)},$$

где теплоемкости компонентов взяты из графика на рис. 3.17.

Далее определяем:

- ♦ максимальную расчетную температуру горения по (3.102)

$$T_{\max} = T_o + \frac{Q_p^H \eta_m}{G_{\text{п.с}} C p_m} = (273 + 20) + \frac{40655,4 \cdot 0,95}{1,175 \cdot 18,71} = 2049,0 \text{ К};$$

- ♦ количество теплоты, воспринятое мазутом в радиантных трубах, по (3.104)

$$Q_p = (Q_p^H \eta_T - I_m) =$$

$$= 1098,36 (40655,4 \cdot 0,95 - 17606,2) = 23083606,0 \text{ кДж/ч},$$

где $I_m = C p_T G_{\text{п.с}} t_{\text{п}} = 1,175 \cdot 18,71 \cdot 800 = 17606,2 \text{ кДж/кг}$; η_T — КПД топки $\eta_T = 0,95$;

- ♦ количество теплоты, передаваемое мазуту в камере конвекции:

$$Q_k = Q_c - Q_p = 30565270 - 23083608 = 7481664 \text{ кДж/ч},$$

где $Q_c = G_c [e i_{\text{вых}}^{\text{п}} + (1 - e) i_{\text{вых}}^{\text{ж}} - i_{\text{вх}}^{\text{ж}}] = 30565270 \text{ кДж/ч}$;

- ♦ энтальпию продукта (мазута), покидающего камеру конвекции:

$$i_{\text{пк}}^{\text{ж}} = i_{\text{вх}}^{\text{ж}} + \frac{Q_k}{G_c} = 672,804 + \frac{7481664}{50000} = 822,44 \text{ кДж/кг},$$

которой соответствует температура продукта (мазута), покидающего камеру конвекции, $t_k = 603 \text{ К} = 330 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

- ♦ температуру наружной поверхности труб

$$T_{\text{ст}} = \frac{T_k + T_{\text{вых}}}{2} + \Delta,$$

где $T_{\text{вых}}$ — температура сырья на выходе из печи; $\Delta = 20\text{--}120 \text{ }^{\circ}\text{C}$ — превышение температуры труб за счет загрязнения; принимаем $\Delta = 30 \text{ К}$, тогда $T_{\text{ст}}$

$$T_{\text{ст}} = \frac{603 + 723}{2} + 30 = 663 + 30 = 693 \text{ К} = 420 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Определяем теплонапряженность абсолютно черной поверхности q_s по графику на рис. 3.18, располагая значениями $T_{\text{п}}$, T_{max} и $T_{\text{ст}}$ (t_{max} , $t_{\text{п}}$, $t_{\text{ст}}$):

- ♦ $q_s = 148,0 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ для $T_{\text{max}} = 2049 \text{ К}$, $t_{\text{max}} = 1776 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{п}} = 800 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{ст}} = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

♦ $q_s = 91,0 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ для $t_{\text{max}} = 1778^\circ\text{C}$; $t_{\text{п}} = 800^\circ\text{C}$ и $t_{\text{ст}} = 600^\circ\text{C}$.

Методом интерполяции найдем, что $q_s = 142,3 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 = 142,3 \cdot 10^3 \text{ Дж/(с·м}^2) = 142,3 \text{ кДж/(с·м}^2) = 512280 \text{ кДж/(м}^2\cdot\text{ч)}$ при $t_{\text{ст}} = 420^\circ\text{C}$.

Площадь эквивалентной абсолютно черной поверхности находится по (3.46):

$$H_s = \frac{Q_{\text{ном}}}{q_s} = \frac{BQ_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{т}}}{q_s} = \frac{1166,98 \cdot 40655,4 \cdot 0,95}{512280} = 88,0 \text{ м}^2.$$

Зададим степень экранирования кладки φ , которая для современных печей находится в пределах 0,3–0,8, а чаще в пределах 0,35–0,5. Принимаем $\varphi = 0,45$.

Эффективная лучевоспринимающая поверхность $H_{\text{л}}$, м^2 , определяется по (3.108):

$$H_{\text{л}} = \frac{H_s}{H_s / H_{\text{л}}},$$

где отношение $H_s/H_{\text{л}}$ находят в зависимости от φ по графику на рис. 3.19: для $\varphi = 0,45$, $\alpha = 1,25$ имеем $\alpha = 1,25 H_{\text{л}}/H_s \approx 0,75$. Тогда

$$H_{\text{л}} = \frac{88,0}{0,75} = 117 \text{ м}^2.$$

Определяем размер заэкранированной плоской поверхности, заменяющей трубы, по (3.109):

$$H = \frac{H_{\text{л}}}{K} = \frac{117}{0,87} = 134 \text{ м}^2,$$

где фактор формы $K = 0,87$ находится по графику на рис. 3.20 при однорядном экране и расстоянии между трубами $2d$.

Задаемся длиной радиантных труб $l_{\text{тр}} = 9 \text{ м}$.

Полезная длина труб $l_{\text{пол}}$, которая непосредственно омывается дымовыми газами, рассчитывается по (3.110):

$$l_{\text{пол}} = l_{\text{тр}} - 0,5 \text{ м} = 9 - 0,5 = 8,5 \text{ м}.$$

Ширина экрана вычисляется по (3.111):

$$h = \frac{H}{l_{\text{пол}}} \text{ и } h = \frac{H}{2l_{\text{пол}}}$$

соответственно для однокамерной и двухкамерной печи.

Принимаем трубчатую печь двухкамерной схемы, тогда

$$h = \frac{134}{2 \cdot 8,5} = 7,88 \text{ м.}$$

Задаем диаметр труб радиантной секции $d_n S = 152 \times 8 \text{ мм.}$

Для печи с двумя радиантными камерами общее число труб

$$n = \frac{h - d_{\text{нар}}}{2d_{\text{нар}}} + 1 = \frac{7,88 - 0,152}{2 \cdot 0,152} = 25 \text{ шт./камера (50 труб для печи).}$$

Полная поверхность радиантных труб

$$H_p = \pi d_{\text{нар}} l_{\text{пол}} n = 3,14 \cdot 0,152 \cdot 8,5 \cdot 50 = 202,84 \text{ м}^2.$$

Проектируем радиантную камеру печи, на поде каждой камеры располагается 11 труб, на своде – 14. Тогда ширина пода

$$l_n > 11 \cdot 2d_{\text{нар}} = 11 \cdot 2 \cdot 0,152 = 3,344 \text{ м} = 3344 \text{ мм. Принимаем } l_n = 3700 \text{ мм.}$$

Принимаем высоту радиантной камеры равной $h_p = 4500 \text{ мм.}$

Длина свода $l_{\text{св}} > 14 \cdot 2d_{\text{нар}} = 4256 \text{ мм, принимаем } l_{\text{св}} = 4500 \text{ мм.}$

Далее определяем:

- ♦ общую площадь поверхности кладки без учета камеры конвекции по (3.114) (см. рис. 3.16):

$$\Sigma F = F_{\text{ст}} + F_o = 2(2 \cdot 8,5 + 3 \cdot 3,8,5 + 3,7 \cdot 8,5 + 4,5 \cdot 8,5 + 3,7 \cdot 3,1 \cdot 2) + 1 \cdot 3,8,5 = 286 \text{ м}^2;$$

- ♦ площадь плоской поверхности, эквивалентной площади труб, исходя из фактических размеров печи:

$$H = (l_n + l_{\text{св}}) l_{\text{пол}} \cdot 2 = (3,344 + 4,256) 8,5 \cdot 2 = 129,2 \text{ м}^2;$$

- ♦ площадь эффективной лучепринимающей поверхности с учетом коэффициента формы

$$H_{\text{л}} = H \cdot K = 129,2 \cdot 0,87 = 112,4 \text{ м}^2;$$

- ♦ степень экранирования кладки

$$\varphi = \frac{H_{\text{л}}}{\Sigma F} = \frac{112,4}{2086} = 0,4.$$

Полученное значение φ достаточно близко к принятому ранее 0,45, и разница не вносит погрешности в расчете, поэтому пересчета не требуется.

Далее рассчитываем:

- ♦ коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от дымовых газов по (3.48)

$$\alpha_k = 2,14 \sqrt[4]{t_n - t_{ct}} = 2,14 \sqrt[4]{800 - 420} = 9,27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- ♦ температурную поправку теплопередачи в топке по (3.117)

$$\begin{aligned} \Delta T &= \frac{\alpha_k H_p (T_{\max} - T_{ct}) - C_s H_s T_{ct}^4 \cdot 10^{-8}}{BG_{п.с} C p_m + \alpha_k H_p} = \\ &= \frac{9,27 \cdot 202,84 (2048 - 693) - 5,67 \cdot 82,81 \cdot 693^4 \cdot 10^{-8}}{\frac{1166,98}{3,6} 18,73 \cdot 1,175 + 9,27 \cdot 202,84} = 162,4 \text{ К}, \end{aligned}$$

где $C_s = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постоянная излучения абсолютно черного тела;

- ♦ аргумент излучения по (3.118)

$$\begin{aligned} x &= \frac{10 H_s C_s}{BG_{п.с} C p_T + \alpha_k H_p} \left(\frac{T_{\max} - \Delta T}{1000} \right)^3 = \\ &= \frac{10 \cdot 88 \cdot 5,67}{\frac{1166,98}{3,6} 18,71 \cdot 1,175 + 9,27 \cdot 202,84} \left(\frac{2049 - 162,4}{1000} \right)^3 = 4,02. \end{aligned}$$

По графику на рис. 3.22 при $x = 4,02$ находим характеристику излучения $\beta_s \approx 0,57$ и по (3.119) уточненную температуру дымовых газов, покидающих топку:

$T_n = \beta_s (T_{\max} - \Delta T) = 0,57 (2049 - 162,4) = 1075,3 \text{ К}$ и $t_n = 802 \text{ }^\circ\text{С}$, что близко к принятому в расчете значению $t_n = 800 \text{ }^\circ\text{С}$, поэтому перерасчет не проводится.

Коэффициент прямой отдачи рассчитывается по (3.120):

$$\mu = \frac{T_{\max} - T_n}{T_{\max} - T_o} = \frac{2049 - 1075}{2049 - 293} \approx 0,55.$$

Уточняем количество теплоты, воспринятое радиантными трубами, по (3.121):

$$Q_p = B Q_p^H \eta_T \mu = 1166,98 \cdot 40655,4 \cdot 0,95 \cdot 0,55 = 24789510 \text{ кДж/ч}$$

и теплонапряженность радиантных труб по (3.122):

$$q_p = \frac{Q_p}{H_p} = \frac{24789510}{202,84} = 122212 \text{ кДж/(ч·м}^2\text{)} = 33,9 \text{ кВт/м}^2.$$

Полученное значение q_p близко рекомендуемым для нагрева нефти до 425 °С, следовательно, результаты расчета приемлемы.

Расчет камеры конвекции проводится по тепловой нагрузке камеры конвекции, принятой по результатам расчета радиантной камеры, $Q_k = 7481664 \text{ кДж/ч}$; температуре сырья на выходе из труб конвекции $t_k = 330 \text{ °С}$.

Найдем температуру дымовых газов после пароперегревателя с учетом тепловых потерь, для чего вычислим энтальпию дымовых газов после пароперегревателя

$$i_{t_{пп}}^{дг} = i_{t_{пп}}^{дп} - q_{пот} - \frac{Q_{пп}}{B},$$

где $q_{пот} = Q_p \delta_{пот}^{пп}$; $\delta_{пот}^{пп}$ — тепловые потери в пароперегревателе, которые обычно находятся в интервале 2–3 % $q_{пот}$. Принимаем $\delta_{пот}^{пп} = 2,5 \%$, тогда

$$q_{пот} = 40655,4 \cdot 0,025 = 1016,385 \text{ кДж/кг}.$$

В итоге

$$i_{t_{пп}}^{дг} = 17606,2 - 1016,385 - \frac{1452000}{1166,98} = 15345,6 \text{ кДж/кг},$$

$$\text{где } Q_{пп} = Z(i_{t_{вых}}^{пп} - i_{t_{вх}}^{пп}) = 2000(3483 - 2757) = 1452000 \text{ кДж/ч}.$$

По найденному значению энтальпии определяем температуру

$$t_{пп}^{дг} = \frac{i_{t_{пп}}^{дг}}{G_{п.с} C p_m^{пп}} = \frac{15345,6}{1,175 \cdot 18,73} = 697 \text{ °С}.$$

В первом приближении примем $C p_T^{пп} = C p_T^*$.

Так как теплоемкость зависит от температуры, уточним значение теплоемкости. Имеем $C p_T^{пп} G_{п.с} = m_i C p_i^{пп}$,

где $C p_{CO_2}^{пп} = 1,0018 \text{ кДж/(кг·К)}$; $C p_{H_2O}^{пп} = 2,0389 \text{ кДж/(кг·К)}$;

$C p_{N_2}^{пп} = 1,0860 \text{ кДж/(кг·К)}$; $C p_{O_2}^{пп} = 1,0039 \text{ кДж/(кг·К)}$;

$C p_{SO_2}^{пп} = 0,752 \text{ кДж/(кг·К)}$, откуда

$$Cp_T^{\text{нп}} G_{\text{п.с}} = 3,1023 \cdot 1,0018 + 1,583 \cdot 2,0389 + 13,2449 \cdot 1,0860 + \\ + 0,7984 \cdot 1,0039 + 0,006 \cdot 0,752 = 21,7116 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Уточненное значение температуры дымовых газов после паро-перегревателя

$$t_{\text{пп}}^{\text{дг}} = \frac{15345,6}{21,7116} = 706,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Принимаем вариант движения в камере конвекции – противоток, строим диаграмму изменения температур и определяем средний температурный напор по (3.124):

$$\Delta t_6 = t_{\text{пп}}^{\text{дг}} - t_{\text{к}} = 703 - 330 = 373 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{ух}} - t_{\text{сырья}} = 430 - 280 = 150 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_{\text{м}}}} \approx 245 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Примем, что трубы камеры конвекции $d = 102 \times 6$ мм; число труб в горизонтальном ряду $n = 5$; шаг между осями труб $S = 1,7 d_{\text{н}} = 1,7 \cdot 102 = 173,4$ мм, окончательно $S = 174$ мм.

Определим параметры камеры конвекции:

♦ ширину по (3.131)

$$a_{\text{к}} = S(n - 1) + d_{\text{н}} + 0,05 = 0,174(5 - 1) + 0,102 + 0,05 = 0,848 \text{ м};$$

♦ живое сечение по (3.130)

$$f = (a_{\text{к}} - n_{\text{к}} d_{\text{н}}) l_{\text{пол}} = (0,848 - 5 \cdot 0,102) 8,5 = 2,873 \text{ м}^2.$$

Рассчитаем параметры дымовых газов:

♦ секундный расход

$$Q'_{\text{п.с}} = \frac{Q_{\text{п.с}} B}{3600} = \frac{18,73 \cdot 1166,98}{3600} = 6,07 \text{ кг/с};$$

♦ массовую скорость движения по (3.129)

$$U = \frac{G_{\text{п.с}}}{f_{\text{к}}} = \frac{6,07}{2,873} = 2,11 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

- ♦ среднюю температуру дымовых газов по (3.128)

$$t_{cp} = \frac{t_{п} - t_{yx}}{2,31g \frac{t_{п}}{t_{yx}}} = \frac{703 - 430}{\ln \frac{703}{430}} = 555,4^{\circ}\text{C}.$$

Для окончательных расчетов нужно знать:

- ♦ коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к трубам (для шахматного расположения труб) по (3.132)

$$\alpha_k = 0,35 E \frac{U^{0,6}}{d_p^{0,4}} = 0,35 \cdot 22,2 \frac{2,11^{0,6}}{0,102^{0,4}} = 30,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $E \approx 22,2$ для $t_{cp} = 555,4^{\circ}\text{C}$ (см. график на рис. 3.23);

- ♦ коэффициент теплоотдачи излучением по (3.127)

$$\alpha_{л} = 0,0256 t_{cp} - 2,33 = 0,0256 \cdot 555,4 - 2,33 = 11,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- ♦ коэффициент теплопередачи

$$K = 1,1(\alpha_k + \alpha_{л}) = 1,1(30,3 + 11,9) = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- ♦ необходимую площадь поверхности нагрева конвекционных труб по (3.133)

$$H_k = \frac{Q_k}{K \Delta t_{cp}} = \frac{7481664}{46,5 \cdot 245 \cdot 3,6} = 182,4 \text{ м}^2.$$

Теперь можно определить число труб в камере конвекции по (3.134):

$$n_k = \frac{H_k}{\pi d l_{пол}} = \frac{182,4}{3,14 \cdot 0,102 \cdot 8,5} = 67.$$

Принимаем $n = 70$ труб.

Теплонапряженность конвекционных труб рассчитываем по (3.135):

$$q_k = \frac{Q_k}{H_k} = \frac{7481664}{182,4} = 41018 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}) = 11,4 \text{ кВт}/\text{м}^2$$

и убеждаемся, что полученное значение q_k близко рекомендуемому.

Расчет пароперегревателя. Температура дымовых газов на входе в пароперегреватель 800°C , на выходе из пароперегревателя 703°C .

Принимаем вариант движения в пароперегревателе – противоток. Тогда

$$\Delta t_6 = 703 - 159 = 544 \text{ }^{\circ}\text{C}; \Delta t_m = 800 - 500 = 300 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{пп}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{544 - 300}{\ln \frac{544}{300}} \approx 410 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Для расчета пароперегревателя необходимо вычислить или задать коэффициент теплоотдачи в пароперегревателе. Обычно коэффициент теплоотдачи в пароперегревателе составляет 15–20 Вт/(м²·К). Принимаем $K_{\text{пп}} = 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и определяем площадь поверхности пароперегревателя

$$F_{\text{пп}} = \frac{Q_{\text{пп}}}{K_{\text{пп}} \Delta t_{\text{ср}}^{\text{пп}}} = \frac{1452000}{16 \cdot 3,6 \cdot 410} = 61,5 \text{ м}^2.$$

Принимаем, что в пароперегревателе используются трубы 76×5 мм, тогда число труб

$$n_{\text{пп}} = \frac{F_{\text{пп}}}{\pi d_{\text{пп}} l_{\text{пол}}} = \frac{61,5}{3,14 \cdot 0,076 \cdot 8,5} = 30,3.$$

Принимаем $n_{\text{пп}} = 32$ трубы.

3.13. Задачи для самостоятельной работы

Задача 3.1. Рассчитать и подобрать нормализованный кожухотрубчатый испаритель для нагрева водяным паром кубовой жидкости ректификационной колонны для выделения пропиленовой фракции.

Исходные данные. Давление в трубном пространстве (кубовой смеси) 1,3 МПа, в межтрубном (пара) – 0,5 МПа.

Расход кубовой жидкости 36 т/ч, начальная температура кубовой жидкости 60 °С, конечная 120 °С. Начальная температура пара 130 °С.

Физико-химические характеристики теплоносителей при средней рабочей температуре:

- ♦ кубовая жидкость: коэффициент теплоемкости 1923 Дж/(кг·К), температура кипения 120 °С, теплота парообразования 137,652×

$\times 10^3$ Дж/кг, энтальпия $558,9 \cdot 10^3$ Дж/кг, коэффициент динамической вязкости $9,7 \cdot 10^{-3}$ Па·с, плотность 986 кг/м³, коэффициент теплопроводности $0,123$ Вт/(м·К);

- ♦ пар: энтальпия греющего пара $2730 \cdot 10^3$ Дж/кг, остальные параметры пара взять из табл. 3.34.

Задача 3.2. Произвести проектный расчет кожухотрубчатого холодильника для охлаждения коррозионно-активного кубового остатка ректификационной колонны.

Исходные данные. Охлаждение осуществляется водой с начальной температурой 20 °С и конечной 40 °С. Расход кубового остатка 6 кг/с с начальной температурой $102,5$ °С и конечной 30 °С. Кубовый остаток как коррозионно-активный направляется в трубное пространство, вода — в межтрубное.

Физико-химические характеристики теплоносителей при средней рабочей температуре:

- ♦ кубовый остаток: плотность 986 кг/м³, коэффициент теплопроводности $0,622$ Вт/(м·К), коэффициент динамической вязкости $0,00054$ Па·с, коэффициент теплоемкости 4190 Дж/(кг·К), $\beta_1 = 0,00048$ К⁻¹;
- ♦ вода: коэффициент теплоемкости 4180 Дж/(кг·К), плотность 996 кг/м³, коэффициент теплопроводности $0,618$ Вт/(м·К), коэффициент динамической вязкости $0,000804$ Па·с.

Задача 3.3. Произвести проектный расчет конденсатора для конденсации паров диэтиленгликоля (ДЭГ).

Исходные данные. Расход паров ДЭГ на входе в конденсатор 1273 кг/ч. Охлаждение осуществляется технической водой, которая подается в трубное пространство. Начальная температура воды 20 °С, конечная 35 °С. Начальная температура ДЭГ 137 °С. Давление в трубном пространстве $0,4$ МПа, в межтрубном $1,5$ МПа.

Физико-химические характеристики теплоносителей при средней рабочей температуре:

- ♦ диэтиленгликоль: удельная теплота конденсации $754,2$ кДж/кг, коэффициент динамической вязкости $0,45 \cdot 10^{-3}$ Па·с, плотность 986 кг/м³, коэффициент теплопроводности $0,163$ Вт/(м·К);
- ♦ вода: коэффициент теплоемкости $4,19$ кДж/(кг·К), плотность 996 кг/м³, коэффициент динамической вязкости $0,8 \cdot 10^{-3}$ Па·с, коэффициент теплопроводности $0,604$ Вт/(м·К).

Задача 3.4. Рассчитать и подобрать нормализованный кожухотрубчатый конденсатор для конденсации паров ацетона в установке получения ацетона. В качестве охлаждающей жидкости принять воду.

Исходные данные. Температура паров ацетона $56,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, расход ацетона $3,08\text{ кг/с}$. Начальная температура воды $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, конечная $35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Физико-химические характеристики теплоносителей при средней рабочей температуре:

- ♦ ацетон: удельная теплота конденсации паров $522,8 \cdot 10^3\text{ Дж/кг}$, температура конденсации паров $56,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, коэффициент теплопроводности пленки $1,05\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, плотность конденсата 750 кг/м^3 , коэффициент динамической вязкости $0,236 \cdot 10^{-3}\text{ Па}\cdot\text{с}$, коэффициент теплопроводности $1,163\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- ♦ вода: коэффициент динамической вязкости $0,845 \cdot 10^{-3}\text{ Па}\cdot\text{с}$, плотность 993 кг/м^3 , коэффициент теплоемкости $4,18\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Задача 3.5. Рассчитать и подобрать кожухотрубчатый конденсатор для конденсации паров этилового спирта. Охлаждающая жидкость вода.

Исходные данные. Расход этилового спирта $0,6\text{ м}^3/\text{ч}$. Температура спирта на входе $90\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Начальная температура воды $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Давление в межтрубном пространстве $0,07\text{ МПа}$, в трубном $0,2\text{ МПа}$. Вода поступает в трубное пространство, этиловый спирт в межтрубное.

Физико-химические характеристики теплоносителей при средней рабочей температуре:

- ♦ этиловый спирт: плотность 785 кг/м^3 , коэффициент теплоемкости $3226,3\text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, коэффициент динамической вязкости $0,008\text{ Па}\cdot\text{с}$, коэффициент теплопроводности $0,25\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$;
- ♦ вода: плотность 1000 кг/м^3 , коэффициент динамической вязкости $0,8 \cdot 10^{-3}\text{ Па}\cdot\text{с}$, коэффициент теплопроводности $0,58\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Задача 3.6. Рассчитать и подобрать нормализованный кожухотрубчатый теплообменник (нагреватель) для нагрева насыщенного раствора моноэтаноламина (МЭА) обедненным раствором МЭА в производстве диоксида углерода.

Исходные данные. Начальная температура насыщенного МЭА $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, конечная $70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Начальная температура обедненного

раствора МЭА 75 °С, конечная 56 °С. Расход насыщенного раствора МЭА 45 м³/ч. Давление в трубном и межтрубном пространствах 0,3 МПа.

Физико-химические характеристики теплоносителей при средней рабочей температуре:

- ♦ насыщенный раствор МЭА: коэффициент теплоемкости 3695 Дж/(кг·К), коэффициент теплопроводности 0,548 Вт/(м·К), коэффициент динамической вязкости $0,657 \cdot 10^{-3}$ Па·с, плотность 980 кг/м³;
- ♦ обедненный раствор МЭА: коэффициент теплоемкости 3700 Дж/(кг·К), коэффициент теплопроводности 0,574 Вт/(м·К), коэффициент динамической вязкости $0,396 \cdot 10^{-3}$ Па·с, плотность 956 кг/м³;
- ♦ коэффициент теплопроводности стали 17,5 Вт/(м·К).

Задача 3.7. Произвести проектный расчет кожухотрубчатого холодильника для охлаждения азотной кислоты водой.

Исходные данные. Расход азотной кислоты 0,8 кг/с, начальная температура кислоты 119 °С, конечная 40 °С. Начальная температура воды 20 °С, конечная 30 °С. Кислота поступает в трубное пространство с давлением 0,1 МПа, вода – в межтрубное с давлением 0,4 МПа.

Физико-химические характеристики теплоносителей при средней рабочей температуре:

- ♦ азотная кислота: плотность 1391 кг/м³, коэффициент теплопроводности 0,267 Вт/(м·К), коэффициент динамической вязкости $0,52 \cdot 10^{-3}$ Па·с, коэффициент теплоемкости 3565,7 Дж/(кг·К), $\beta_1 = 0,0027 \text{ К}^{-1}$;
- ♦ вода: коэффициент теплоемкости 4190 Дж/(кг·К), плотность 997 кг/м³, коэффициент теплопроводности 0,6085 Вт/(м·К), коэффициент динамической вязкости $0,902 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Задача 3.8. Рассчитать и подобрать нормализованный теплообменник «труба в трубе» для нагрева раствора триацетата целлюлозы водой.

Исходные данные. Температура раствора на входе 28 °С, на выходе 40 °С; температура воды на входе 65 °С, на выходе 45 °С; объемный расход раствора 0,7 м³/ч.

Теплофизические характеристики при средней рабочей температуре:

- ♦ раствор: коэффициент динамической вязкости 50 Па·с, коэффициент динамической вязкости при средней температуре стенки 18 Па·с, коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,23 \text{ Вт/(м·К)}$, коэффициент теплоемкости $c = 2,1 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг·К)}$;
- ♦ параметры воды взять из табл. 3.32.

Задача 3.9. Выполнить проектный расчет теплообменника «труба в трубе» для охлаждения воздуха рассолом NaCl с содержанием соли 14,9 % (масс.).

Исходные данные. Температура воздуха на входе 40 °С, на выходе 10 °С; температура рассола на входе – 5 °С, на выходе 4 °С; расход воздуха 1080 м³/ч. Воздух подается в межтрубное пространство с давлением 6,4 МПа.

Теплофизические характеристики при средней рабочей температуре:

- ♦ рассол NaCl: коэффициент теплоемкости 3,553 кДж/(кг·К), плотность 1060 кг/м³, коэффициент динамической вязкости 22,34 × 10^{–4} Па·с; коэффициент динамической вязкости при температуре стенки 4,5 °С 21,93 · 10^{–4} Па·с;
- ♦ параметры воздуха взять из табл. 3.33.

Задача 3.10. Рассчитать и подобрать нормализованный теплообменник «труба в трубе» для охлаждения жидкого аммиака водой.

Исходные данные. Температура аммиака на входе в теплообменник 35,6 °С; на выходе 27 °С; температура воды на входе 25 °С; на выходе 29 °С; расход аммиака 0,152 кг/с.

Теплофизические характеристики при средней рабочей температуре:

- ♦ аммиак: коэффициент теплоемкости 4,81 кДж/(кг·К), плотность 594 кг/м³, коэффициент кинематической вязкости 0,221 · 10^{–6} м²/с, коэффициент теплопроводности 0,47 Вт/(м·К), Pr_a = 1,335.
- ♦ параметры воды взять из табл. 3.32.

Задача 3.11. Рассчитать и подобрать нормализованный теплообменник «труба в трубе» для нагрева трансформаторного масла водой.

Исходные данные. Начальная температура масла 20 °С, конечная 60 °С. Начальная температура воды 80 °С, конечная 40 °С. Расход масла 0,4 кг/с. Давление масла 0,8 МПа.

Теплофизические характеристики при средней рабочей температуре:

- ♦ трансформаторное масло: плотность 868 кг/м³, коэффициент теплоемкости 1,788 кДж/(кг·К), коэффициент теплопроводности $10,9 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К), коэффициент динамической вязкости $89,36 \times 10^{-4}$ Па·с;
- ♦ параметры воды взять из табл. 3.32.

Задача 3.12. Подобрать нормализованный аппарат воздушного охлаждения для охлаждения парогазовой смеси, отходящей с верха атмосферной колонны разделения нефти.

Исходные данные. Расход парогазовой смеси (ПГС) 21012 кг/ч. Начальная температура ПГС 142,2 °С; конечная 45 °С. Начальная температура воздуха 25 °С, конечная 35 °С.

Физико-химические характеристики теплоносителей:

- ♦ парогазовая смесь: плотность на входе 3,0 кг/м³, энтальпия на входе в аппарат 722,6 кДж/кг;
- ♦ параметры ПГС на выходе из аппарата представлены в табл. 3.70.

Таблица 3.70. Параметры к задаче 3.12

| Компонент фракции | Температура, °С | Расход, кг/ч | Плотность, кг/м ³ | Энтальпия, кДж/кг |
|-------------------|-----------------|--------------|------------------------------|-------------------|
| Бензин | 45 | 20286 | 698,8 | 120,2 |
| Вода | 45 | 670 | 998,8 | 181,3 |
| Водород | 45 | 60,4 | 2,15 | 489,9 |

- ♦ теплофизические свойства ПГС при средней рабочей температуре: коэффициент теплопроводности 0,146 Вт/(м·К), коэффициент теплоемкости 720 Дж/(кг·К), коэффициент кинематической вязкости $8,6 \cdot 10^{-5}$ Па·с, $Pr = 2,64$;
- ♦ воздух: коэффициент теплоемкости 1,0054 кДж/(кг·К) при 25 °С, 1,007 кДж/(кг·К) при 35 °С.

Задача 3.13. Произвести проектный расчет аппарата воздушного охлаждения для охлаждения керосинового дистиллята воз-
духом.

Исходные данные. Расход охлаждаемого керосина 25000 кг/ч; начальная температура керосина 104 °С; конечная 42 °С. Начальная температура воздуха (сухого) 26 °С, конечная 60 °С.

Физико-химические параметры теплоносителей:

- ♦ керосин: относительная плотность $\rho_{277}^{293} = 0,800$, энтальпия 216 кДж/кг при 104 °С, 82,5 кДж/кг при 42 °С, коэффициент теплопроводности при средней температуре 0,14 Вт/(м·К), коэффициент теплоемкости при средней температуре 2,18 кДж/(кг·К), относительная плотность $\rho_{277}^{T_{cp}} = 0,760$, коэффициент кинематической вязкости при средней температуре $0,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с, число Рг для керосина при средней температуре 10,73; 11,24;
- ♦ параметры воздуха приведены в табл. 3.33.

Задача 3.14. Рассчитать и подобрать нормализованный аппарат воздушного охлаждения для конденсации и последующего охлаждения 15000 кг/ч углеводорода при избыточном давлении 0,06 МПа. Аппарат устанавливается в средней полосе России.

Исходные данные. Конечная температура жидкого углеводорода 48 °С. Температура конденсации углеводородов постоянная и при абсолютном давлении $P = 0,1 + 0,06 = 0,16$ МПа равна 110 °С.

Теплофизические свойства конденсата:

- ♦ при температуре 110 °С: плотность 760 кг/м³, коэффициент динамической вязкости $3 \cdot 10^{-4}$ Па·с; коэффициент теплоемкости 2450 Дж/(кг·К), коэффициент теплопроводности 0,13 Вт/(м·К), удельная теплота конденсации $3,19 \cdot 10^{-4}$ Дж/кг;
- ♦ в зоне охлаждения при средней температуре $t_{cp} = \frac{110 - 45}{\ln \frac{110}{45}} = 72,7$ °С: плотность 780 кг/м³, коэффициент динамической вязкости $7,3 \cdot 10^{-4}$ Па·с, коэффициент теплоемкости 2150 Дж/(кг·К), коэффициент теплопроводности 0,14 Вт/(м·К);
- ♦ теплофизические свойства воздуха приведены в табл. 3.33.

Задача 3.15. Рассчитать и подобрать нормализованный пластинчатый теплообменник для охлаждения этилового спирта водой.

Исходные данные. Объемный расход этилового спирта 2 м³/ч; температура паров спирта на входе в теплообменник 90 °С;

температура спирта на выходе 25 °С. Температура воды на входе в теплообменник 20 °С, на выходе 45 °С. Давление паров этилового спирта 0,07 МПа. Давление воды на входе 0,2 МПа.

Теплофизические свойства при средней рабочей температуре:

- ♦ этиловый спирт: коэффициент теплоемкости 3226,3 Дж/(кг·К), коэффициент динамической вязкости 0,008 Па·с, коэффициент теплопроводности 0,25 Вт/(м·К);
- ♦ вода: приведены в табл. 3.32.

Задача 3.16. Рассчитать и подобрать нормализованный пластинчатый теплообменник для нагрева нефти товарной нефтью.

Исходные данные. Количество нагреваемой нефти 50000 кг/ч; температура нагреваемой нефти на входе в аппарат 10 °С; количество товарной нефти 40000 кг/ч, температура товарной нефти на входе в аппарат 100 °С, на выходе из аппарата 40 °С.

Теплофизические параметры теплоносителей:

- ♦ нагреваемая нефть: плотность 930 кг/м³, коэффициент динамической вязкости 0,0012 Па·с, коэффициент теплопроводности 0,61 Вт/(м·К), коэффициент теплоемкости 3550 Дж/(кг·К);
- ♦ товарная нефть: плотность 820 кг/м³, коэффициент динамической вязкости 0,0018 Па·с, коэффициент теплопроводности 0,6 Вт/(м·К), коэффициент теплоемкости 3190 Дж/(кг·К).

Задача 3.17. Рассчитать и подобрать нормализованный пластинчатый теплообменник для охлаждения обессоленной (мягкой) воды захлажденной водой.

Исходные данные. Расход обессоленной воды 12,5 кг/с; температура обессоленной воды на входе в аппарат 80 °С; на выходе из аппарата 30 °С. Температура захлажденной воды на входе в аппарат 5 °С, на выходе из аппарата 10 °С.

Теплофизические свойства воды приведены в табл. 3.32.

Задача 3.18. Рассчитать и подобрать нормализованный пластинчатый теплообменник для нагревания насыщенного кислыми компонентами водного раствора моноэтаноламина (МЭА) регенерированным раствором МЭА.

Исходные данные. Количество нагреваемого теплоносителя (насыщенный раствор МЭА) 110000 кг/ч; начальная температура насыщенного раствора 52 °С; конечная 90 °С. Начальная температура горячего теплоносителя 121 °С, конечная 82 °С.

Теплофизические свойства теплоносителей:

- ♦ жидкий горячий теплоноситель: энтальпия 513 кДж/кг при $t = 121\text{ }^{\circ}\text{C}$, 338 кДж/кг при $t = 82\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- ♦ нагреваемый теплоноситель (насыщенный раствор): энтальпия 372 кДж/кг при $t = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, 208 кДж/кг при $t = 52\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Остальные теплофизические свойства теплоносителей при средней рабочей температуре приведены в табл. 3.71.

Таблица 3.71. Теплофизические параметры раствора МЭА

| Теплоноси- тель | Средняя темпера- тура, $^{\circ}\text{C}$ | Плот- ность, кг/м ³ | Коэффициент теплопровод- ности, Вт/(м·К) | Коэффициент теплоемкости, кДж/(кг·К) | Коэффициент кинематиче- ской вязко- сти, м ² /с |
|------------------------------------|---|--------------------------------------|---|--|---|
| Регенериро- ванный рас- твор | 102 | 960 | 0,59 | 4,18 | $0,34 \cdot 10^{-6}$ |
| Насыщенный раствор | 71 | 980 | 0,56 | 4,04 | $0,55 \cdot 10^{-6}$ |

Задача 3.19. Рассчитать и выбрать нормализованный спиральный теплообменник для охлаждения воды другой технической водой.

Исходные данные. Расход охлаждаемой воды 63000 кг/ч; температура охлаждаемой воды на входе в аппарат $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе из аппарата $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура воды-охладителя на входе в аппарат $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе из аппарата $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Рабочее давление в аппарате 0,6 МПа. Допускаемое гидравлическое сопротивление по стороне охлаждаемой воды 0,1 МПа, по стороне воды охладителя 0,25 МПа.

Теплофизические свойства теплоносителей приведены в табл. 3.32.

Задача 3.20. Рассчитать и подобрать спиральный теплообменник для конденсации насыщенного пара водой.

Исходные данные. Расход пара 17250 кг/ч. Температура насыщенного пара $179\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура конденсата $179\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура воды на входе в аппарат $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе из аппарата $95\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Теплофизические свойства теплоносителей: удельная теплота фазового превращения пара 2015,2 кДж/кг; остальные свойства приведены в табл. 3.32 и 3.34. Рабочее давление в аппарате 1 МПа; допускаемое гидравлическое сопротивление в аппарате по стороне пара 0,05 МПа, по стороне воды 0,15 МПа.

Задача 3.21. Рассчитать и подобрать нормализованный спиральный теплообменник для охлаждения 20%-ного раствора NaOH водой.

Исходные данные. Количество раствора 20000 кг/ч; начальная температура раствора 80 °С, конечная 40 °С; температура охлаждающей воды на входе 20 °С, на выходе 40 °С. Движение теплоносителей противоточное.

Теплофизические свойства теплоносителей при средней температуре потоков:

- ♦ раствор: коэффициент теплопроводности 0,536 Вт/(м·К), плотность 1196 кг/м³, коэффициент кинематической вязкости $1,563 \cdot 10^{-6}$ м²/с, коэффициент теплоемкости 3,963 кДж/(кг·К); критерий Прандтля по раствору 10,7;
- ♦ вода: см. табл. 3.32.

Задачи 3.22–3.27. Рассчитать печь с пароперегревателем для нагрева мазута. Топливо – малосернистый мазут.

Исходные данные. Состав мазута: С = 84,6 %, Н = 11,7 %, О = N = 0,3 %; S = 0,3 %; A = 0,1 %; W = 3,0% (W – содержание влаги в топливе). Остальные исходные данные приведены в табл. 3.72.

Таблица 3.72. Исходные данные к задачам 3.22–3.27

| № задачи | G_c , кг/ч | $t_{вх}^*$, °С | $t_{вых}^*$, °С | $P_{вых}^*$, МПа | $P_{пар}^*$, МПа | $t_{вх}^*$, °С | $t_{вых}^*$, °С | Z , кг/ч |
|----------|--------------|-----------------|------------------|-------------------|-------------------|-----------------|------------------|------------|
| 3.22 | 78500 | 310 | 420 | 0,0145 | 0,03 | 133 | 450 | 2000 |
| 3.23 | 50000 | 300 | 410 | 0,015 | 0,06 | 135 | 450 | 1500 |
| 3.24 | 75000 | 320 | 430 | 0,015 | 0,06 | 132 | 440 | 1700 |
| 3.25 | 55000 | 300 | 420 | 0,014 | 0,03 | 133 | 440 | 1500 |
| 3.26 | 60000 | 310 | 420 | 0,015 | 0,06 | 135 | 450 | 2000 |
| 3.27 | 75000 | 320 | 420 | 0,015 | 0,06 | 133 | 450 | 2500 |

Примечание. G_c – производительность печи по мазуту; $t_{вх}^*$ – температура сырья на входе; $t_{вых}^*$ – температура сырья на выходе; $P_{вых}^*$ – давление сырья на выходе; $P_{пар}^*$ – давление пара; $t_{вх}^*$ – начальная температура пара; $t_{вых}^*$ – температура пара на выходе; Z – расход перегреваемого пара.

Задачи 3.28–3.33. Рассчитать печь без пароперегревателя для нагрева мазута. Топливо газообразное.

Исходные данные. Состав топлива: Н₂ = 2,8 %; СН₄ = 33,2 %; С₂Н₆ = 47,6 %; С₃Н₈ = 7,3 %; С₄Н₁₀ = 8 %; N₂ = 1,1 % (% об.). Остальные исходные данные приведены в табл. 3.73.

Таблица 3.73. Исходные данные к задачам 3.28–3.33

| № задачи | G_c , кг/ч | $t_{вх}$, °C | $t_{вых}$, °C | $P_{вых}$, МПа |
|----------|-----------------|------------------|-------------------|--------------------|
| 3.28 | 50000 | 350 | 450 | 0,02 |
| 3.29 | 60000 | 310 | 410 | 0,015 |
| 3.30 | 65000 | 320 | 425 | 0,0145 |
| 3.31 | 7000 | 310 | 420 | 0,015 |
| 3.32 | 40000 | 330 | 440 | 0,02 |
| 3.33 | 75000 | 310 | 420 | 0,0145 |

Примечание. Обозначения см. в табл. 3.72.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 3.1. *Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М.* Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 366 с.
- 3.2. *Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенский А.Р.* Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 285 с.
- 3.3. *Варгафтик Н.Б.* Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Физматлит, 1963. 708 с.
- 3.4. Справочник по теплопроводности жидкостей и газов / Н.Б. Варгафтик, П.П. Филиппов, А.А. Тарзиманов, Е.Е. Тоцкий. М.: Энергоатомиздат, 1990. 352 с.
- 3.5. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты общего и специального назначения: Каталог. М.: ЦИНТИХимнефтемаш, 1991. 106 с.
- 3.6. *Лащинский А.А., Толчинский А.Р.* Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. Л.: Машиностроение, 1970. 752 с.
- 3.7. Машины и аппараты химических производств: Примеры и задачи / Под общ. ред. В.Н. Соколова. Л.: Машиностроение, 1982. 383 с.
- 3.8. Основные процессы и аппараты химической технологии / Под ред. Ю.И. Дытнерского. М.: Химия, 1983. 272 с.
- 3.9. Примеры и задачи по курсу МАХП / Под ред. В.М. Ульянова. Н. Новгород: НГГУ, 2003. 356 с.
- 3.10. *Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г.* Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки. М.: Альфа-М, 2006. 605 с.
- 3.11. *Романков П.Г., Фролов В.Ф., Флисюк О.М., Курочкина М.И.* Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи). СПб.: Химия, 1993. 495 с.
- 3.12. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: Справочник / Под ред. Е.Н. Судакова. М.: Химия, 1979. 566 с.
- 3.13. *Тимонин А.С.* Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования: Справочник. Т. 1. Калуга: Изд-во Бочкаревой, 2001. 755 с.
- 3.14. *Шарихин В.В., Коновалов А.А., Скореход А.А.* Трубчатые печи. Самара: Офорт, 2005. 442 с.

ГЛАВА 4 МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

4.1. Общие соотношения для технологических расчетов колонных массообменных аппаратов

Массообменные аппараты широко применяются во многих отраслях промышленности — химической, нефтехимической, нефтегазоперерабатывающей и др. Конструкции массообменных аппаратов и их работы и применение достаточно подробно рассмотрены в [4.5].

В этих аппаратах, как правило, проводятся процессы абсорбции, ректификации, экстракции, адсорбции, сушки. Поскольку эти процессы обладают своей спецификой, то невозможно рекомендовать общие формулы технологического расчета всех аппаратов, поэтому приходится рассматривать их в отдельности. Однако некоторые зависимости применимы для многих массообменных аппаратов.

Общая высота колонны определяется как сумма высот рабочей части колонны $H_{\text{раб}}$, м, сепарационной части колонны $H_{\text{сеп}}$, м, кубовой (нижней) части колонны $H_{\text{куб}}$, м:

$$H = H_{\text{раб}} + H_{\text{сеп}} + H_{\text{куб}}. \quad (4.1)$$

Для тарельчатых массообменных аппаратов

$$H_{\text{раб}} = (n_{\text{т}} - 1) H_{\text{т}}, \quad (4.2)$$

где $n_{\text{т}}$ — число тарелок в колонне; $H_{\text{т}}$ — расстояние между тарелками, м. Рекомендуемые значения $H_{\text{т}}$ для некоторых видов тарелок приведены в табл. 4.1–4.3.

Для насадочных колонн $H_{\text{раб}}$ — высота насадки, а если насадка устанавливается с перераспределительными устройствами жидкости, то $H_{\text{раб}}$ — сумма высоты насадки и межнасадочного пространства, м.

Значения $H_{\text{сеп}}$, $H_{\text{куб}}$ для нормализованных колонн различных диаметров D даны в табл. 4.4.

Технические характеристики массообменных тарелок представлены в табл. 4.1–4.3.

Таблица 4.1. Технические характеристики колпачковых тарелок

| Тип тарелки | Диаметр колонны D , мм | Рабочая площадь тарелки F_p , м ² | Площадь прохода паров F_o , м ² | Площадь слива $F_{\text{сл}}$, м ² | Периметр слива, P , м | Длина пути жидкости, $l_{\text{ж}}$, м | Число колпачков на тарелке n | Диаметр колпачка D_k , мм | Расстояние между тарелками H_T , мм |
|-------------|--------------------------|--|--|--|-------------------------|---|--------------------------------|-----------------------------|---------------------------------------|
| ТСК-1 | 400 | 0,090 | 0,008 | 0,005 | 0,302 | 0,22 | 7 | 60 | 200; 300; 400; 500 |
| | 500 | 0,146 | 0,015 | 0,007 | 0,400 | 0,3 | 13 | 60 | |
| | 600 | 0,215 | 0,027 | 0,012 | 0,480 | 0,37 | 13 | 80 | |
| | 800 | 0,395 | 0,049 | 0,021 | 0,570 | 0,52 | 24 | 80 | |
| | 1000 | 0,573 | 0,073 | 0,050 | 0,800 | 0,595 | 37 | 80 | |
| ТСК-Р | 1000 | 0,64 | 0,090 | 0,064 | 0,665 | 0,722 | 39 | 80 | 300; 400; 600; 800; 1000 |
| | 1200 | 0,93 | 0,129 | 0,099 | 0,818 | 0,856 | 43 | 100 | |
| | 1400 | 1,12 | 0,162 | 0,198 | 1,09 | 0,933 | 49 | 100 | |
| | 1600 | 1,47 | 0,219 | 0,259 | 1,238 | 0,976 | 66 | 100 | |
| | 1800 | 1,86 | 0,272 | 0,334 | 1,42 | 1,096 | 86 | 100 | |
| | 2000 | 2,38 | 0,385 | 0,380 | 1,455 | 1,342 | 114 | 100 | |
| | 2200 | 2,99 | 0,471 | 0,412 | 1,606 | 1,462 | 141 | 100 | |
| | 2400 | 3,54 | 0,557 | 0,505 | 1,775 | 1,582 | 168 | 100 | |
| | 2600 | 4,13 | 0,638 | 0,674 | 2,032 | 1,704 | 202 | 100 | |
| | 2800 | 4,74 | 0,769 | 0,686 | 2,096 | 1,805 | 238 | 100 | |
| | 3000 | 5,52 | 0,849 | 0,778 | 2,25 | 1,980 | 272 | 100 | |
| | 3200 | 6,26 | 1,180 | 0,880 | 2,39 | 2,112 | 168 | 150 | |
| | 3400 | 6,92 | 1,320 | 1,128 | 2,62 | 2,250 | 173 | 150 | |
| | 3600 | 7,20 | 1,370 | 1,441 | 2,88 | 2,400 | 194 | 150 | |
| ТСК-РБ | 2200 | 2,637 | 0,398 | 0,464 | 2,77 | 0,681 | 124 | 100 | |
| | 2400 | 3,390 | 0,518 | 0,458 | 2,824 | 0,801 | 156 | 100 | |
| | 2600 | 3,707 | 0,584 | 0,696 | 3,368 | 0,801 | 176 | 100 | |
| | 2800 | 4,486 | 0,717 | 0,674 | 3,412 | 0,921 | 220 | 100 | |
| | 3200 | 7,122 | 0,975 | 1,372 | 4,446 | 0,896 | 136 | 150 | |
| | 3600 | 7,120 | 1,318 | 1,582 | 4,896 | 1,170 | 184 | 150 | |

Примечание. Характеристики двухпоточных тарелок ТСК-РБ даны только для диаметров $D > 2200$ мм.

Таблица 4.2. Технические характеристики ситчатых тарелок

| Тип тарелки | Диаметр колонны D , мм | Рабочая площадь тарелки F_p , м ² | Площадь слива $F_{сл}$, м ² | Периметр слива L , м | Длина пути жидкости $l_{ж}$, м | Диаметр отверстий, d_o , мм | Шаг размещения отверстий t , мм | Расстояние между тарелками, H_T , мм |
|-------------|--------------------------|--|---|------------------------|---------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|--|
| ТС | 400 | 0,051 | 0,004 | 0,302 | 0,28 | 3; 4; 5 | 7–12; 8–15; 10–18 | 200; 300; 400; 500 |
| | 500 | 0,089 | 0,010 | 0,400 | 0,30 | | | |
| | 600 | 0,140 | 0,012 | 0,480 | 0,37 | | | |
| | 800 | 0,410 | 0,020 | 0,570 | 0,52 | | | |
| | 1000 | 0,713 | 0,036 | 0,800 | 0,59 | | | |
| ТС-Р | 1200 | 1,010 | 0,060 | 0,722 | 0,86 | | | 300; 400; 600; 800; 1000 |
| | 1400 | 1,368 | 0,087 | 0,860 | 0,93 | | | |
| | 1600 | 1,834 | 0,088 | 0,795 | 0,97 | | | |
| | 1800 | 2,294 | 0,123 | 1,050 | 1,09 | | | |
| | 2000 | 2,822 | 0,159 | 1,190 | 1,34 | | | |
| | 2200 | 3,478 | 0,161 | 1,240 | 1,46 | | | |
| | 2400 | 3,900 | 0,217 | 1,570 | 1,60 | | | |
| | 2600 | 4,780 | 0,258 | 1,540 | 1,70 | | | |
| | 2800 | 5,640 | 0,260 | 1,570 | 1,83 | | | |
| | 3000 | 6,430 | 0,315 | 1,710 | 1,98 | | | |
| | 3200 | 7,270 | 0,385 | 1,860 | 2,11 | | | |
| | 3400 | 8,310 | 0,376 | 1,900 | 2,26 | | | |
| | 3600 | 9,000 | 0,580 | 2,240 | 2,40 | | | |
| ТС-РБ | 2600 | 4,03 | 0,696 | 0,800 | 1,68 | | | |
| | 2800 | 4,86 | 0,674 | 0,900 | 1,70 | | | |
| | 3200 | 5,60 | 1,372 | 0,896 | 2,22 | | | |
| | 3600 | 7,32 | 1,582 | 1,170 | 2,45 | | | |

Примечания. 1. Площадь прохода паров $F_o = 0,906 F_p \left(\frac{d_o}{t} \right)^2$.

2. Шаг расположения отверстий принимается в указанных пределах через 1 мм.

3. Характеристики двухпоточных тарелок (ТС-РБ) даны только для диаметров $D > 2600$ мм.

Таблица 4.3. Технические характеристики клапанных тарелок

| Тип тарелки | Диаметр колонны D , мм | Рабочая площадь тарелки F_p , м ² | Площадь слива, $F_{сл}$, м ² | Периметр слива, Π , м | Относительное свободное сечение тарелки (%) при шаге расположения клапанов t , мм | | | Расстояние между тарелками, H_t , мм |
|------------------------------------|-----------------------------|---|---|------------------------------|---|-------|------|---|
| | | | | | 50 | 75 | 100 | |
| ТКП одно- по- точ- ная | 1000 | 0,50 | 0,84 | 0,14 | 7,69 | 5,12 | — | 300; 350; 400; 450; 500; 600; 700; 800 |
| | 1200 | 0,79 | 0,97 | 0,17 | 10,44 | 6,63 | 5,57 | |
| | 1400 | 1,10 | 1,12 | 0,22 | 11,42 | 7,79 | 5,84 | |
| | 1600 | 1,47 | 1,26 | 0,27 | 13,23 | 8,25 | 6,36 | |
| | 1800 | 1,83 | 1,43 | 0,30 | 13,23 | 8,46 | 6,90 | |
| | 2000 | 2,24 | 1,6 | 0,45 | 13,65 | 9,36 | 7,03 | |
| | 2200 | 2,76 | 1,74 | 0,52 | 14,26 | 9,44 | 7,13 | |
| | 2400 | 3,21 | 1,92 | 0,66 | 14,55 | 9,55 | 7,20 | |
| | 2600 | 3,84 | 2,05 | 0,74 | 14,91 | 9,98 | 7,71 | |
| | 2800 | 4,41 | 2,23 | 0,87 | 15,25 | 10,12 | 7,75 | |
| | 3000 | 5,01 | 2,4 | 1,03 | 14,87 | 9,95 | 7,28 | |
| | 3200 | 5,76 | 2,54 | 1,14 | 15,32 | 10,51 | 7,70 | |
| | 3400 | 6,44 | 2,72 | 1,32 | 15,38 | 10,22 | 7,62 | |
| | 3600 | 7,39 | 2,85 | 1,40 | 15,87 | 9,84 | 7,83 | |
| | 3800 | 8,08 | 3,03 | 1,61 | 15,8 | 10,45 | 8,66 | |
| | 4000 | 8,96 | 3,2 | 1,82 | 15,83 | 10,67 | 8,08 | |
| ТКП двух- по- точ- ная | 3000 | 4,74 | 4,08 | 1,03 | 11,68 | 8,03 | 6,11 | |
| | 3200 | 5,59 | 4,22 | 1,12 | 12,35 | 8,66 | 6,27 | |
| | 3400 | 6,23 | 4,52 | 1,32 | 12,3 | 8,61 | 6,24 | |
| | 3600 | 7,11 | 4,76 | 1,43 | 12,75 | 8,30 | 6,67 | |
| | 3800 | 7,68 | 5,14 | 1,69 | 12,8 | 8,65 | 6,46 | |
| | 4000 | 8,75 | 5,28 | 1,79 | 13,4 | 8,79 | 6,82 | |

Примечание. Характеристики двухпоточных тарелок даны только для диаметров $D > 3000$ мм.

Таблица 4.4. Высота сепарационной и кубовой частей колонн в зависимости от их диаметра

| D , мм | $H_{сеп}$, мм | $H_{куб}$, мм |
|-----------|----------------|----------------|
| 1000–1800 | 800 | 2000 |
| 2000–2600 | 1000 | 2500 |
| 2800–4000 | 1200 | 3000 |

Число тарелок в колонне $n_t = n_{ст}/\eta$, где $n_{ст}$ — число ступеней изменения концентраций; η — эффективность (КПД) тарелки.

Диаметр колонны. Минимальный диаметр колонны находят из уравнения расхода

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4v}{\pi\omega}}, \quad (4.3)$$

где v — объемный расход пара (газа), $\text{м}^3/\text{с}$; ω — скорость пара (газа), отнесенная к сечению колонны, $\text{м}/\text{с}$.

Скорость пара (газа) ω принимается в диапазоне 70–80 % предельно допустимой скорости пара (газа), т.е. скорости захлебывания колонны. Для колонн, работающих под вакуумом с целью снижения потерь давления, рекомендуется принимать рабочие скорости 50–70 % предельной скорости. Окончательно диаметр колонны выбирается больше минимального в соответствии со стандартным рядом диаметров колонных аппаратов. В некоторых случаях целесообразно рассчитывать отдельно диаметры верхней и нижней частей колонны.

Поскольку нет общей формулы для расчета предельно допустимых скоростей для различных массообменных колонн, приходится для каждого типа аппарата рассчитывать ее самостоятельно или принимать рабочую скорость ω , руководствуясь рекомендациями, разработанными на основе опыта эксплуатации данного типа колонн.

Расчет гидравлического сопротивления тарелок бывает необходим для вакуумных ректификационных колонн, для колонн с большим числом тарелок ($n_t = 80\text{--}100$), работающих под атмосферным давлением, а также для абсорбционных колонн, когда их сопротивление определяет выбор напора газодувки.

Общее сопротивление тарелки с переливным устройством принято рассчитывать как сумму

$$\Delta P = \Delta P_{\text{сух}} + \Delta P_{\text{ж}} + \Delta P_{\text{с}} \quad (4.4)$$

♦ сопротивления сухой тарелки

$$\Delta P_{\text{сух}} = \xi_{\text{рп}} \frac{\omega_0^2}{2}, \quad (4.5)$$

где $\rho_{\text{п}}$ — плотность пара (газа), $\text{кг}/\text{м}^3$; ω_0 — скорость пара (газа) в паровых патрубках или отверстиях (клапанной, ситчатой) тарелки,

м/с; ξ — коэффициент сопротивления сухой тарелки, равный для колпачковой тарелки с колпачком диаметром D_k , м, $\xi = 1,73D_k^{-0,25}$, для тарелки из S-образных элементов $\xi = 4$, для клапанной тарелки $\xi = 3,6$, для ситчатой и других дырчатых тарелок $\xi = 1,7$, для решетчатой тарелки $\xi = 1,4$;

- ♦ сопротивления слоя жидкости на тарелке

$$\Delta P_{\text{ж}} = h_{\text{гж}} \rho_{\text{гж}} g, \quad (4.6)$$

где $h_{\text{гж}}$ — высота паро- или газожидкостного слоя на тарелке, м; $\rho_{\text{гж}}$ — плотность паро- или газожидкостного слоя на тарелке, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²;

- ♦ сопротивления, обусловленного силами поверхностного натяжения:

$$\Delta P_{\sigma} = \frac{4\sigma}{d_{\text{экв}}}, \quad (4.7)$$

где σ — поверхностное натяжение жидкости, Н/м; $d_{\text{экв}}$ — эквивалентный диаметр отверстия для прохода пара или газа, м.

Гидравлическое сопротивление движению газа через насадку зависит от ее формы, свойств газа, интенсивности орошения. При его расчете предварительно определяют сопротивление сухой насадки:

$$\Delta P_{\text{сух}} = \xi \frac{H_{\text{раб}} a \omega^2}{8\varepsilon^3} \rho_{\text{г}}, \quad (4.8)$$

где $H_{\text{раб}}$ — высота насадки, м; a — удельная поверхность насадки, м²/м³; ω — скорость газа, м/с; ε — свободный объем насадки, м³/м³; $\rho_{\text{г}}$ — плотность газовой фазы, кг/м³; ξ — коэффициент сопротивления сухой насадки, зависящий от ее формы:

- ♦ для регулярных насадок

$$\xi = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{м}} \frac{d_{\text{экв}}}{l}, \quad (4.9)$$

где $\xi_{\text{тр}} = 0,053$ — коэффициент сопротивления трения; l — высота слоя насадки, м; $d_{\text{экв}}$ — эквивалентный диаметр насадки, м; $\xi_{\text{м}}$ — коэффициент местного сопротивления, равный

$$\xi_{\text{м}} = \frac{A}{\varepsilon^2} - \frac{A+B}{\varepsilon} + B, \quad (4.10)$$

где A, B — коэффициенты, зависящие от типа насадки.

| Тип насадки | <i>A</i> | <i>B</i> |
|-------------------------|----------|----------|
| Трубки, блочная насадка | 4,2 | 3,9 |
| Хордовая насадка | 0,52 | −0,67 |

♦ для нерегулярных насадок, седлообразных и шаровых:

$$\xi = \frac{133}{Re_r} + 2,34; \quad (4.11)$$

♦ для кольцевых

$$\xi = \frac{140}{Re_r} \text{ при } Re \leq 40; \quad (4.12)$$

$$\xi = \frac{16}{Re_r^{0,2}} \text{ при } Re > 40. \quad (4.13)$$

Гидравлическое сопротивление орошаемой насадки

$$\Delta P_{\text{ор}} = \Delta P_{\text{сух}} \cdot 10^b, \quad (4.14)$$

где *b* — коэффициент, зависящий от типа насадки (табл. 4.5);

$v = \frac{L_o}{0,785D^2}$ — плотность орошения насадки, м³/(м²·с); *L*_о — объем-

ный расход жидкости, м³/с; *D* — диаметр колонны, м.

Таблица 4.5. Значения коэффициента *b* в зависимости от типа и размера насадки

| Насадка | Размер элемента, мм | <i>b</i> |
|-------------------------|---------------------|----------|
| Кольца Рашига в укладку | 50 | 25 |
| То же в навал | 15 | 53 |
| —«— | 25 | 51 |
| —«— | 50 | 35 |
| Кольца Палля | 50 | 35 |
| Седла «Инталлокс» | 25 | 33 |
| —«— | 50 | 28 |
| Седла Берля | 25 | 35 |

4.2. Расчет абсорбционных колонн

Абсорбционные аппараты находят широкое применение при получении готового продукта путем поглощения газа жидкостью, разделении газовых смесей на составляющие их ком-

поненты, при очистке газов от вредных примесей, для улавливания ценных компонентов из газовых выбросов.

С точки зрения методики расчета абсорбционные колонны условно можно разделить на две группы — с непрерывным контактом фаз (распылительные, насадочные колонны) и ступенчатым контактом фаз (тарельчатые колонны).

В зависимости от вида контакта фаз используются различные уравнения рабочих линий, скоростей газового потока в колонне, расчеты высоты колонны.

Для иллюстрации на рис. 4.1 представлена насадочная абсорбционная колонна.

Основные расчетные соотношения

Материальный баланс непрерывного процесса абсорбции можно представить следующей зависимостью:

$$M = G_n y_n - G_k y_k = L_k x_k - L_n x_n, \quad (4.15)$$

где M — массовый поток распределяемого компонента из газовой фазы в жидкую во всем аппарате, кмоль/с или кг/с; G_n , G_k — расход газа соответственно на входе в аппарат и выходе из него, кмоль/с или кг/с; L_n , L_k — расход жидкого поглотителя соответственно на входе в аппарат и выходе из него, кмоль/с или кг/с; y_n , y_k — концентрация извлекаемого компонента в газе соответственно на входе в аппарат и выходе из него, мольные доли или массовые доли; x_n , x_k — то же в жидкой фазе.

Если выражать концентрации извлекаемого компонента через относительные массовые или мольные концентрации

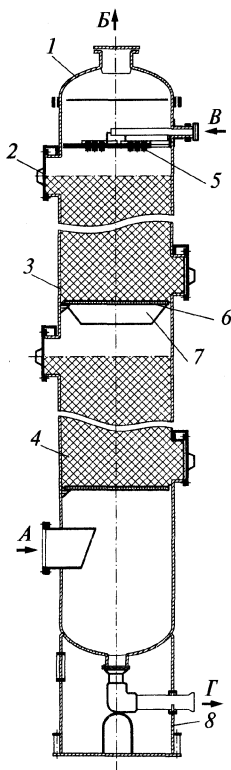


Рис. 4.1. Насадочная абсорбционная колонна:
1 — крышка; 2 — люк; 3 — корпус; 4 — слой насадки; 5 — распределитель жидкости; 6 — опорная решетка; 7 — перераспределитель жидкости; 8 — опора аппарата; А — вход очищаемого газа; В — выход газа; В, Г — вход и выход жидкости

$$Y = \frac{y}{1-y}; \quad X = \frac{x}{1-x}, \quad (4.16)$$

материальный баланс колонны можно представить уравнением

$$G_{\text{ин}}(Y_{\text{н}} - Y_{\text{к}}) = L_{\text{ин}}(X_{\text{к}} - X_{\text{н}}) = M, \quad (4.17)$$

где

$$G_{\text{ин}} = \frac{G_{\text{н}}}{1+Y_{\text{н}}} = \frac{G_{\text{к}}}{1+Y_{\text{к}}}; \quad (4.18)$$

$$L_{\text{ин}} = \frac{L_{\text{н}}}{1+X_{\text{н}}} = \frac{L_{\text{к}}}{1+X_{\text{к}}} -$$

расходы газа-носителя (инерта) и жидкого поглотителя (инерта), кмоль/с или кг/с. Под инертном понимается вещество без наличия распределяемого компонента. Конечная концентрация распределяемого компонента в газе $Y_{\text{к}}$ может быть рассчитана по заданному значению извлечения

$$\eta = \frac{Y_{\text{н}} - Y_{\text{к}}}{Y_{\text{н}}}. \quad (4.19)$$

Тогда расход компонента, переходящего из газа в жидкость, находится как

$$M = G_{\text{ин}} Y_{\text{н}} \eta \quad (4.20)$$

Уравнения рабочих линий для процесса абсорбции в противоточных аппаратах с непрерывным контактом (рис. 4.2, а) могут быть представлены в следующем виде:

$$y = \frac{L}{G}x + \frac{G_{\text{н}}}{G}y_{\text{н}} - \frac{L_{\text{к}}}{G}x_{\text{к}}; \quad y = \frac{L}{G}x + \frac{G_{\text{к}}}{G}y_{\text{к}} - \frac{L_{\text{н}}}{G}x_{\text{н}}; \quad (4.21)$$

$$Y = \frac{L_{\text{ин}}}{G_{\text{ин}}}X + Y_{\text{н}} - \frac{L_{\text{ин}}}{G_{\text{ин}}}X_{\text{к}}; \quad Y = \frac{L_{\text{ин}}}{G_{\text{ин}}}X + Y_{\text{к}} - \frac{L_{\text{ин}}}{G_{\text{ин}}}X_{\text{н}}, \quad (4.22)$$

где G, L — расходы газа и жидкости внутри аппарата, кг/с или кмоль/с.

При выражении состава фаз в относительных концентрациях в (4.22) уравнения рабочих линий линейные.

Для противоточных аппаратов со ступенчатым контактом фаз (рис 4.2, б) уравнения рабочих линий записывают так:

$$y_n = \frac{L_{n+1}}{G_n} x_{n+1} + \frac{G_n}{G_n} y_n - \frac{L_n}{G_n} x_n; \quad y_n = \frac{L_{n+1}}{G_n} x_{n+1} + \frac{G_n}{G_n} y_n - \frac{L_n}{G_n} x_n; \quad (4.23)$$

$$Y_n = \frac{L_{ин}}{G_{ин}} X_{n+1} + Y_n - \frac{L_{ин}}{G_{ин}} X_n; \quad Y_n = \frac{L_{ин}}{G_{ин}} X_{n+1} + Y_n - \frac{L_{ин}}{G_{ин}} X_n. \quad (4.24)$$

Эти уравнения справедливы при отсутствии обратного перемешивания между ступенями.

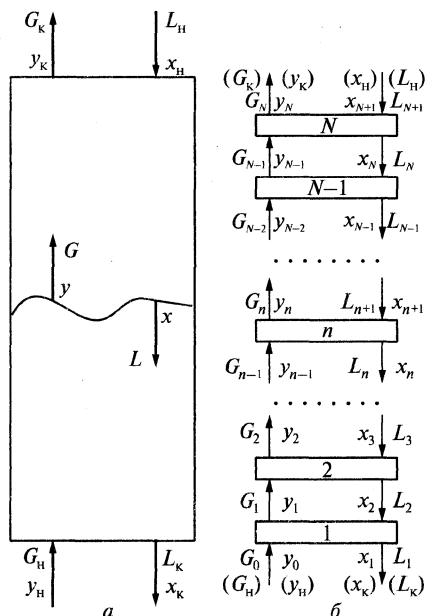


Рис. 4.2. Схемы противоточных аппаратов:
а — с непрерывным контактом фаз;
б — со ступенчатым контактом фаз

Расчет теоретического числа ступеней для изотермических процессов абсорбции связан с использованием графического или аналитического метода. Графический метод заключается в построении равновесной линии распределения компонента и рабочей линии по одному из уравнений (4.21)–(4.24). Построение ступенчатых линий, как показано в примере 4.1, дает минимальное теоретическое число ступеней контакта фаз.

В тех случаях, когда рабочая и равновесная линии прямые и, следовательно, соотношение расходов фаз не меняется, теоретическое число ступеней n_t можно рассчитать аналитически. Так,

для абсорбции, если функция равновесного распределения описывается зависимостью $y = mx$:

$$n_T = \frac{\lg \left[\frac{Y_H - mX_K}{Y_K - mX_H} \right]}{\lg \left(\frac{L_{ин}}{mG_{ин}} \right)}, \text{ если } \frac{L_{ин}}{mG_{ин}} \neq 1;$$

$$n_T = \frac{Y_H - Y_K}{Y_K - mX_H}, \text{ если } \frac{L_{ин}}{mG_{ин}} = 1,$$
(4.25)

где m — константа равновесия.

Аналитический расчет для случаев, когда линии равновесия или рабочая не прямые или температура меняется в процессе массообмена, рассмотрен в [4.4].

Расчет расхода абсорбента (поглотителя). Рабочий расход поглотителя принимают на 20–50 % больше минимального, который рассчитывают при допущении, что концентрация компонента в жидкости на выходе из аппарата является равновесной с концентрацией компонента в газе:

$$L_{\min} = \frac{M}{X^* - X_H}, \quad (4.26)$$

где X^* — мольная или массовая относительная концентрации компонента в жидкости на выходе из аппарата, равновесная с концентрацией компонента в газе.

Расчет рабочей скорости газа в колонне необходим для определения диаметра насадочной колонны по (4.3). Рабочая скорость газа ω принимается меньше скорости захлебывания колонны, так как работа колонны в режиме захлебывания неустойчива, сопровождается уносом жидкости из аппарата с газовой фазой, нарушением нормального орошения насадки.

Скорость газа, при которой наступает захлебывание насадочных аппаратов, рассчитывают по уравнению (при $\rho_{\text{ж}} > \rho_{\text{г}}$):

$$\lg \left[\frac{\omega_{\text{пр}} a \rho_{\text{г}}}{g \varepsilon^3 \rho_{\text{ж}}} \mu_{\text{ж}}^{0,16} \right] = A - B \left(\frac{L_m}{G_m} \right)^{0,25} \left(\frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,125}, \quad (4.27)$$

где $\omega_{\text{пр}}$ — предельная скорость газа, соответствующая началу захлебывания, м/с; $\rho_{\text{г}}$, $\rho_{\text{ж}}$ — плотности соответственно газовой и жидкой фаз, кг/м³; ε — свободный объем насадки, м³/м³; a — удельная по-

верхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$; $\mu_{\text{ж}}$ — коэффициент динамической вязкости жидкости, $\text{мПа}\cdot\text{с}$; A , B — коэффициенты (табл. 4.6); L_m , G_m — массовые расходы соответственно жидкой и газовой фаз, кг/с .

Таблица 4.6. Коэффициенты A и B в (4.27)

| Насадка | A | B |
|----------------|------------------------|------|
| Регулярная | $0,176 \cdot h / 0,05$ | 1,55 |
| Кольцо в навал | 0,022 | 1,75 |
| Седло | 0,26 | 1,75 |

Примечание. h — высота пакета насадки, м.

Рабочую скорость газа принимают на 10–30 % меньше предельной:

$$\omega = (0,7 - 0,9) \omega_{\text{пр}} \quad (4.28)$$

Для колонн, работающих под вакуумом, с целью снижения потерь давления по высоте колонны рекомендуется принимать более низкие значения рабочей скорости:

$$\omega = (0,5 - 0,7) \omega_{\text{пр}} \quad (4.29)$$

Скорость газа в тарельчатых абсорбционных колоннах может быть рассчитана, как и для ректификационных колонн, по уравнению

$$\omega = \psi C \sqrt{\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{г}}} - 1}, \quad (4.30)$$

где ψ — фактор вспениваемости жидкости (табл. 4.7); C — коэффициент, зависящий от рабочих режимов и расстояния между тарелками, определяется по графикам (рис. 4.3, где вместо $\rho_{\text{п}}$ подставляется $\rho_{\text{г}}$).

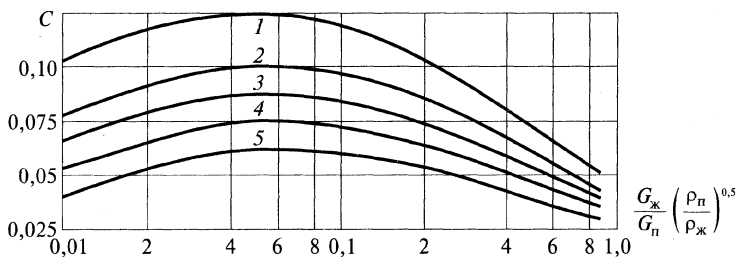


Рис. 4.3. Значение коэффициента C в (4.30) при расстоянии между тарелками, м:

1 — 0,7; 2 — 0,6; 3 — 0,5; 4 — 0,4; 5 — 0,3

Таблица 4.7. Коэффициент ψ в (4.30) и K_1 , K_2 в (4.57)

| Вспениваемость жидкости | ψ | K_1 | K_2 |
|---|---------|-------|-------|
| Малая (ректификация нефтяных фракций, углеводородных газов, кроме легких типа метана и этана, фтористых систем – фреонов) | 1–0,9 | 0,250 | 0,65 |
| Средняя (атмосферная перегонка нефти, абсорбция и десорбция углеводородов, регенерация аминов и гликолей) | 0,9–0,7 | 0,225 | 0,80 |
| Большая (вакуумная перегонка нефти, абсорбция аминами и гликолями, растворами глицерина, метилэтилкетонами) | 0,7–0,6 | 0,118 | 1,30 |

Как видим, скорость газового потока в значительной степени определяется соотношением размеров внутренних устройств колонны. Например, скорость газа в насадочных аппаратах зависит от размера насадки, в тарельчатых – от расстояния между тарелками. Таким образом, результат расчета не является однозначным. Окончательно следует выбрать такую скорость газового потока, при которой достигается минимальная стоимость аппарата, насадка не забивается твердыми частицами, а расстояние между тарелками позволяет производить их монтаж, осмотр и ремонт.

Расчет рабочей высоты колонны. Для расчета высоты слоя насадки, обеспечивающей заданную эффективность процесса массообмена в абсорбционном аппарате, используют различные методы расчета кинетических характеристик процесса. В инженерной практике наиболее часто применяют метод расчета числа единиц переноса (ЧЕП) $N_{ог}$ и высоты насадки эквивалентной единицы переноса (ВЭП).

ЧЕП представляет собой отношение изменения концентрации распределяемого компонента, которая может быть выражена как по газовой, так и по жидкой фазе, к средней движущей силе:

$$N_{ог} = \frac{y_n - y_k}{\Delta y_{ср}} \quad \text{или} \quad N_{ож} = \frac{x_k - x_n}{\Delta x_{ср}}. \quad (4.31)$$

Единицу переноса можно рассматривать как элемент абсорбера, в котором изменение концентрации в одной из фаз равно средней движущей силе в пределах данного элемента. В простейшем случае движущую силу процесса определяют как среднюю логарифмическую величину

$$\Delta y_{\text{cp}} = \frac{(y_{\text{н}} - y'_{\text{н}}) - (y_{\text{к}} - y'_{\text{к}})}{\ln \frac{y_{\text{н}} - y'_{\text{н}}}{y_{\text{к}} - y'_{\text{к}}}}, \quad (4.32)$$

где $y_{\text{н}}$, $y'_{\text{н}}$, $y_{\text{к}}$, $y'_{\text{к}}$ — рабочие и равновесные концентрации компонента в газе на входе в аппарат и на выходе из аппарата, кмоль/кмоль смеси.

Если линия равновесия прямая, то ЧЕП находят по (4.31).

Определение ЧЕП может быть осуществлено графическим методом Бейкера. Для этого на диаграмме y — x строят рабочую AB и равновесную OC линии (рис. 4.4). Затем проводят среднюю линию MN , делящую пополам отрезки ординат между AB и OC . Из точки B , соответствующей конечному состоянию газа, проводят горизонтальный отрезок BE , равный удвоенному отрезку BD (точка D лежит на линии MN), из точки E проводят вертикаль EF до пересечения с рабочей линией. Из построения видно, что $EF = 2KD = KL$, но отрезок KL равен средней движущей силе на участке BF .

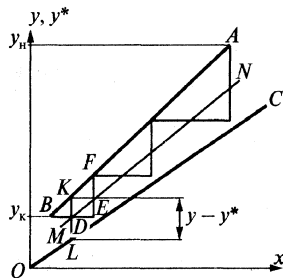


Рис. 4.4. Определение $N_{\text{ог}}$ графическим методом Бейкера:
 AB — рабочая линия; OC — линия равновесия

Таким образом, отрезок EF отображает изменение концентрации газа, соответствующее одной единице переноса. Продолжая построение ступеней до точки A (начальное состояние газа), находят ЧЕП. Метод применим, если на участке, соответствующем одной ступени, линия равновесия незначительно отличается от прямой. В противном случае отрезок KL не будет соответствовать средней движущей силе на рассматриваемом участке.

Высота единицы переноса $h_{\text{г}}$ по газовой фазе:

♦ для насыпных насадок

$$h_{\text{г}} = 0,615 d_3 \text{Re}_{\text{г}}^{0,345} (\text{Pr}'_{\text{г}})^{0,667}, \quad (4.33)$$

где $\text{Re}_{\text{г}} = \frac{\omega d_3 \rho_{\text{г}}}{\varepsilon_{\text{г}} \mu_{\text{г}}}$ — число Рейнольдса по газу; $\text{Pr}'_{\text{г}} = \frac{\mu_{\text{г}}}{\rho_{\text{г}} D_{\text{г}}}$ — число

Прандтля диффузионное; d_3 — эквивалентный диаметр насадки, м;

D_r — коэффициент диффузии поглощаемого компонента в газе, м²/с;

♦ для регулярных насадок

$$h_r = 1,5d_3 \operatorname{Re}_r^{0,26} (\operatorname{Pr}'_r)^{0,66} \left(\frac{l}{d_3} \right)^{0,47}, \quad (4.34)$$

где l — высота слоя насадки, м.

Высота единицы переноса $h_{\text{ж}}$ по жидкой фазе

$$h_{\text{ж}} = 119\delta_{\text{пр}} \operatorname{Re}_{\text{ж}}^{0,25} (\operatorname{Pr}'_{\text{ж}})^{0,5}, \quad (4.35)$$

где $\operatorname{Re}_{\text{ж}} = \frac{4\omega_{\text{ж}}\rho_{\text{ж}}}{a\mu_{\text{ж}}}$ — число Рейнольдса для пленки жидкости; $\omega_{\text{ж}}$ —

скорость жидкости, отнесенная к сечению колонны, м/с; a — удельная поверхность насадки, м²/м³; $\delta_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{\mu_{\text{ж}}^2}{\rho_{\text{ж}}^2 g}}$ — приведенная тол-

щина пленки жидкости на поверхности насадки; $\operatorname{Pr}_{\text{ж}} = \frac{\mu_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} D_{\text{ж}}}$ —

число Прандтля диффузионное; $D_{\text{ж}}$ — коэффициент диффузии поглощаемого компонента в жидкости, м²/с.

Общая высота единиц переноса

$$h_{\text{ог}} = h_r + \frac{mG}{L} h_{\text{ж}}. \quad (4.36)$$

Высота насадки

$$H_{\text{раб}} = N h_{\text{ог}}, \quad (4.37)$$

где N — число единиц переноса.

Общая высота колонны рассчитывается по (4.1).

Рабочая высота тарельчатых абсорбционных колонн вычисляется по (4.2), для решения которого требуется знать число действительных тарелок n_d в колонне. Выбор метода его расчета зависит от способа оценки эффективности ступени. Если известны, например из экспериментальных данных, КПД (по Мерфри) выбранной тарелки, тогда

$$n_d = \frac{n_T}{\eta}, \quad (4.38)$$

где n_T — теоретическое число тарелок (ступеней контакта); η — КПД (по Мерффри), равный

$$\eta = \frac{y_{\text{вых}} - y_{\text{вх}}}{y^* - y_{\text{вх}}}; \quad (4.39)$$

$y_{\text{вых}}, y_{\text{вх}}$ — концентрация распределяемого компонента в газе соответственно на выходе и входе тарелки, мольные доли или массовые доли; y^* — концентрация компонента в газе, равновесная с концентрацией компонента в жидкости, мольные или массовые доли.

Для оценки интенсивности массоотдачи на тарелках существует ряд зависимостей, учитывающих тип тарелки, гидродинамические режимы, особенности разделяемых смесей (физико-химические свойства, вспениваемость), условия проведения процесса. Например, зная коэффициенты массоотдачи по обоим фазам или ЧЕП, можно рассчитать необходимое число реальных тарелок.

Предложены обобщенные уравнения для определения коэффициента массоотдачи для тарелок различных конструкций (пропальных, ситчатых, клапанных и др.):

$$\beta_{\text{г}f_T} = 624000 f_{\text{св}} D_{\text{г}}^{0,5} \left(\frac{\omega}{\varepsilon} \right)^{0,5} h_{\text{ст}} \left(\frac{\mu_{\text{г}}}{\mu_{\text{ж}} + \mu_{\text{г}}} \right)^{0,5}; \quad (4.40)$$

$$\beta_{\text{ж}f_T} = 624000 D_{\text{ж}}^{0,5} \left[\frac{\nu}{(1-\varepsilon)} \right]^{0,5} h_{\text{ст}} \left(\frac{\mu_{\text{г}}}{\mu_{\text{ж}} + \mu_{\text{г}}} \right)^{0,5}, \quad (4.41)$$

где $\beta_{\text{г}f_T}, \beta_{\text{ж}f_T}$ — коэффициенты массоотдачи соответственно для газовой и жидкой фаз, отнесенные к единице рабочей площади f_T тарелки, м/с; ε — газосодержание барботажного слоя, м³/м³; $f_{\text{св}}$ — относительная доля живого сечения тарелки; $h_{\text{ст}}$ — высота статического слоя (невспененной жидкости), м; ν — плотность орошения, отнесенная к рабочей площади тарелки:

$$\nu = \frac{L_m}{\rho_{\text{ж}} f_T}, \quad (4.42)$$

где L_m — массовый расход жидкости, кг/с; f_T — рабочая площадь тарелки (т.е. площадь сечения колонны за вычетом площади переливов), м².

Зная коэффициенты $\beta_{гг}$ и $\beta_{жг}$, можно найти число единиц переноса n_g и $n_{ж}$, приходящихся на тарелку:

$$n_g = \beta_{гг} / G; \quad (4.43)$$

$$n_{ж} = \beta_{жг} / L. \quad (4.44)$$

Общая высота единиц переноса $h_{ог}$ находится по (4.36), а действительное число тарелок n_d

$$n_d = n_t / n_{ог}, \quad (4.45)$$

где n_t — теоретическое число единиц переноса всей колонны (находится графически по рис. 4.4); $n_{ог}$ — общее число единиц переноса тарелки.

Высота рабочей части колонны рассчитывается по (4.2), а вся высота колонны — по (4.1).

Пример 4.1. Рассчитать противоточный абсорбер насадочного типа для поглощения водой диоксида углерода из смеси его с водородом и азотом.

Исходные данные. Состав поступающей смеси: $H_2 = 62\%$; $CO_2 = 18\%$; $N_2 = 20\%$. Расход газа на входе в абсорбер 1000 кмоль/ч. Давление процесса 2,0 МПа. На орошение подается вода с температурой 20 °С. Требуемая степень извлечения диоксида углерода 90 %.

Технологический расчет абсорбционной колонны. Составим материальный баланс и определим расход воды (рис. 4.5). Мольная доля диоксида углерода в поступающем газе $y_n = 0,18$, а его расход:

$$G_1 y_n = 1000 \cdot 0,18 = 180 \text{ кмоль/ч},$$

где G_1 — количество поступающей смеси, кмоль/ч.

Определим последовательно:

- ♦ количество поглощенного диоксида углерода по (4.20)

$$M = G_1 y_n \eta = 180 \cdot 0,9 = 162 \text{ кмоль/ч},$$

где $\eta = 0,9$ — степень извлечения CO_2 ;

- ♦ количество уходящего газа

$$G_2 = G_1 - M = 1000 - 162 = 838 \text{ кмоль/ч};$$

- ♦ содержание диоксида углерода в уходящем газе

$$G_1 y_n - M = 180 - 162 = 18 \text{ кмоль/ч};$$

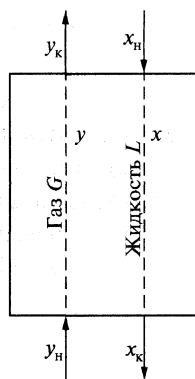


Рис. 4.5. Схема к материальному балансу

♦ мольную долю диоксида углерода в уходящем газе

$$y_k = \frac{G_1 y_n - M}{G_2} = \frac{18}{838} = 0,021.$$

Минимальный расход воды при противотоке находим по (4.26), полагая, что концентрация диоксида углерода в воде на выходе достигает равновесной:

$$L_{1\min} = \frac{M}{x_n^*} = \frac{162}{0,0027} = 60000 \text{ кмоль/ч},$$

где x_n^* – равновесная концентрация CO_2 в воде, для заданных условий процесса $x_n^* = 0,0027$, $x_n = 0$.

Увеличиваем расход воды на 30 %

$$L_p = 1,3 L_{\min} = 1,3 \cdot 60000 = 78000 \text{ кмоль/ч}$$

и с учетом растворившегося диоксида углерода находим:

$$L_1 = L_p + M = 78000 + 102 = 78102 \text{ кмоль/ч}.$$

Для перехода из кмоль/ч в $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$\bar{L}_1 = L_1 M_1 \frac{1}{\rho} = 78102 \cdot 18 \cdot \frac{1}{1000} = 1404 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где \bar{L}_1 – объемный расход воды, $\text{м}^3/\text{ч}$; M_1 – молярная масса воды, кг/кмоль ($M_{\text{H}_2\text{O}} = 18 \text{ кг/кмоль}$); $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды.

Содержание диоксида углерода в уходящей воде:

$$x_k = \frac{M}{L_1} = \frac{162}{78000} = 0,002.$$

Определим число единиц переноса.

Константу фазового равновесия при растворении диоксида углерода в воде под давлением определяем по эмпирическому уравнению

$$m_{p-x} = \frac{124,5}{a - bp},$$

где p – парциальное давление диоксида углерода в поступающем газе, МПа; a , b – коэффициенты, зависящие от температуры: $a = 0,972$; $b = 0,087$ при 20°C .

Парциальное давление диоксида углерода в смеси газов:

$$p_{\text{H}} = P y_{\text{H}} = 2,0 \cdot 0,18 = 0,36 \text{ МПа},$$

где P — давление в аппарате, МПа.

Для давления $P = 2,0$ МПа и температуры $t = 20$ °С:

$$m_{p-x} = \frac{124,5}{0,972 - 0,087 \cdot 0,36} = 132 \text{ МПа}.$$

Найдем равновесную концентрацию диоксида углерода в жидкости, соответствующую условиям газа в аппарате:

$$x_{\text{H}}^* = \frac{p_{\text{H}}}{m_{p-x}} = \frac{0,36}{132} = 0,0027$$

и равновесные концентрации в газовой фазе на входе в аппарат и выходе из него:

$$y_{\text{H}}^* = \frac{m_{p-x} x_{\text{H}}}{P} = \frac{132 \cdot 0,002}{2,0} = 0,132;$$

$$y_{\text{K}}^* = \frac{m_{p-x} x_{\text{H}}}{P} = \frac{132 \cdot 0}{2,0} = 0.$$

Вычислим число единиц переноса по (4.32) и (4.31):

$$\Delta y_{\text{cp}} = \frac{(y_{\text{H}} - y_{\text{H}}^*) - (y_{\text{K}} - y_{\text{K}}^*)}{\ln \frac{y_{\text{H}} - y_{\text{H}}^*}{y_{\text{K}} - y_{\text{K}}^*}} = \frac{(0,18 - 0,132) - (0,021 - 0)}{\ln \frac{0,18 - 0,132}{0,021 - 0}} = 0,0327;$$

$$N_{\text{ог}} = \frac{y_{\text{H}} - y_{\text{K}}}{\Delta y_{\text{cp}}} = \frac{0,18 - 0,021}{0,0327} = 4,86.$$

Определим диаметр абсорбера.

Предварительно оценим скорость захлебывания аппарата по (4.27):

$$\lg \left[\frac{\omega_{\text{пр}}^2 a \rho_{\text{Г}}}{g \varepsilon^3 \rho_{\text{ж}}} \mu_{\text{ж}}^{0,16} \right] = A - B \left(\frac{\bar{L}}{\bar{G}} \right)^{0,25} \left(\frac{\rho_{\text{Г}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,125}.$$

Выбираем в качестве насадки стальные кольца Палля 50×50×1,0 как наиболее перспективные со следующими характеристиками: $a = 108 \text{ м}^2/\text{м}^3$; $\varepsilon = 0,9 \text{ м}^3/\text{м}^3$; $d_{\text{з}} = 0,033 \text{ м}$; $\rho = 415 \text{ кг}/\text{м}^3$;

число колец 6400 1/м^3 , где d_3 — эквивалентный диаметр; ρ — насыпная плотность.

В нашем случае ρ_r — плотность газовой смеси, состояние которой отлично от стандартных, поэтому вычисляем ее по формуле

$$\begin{aligned}\rho_r &= \rho_{\text{см}} \frac{T_o P}{TP_o} = \sum_{i=1}^3 (x_i \rho_i) \frac{T_o P}{TP_o} = \\ &= (x_{\text{H}_2} \rho_{\text{H}_2} + x_{\text{CO}_2} \rho_{\text{CO}_2} + x_{\text{N}_2} \rho_{\text{N}_2}) \frac{T_o P}{TP_o} = \\ &= (0,62 \cdot 0,0899 + 0,18 \cdot 1,98 + 0,2 \cdot 1,25) \frac{273 \cdot 2,0}{(273 + 20) 0,1} = 12,3 \text{ кг/м}^3,\end{aligned}$$

где x_i — мольная доля i -го компонента смеси; ρ_i — плотность i -компонента смеси, кг/м^3 ; T , P , T_o , P_o — температура и давление для процесса и нормальных условий соответственно; плотности газов ρ_{H_2} , ρ_{CO_2} , ρ_{N_2} взяты для нормальных условий; $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ — плотность воды при 20°C ; $\mu_{\text{ж}} = 1 \text{ мПа}\cdot\text{с}$ — вязкость воды при 20°C ; $A = 0,022$; $B = 1,75$ для колец Палля в навал; \bar{L} , \bar{G} — массовые расходы соответственно жидкости и смеси газов, кг/ч ; принимаем $a = 108 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon = 0,9 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Для перехода из мольного расхода в массовый умножаем его на молярную массу соответственно воды $M_{\text{H}_2\text{O}} = 18 \text{ кг/кмоль}$ и смеси газов

$$\begin{aligned}M_{\text{см}} &= \sum M_i y_i = y_{\text{H}_2} M_{\text{H}_2} + y_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} + y_{\text{N}_2} M_{\text{N}_2} = \\ &= 0,62 \cdot 2 + 0,18 \cdot 44 + 0,2 \cdot 28 = 14,76 \text{ кг/кмоль},\end{aligned}$$

где M_i — молярная масса i -го компонента смеси; y_i — мольная доля i -го компонента смеси, и получаем массовые расходы жидкости и газа

$$\bar{L} = L_i M_{\text{H}_2\text{O}} = 78162 \cdot 18 = 1404000 \text{ кг/ч};$$

$$\bar{G} = G_i M_{\text{см}} = 1000 \cdot 14,76 = 14760 \text{ кг/ч}.$$

Составив равенство

$$\lg \left[\frac{108 \omega_{\text{нр}}^2}{92 \cdot 0,9^3} \frac{12,3}{1000} 1^{0,16} \right] = 0,022 - 1,75 \left(\frac{1404000}{14760} \right)^{0,25} \left(\frac{12,3}{1000} \right)^{0,125}$$

и решив его, получим скорость захлебывания: $\omega_{\text{нр}} = 0,063 \text{ м/с}$.

Рабочую скорость газа принимаем на 20 % меньше

$$\omega = 0,8\omega_{\text{пр}} = 0,8 \cdot 0,063 = 0,05 \text{ м/с}$$

и находим объемный расход газа на входе в аппарат при рабочих условиях:

$$V_r = \frac{G \cdot 22,4}{3600} \frac{P_o T}{P T_o} = \frac{1000 \cdot 22,4}{3600} \frac{0,1(273 + 20)}{2,0 \cdot 273} = 0,334 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Диаметр абсорбера определяем по (4.3):

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4V_r}{\pi\omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,334}{3,14 \cdot 0,05}} = 2,9 \text{ м}.$$

Принимаем диаметр аппарата $D = 3,0 \text{ м}$.

Проверим, обеспечивается ли нормальное орошение насадки при выбранном диаметре аппарата. Для этого рассчитаем плотность орошения в аппарате

$$\nu = \frac{4L_p M_{H_2O}}{\rho_{\text{ж}} \pi D^2} = \frac{4(78000/3600)18}{1000 \cdot 3,14 \cdot 3^2} = 0,0552 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

и сравним ее значение с минимальной плотностью орошения для абсорберов с нерегулярной насадкой

$$\nu_{\min} = a q_{\text{эф}}.$$

Здесь $q_{\text{эф}}$ — эффективная линейная плотность орошения, для колец Палля $q_{\text{эф}} = 0,022 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$. Тогда

$$\nu_{\min} = 108 \cdot 0,022 \cdot 10^{-3} = 0,0024 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Так как $\nu > \nu_{\min}$, то насадка орошается нормально.

Определим высоту единицы переноса для газовой фазы, для чего используем (4.33):

$$h_r = 0,615 d_s \text{Re}_r^{0,345} (\text{Pr}'_r)^{0,667},$$

где

$$\text{Re}_r = \frac{4W_r}{a\mu_r}; \quad W_r = \frac{\bar{G}}{S} = \frac{4G}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 14760}{3,14 \cdot 3600 \cdot 3^2} = 0,58 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}); \quad \mu_r =$$

$= \mu_{\text{см}}$ — вязкость газовой смеси;

$$\frac{M_{\text{см}}}{\mu_{\text{см}}} = \sum_{i=1}^n \frac{y_i M_i}{\mu_i} = \frac{y_{H_2} M_{H_2}}{\mu_{H_2}} + \frac{y_{CO_2} M_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{y_{N_2} M_{N_2}}{\mu_{N_2}}.$$

$M_{\text{см}} = 14,76$ кг/кмоль — молярная масса смеси; μ_i — вязкость i -го компонента смеси, Па·с. При подстановке численных значений

$$\frac{14,76}{\mu_{\text{см}}} = \frac{0,62 \cdot 2}{0,0032 \cdot 10^{-3}} + \frac{0,18 \cdot 44}{0,015 \cdot 10^{-3}} + \frac{0,2 \cdot 28}{0,018 \cdot 10^{-3}},$$

откуда

$$\mu_{\text{см}} = 45,2 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с и } Re_r = \frac{4 \cdot 0,58}{108 \cdot 45,2 \cdot 10^{-6}} = 1413.$$

Далее определим число Прандтля

$$Pr'_r = \frac{\mu_r}{\rho_r D_r},$$

где $\rho_r = 12,3$ кг/м³ — плотность газовой смеси; D_r — коэффициент диффузии, м²/с, равный

$$D_r = D_o \frac{P_o}{P} \left(\frac{T}{T_o} \right)^{3/2},$$

где $D_o = 13,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с — коэффициент диффузии диоксида углерода в воздухе при нормальных условиях; P, P_o — давление в аппарате и при нормальных условиях, МПа; T, T_o — температура рабочая и при нормальных условиях, К. Подстановка численных значений дает

$$D_r = 13,8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{0,1}{2,0} \left(\frac{273 + 20}{273} \right)^{3/2} = 0,77 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

и

$$Pr'_r = \frac{45,2 \cdot 10^{-6}}{12,3 \cdot 0,77 \cdot 10^{-6}} = 4,7.$$

Таким образом, высота единицы переноса газовой фазы:

$$h_r = 0,615 \cdot 0,033(1413)^{0,345} (4,7)^{0,667} = 0,339 \text{ м}.$$

Определим высоту единицы переноса для жидкой фазы по (4.34):

$$h_{\text{ж}} = 119 \delta_{\text{пр}} Re_{\text{ж}}^{0,25} (Pr'_{\text{ж}})^{0,5}.$$

Здесь

$$\delta_{\text{пр}} = \left(\frac{\mu_{\text{ж}}^2}{\rho_{\text{ж}}^2 g} \right)^{1/3} = \left(\frac{0,001^2}{1000^2 \cdot 9,8} \right)^{1/3} = 4,67 \cdot 10^{-5} \text{ м};$$

$$\omega_{\text{ж}} = \frac{\bar{L}}{S} = \frac{4\bar{L}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 1404000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 3^2} = 55,2 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{4\omega_{\text{ж}}}{a\mu_{\text{ж}}}, \quad \frac{4 \cdot 55,2}{108 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 2045;$$

$$\text{Pr}'_{\text{ж}} = \frac{\mu_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} D_{\text{ж}}} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{1000 \cdot 1,8 \cdot 10^{-9}} = 560,$$

где $D_{\text{ж}}$ – коэффициент диффузии газа в воде (для диоксида углерода $D_{\text{ж}} = 1,8 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$).

$$h_{\text{ж}} = 119 \cdot 4,67 \cdot 10^{-5} (2045)^{0,25} (560)^{0,5} = 0,884 \text{ м}.$$

Далее определим:

♦ общую высоту единицы переноса по (4.36)

$$h_{\text{ог}} = h_{\text{г}} + \frac{m_{\text{yx}} G}{L} h_{\text{ж}},$$

где

$$m_{\text{yx}} = \frac{m_{\text{рх}}}{P} = \frac{130}{2,0} = 65 -$$

константа фазового равновесия, в которой состав равновесной фазы выражен в мольных долях; тогда

$$h_{\text{ог}} = 0,339 + \frac{65 \cdot 1000}{78000} 0,884 = 1,08 \text{ м};$$

♦ высоту насадки по (4.37)

$$H_{\text{раб}} = N_{\text{ог}} h_{\text{ог}} = 4,86 \cdot 1,08 = 5,24 \text{ м}.$$

При коэффициенте запаса, равном 1,4, получаем

$$H_{\text{раб}} = 1,4 \cdot 5,24 = 7,3 \text{ м}.$$

Проверим, нужно ли устанавливать перераспределительные устройства для уменьшения пристенного эффекта. Максималь-

ная высота пакета насадки, не требующая перераспределительной тарелки:

$$H_{\max} = (4 - 5) 3 = 12 - 15 \text{ м.}$$

В нашем случае $H_{\text{раб}} < H_{\max}$, следовательно, установка перераспределительных устройств не требуется;

- ♦ общую высоту колонны по (4.1)

$$H_k = H_{\text{раб}} + H_{\text{сеп}} + H_{\text{куб}} = 7,3 + 1 + 1,7 = 10 \text{ м;}$$

принимаем $H_{\text{сеп}} = 1 \text{ м; } H_{\text{куб}} = 1,7 \text{ м.}$

Определим гидравлическое сопротивление:

- ♦ слоя сухой насадки по (4.8)

$$\Delta P_{\text{сух}} = \xi \frac{H_{\text{раб}} a \omega^2}{8 \cdot \varepsilon^3} \rho_r,$$

где по (4.13) $\xi = \frac{16}{\text{Re}_r^{0,2}} = \frac{16}{1413^{0,2}} = 3,75$, тогда

$$\Delta P_{\text{сух}} = 3,75 \frac{7,3 \cdot 108 \cdot 0,05^2}{8 \cdot 0,9^3} 12,3 = 15,5 \text{ Па;}$$

- ♦ орошаемой насадки по (4.14)

$$\Delta P_{\text{ор}} = \Delta P_{\text{сух}} 10^{b_0},$$

для колец Палля $b = 35$ (табл. 4.5)

$$\Delta P_{\text{ор}} = 15,5 10^{35 \cdot 0,0552} = 1328 \text{ Па.}$$

Механический расчет абсорбционной колонны. Толщину цилиндрической обечайки, работающей под внутренним давлением, рассчитываем по (1.1):

$$S = \frac{D_v P}{2[\sigma] \varphi - P} + C = \frac{3,0 \cdot 2,0}{2 \cdot 148 \cdot 0,8 - 2,0} + 0,001 = 0,027 \text{ м.}$$

Учитывая минусовой допуск, равный 0,9 мм для стали X18H9T толщиной $\delta = 28 \text{ мм}$, получаем

$$S = 0,027 + 0,001 = 0,028 \text{ м.}$$

Окончательно $S = 28 \text{ мм.}$

Выбираем эллиптическое отбортованное днище; его толщина определяется по (1.17):

$$S_d = \frac{PR}{2[\sigma]\varphi - 0,5P} + C,$$

где $R = \frac{D^2}{4H_d} = \frac{3^2}{4 \cdot 0,75} = 3 \text{ м}$; $H_d = 0,75 \text{ м}$ – высота днища без отбортовки. Тогда

$$S_d = \frac{2,0 \cdot 3}{2 \cdot 148,0 \cdot 0,8 - 0,5 \cdot 2,0} + 0,001 = 0,0264 \text{ мм}.$$

Округляя, примем толщину днища равной толщине обечайки, т.е. $S_d = 28 \text{ мм}$.

Расчет опоры аппарата. Абсорбер расположен внутри помещения, так как абсорбция идет с водой, следовательно, температура должна быть положительной.

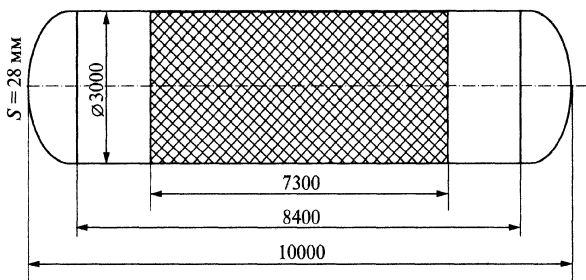


Рис. 4.6. К расчету максимального веса абсорбера (аппарат условно показан горизонтально)

Прежде чем начать расчет опоры, найдем максимальный вес аппарата, соответствующий условиям его гидроиспытания (рис. 4.6):

$$G_{\text{max}} = G_{\text{обеч}} + G_d + G_{\text{нас}} + G_{\text{H}_2\text{O}},$$

где $G_{\text{обеч}} = V_{\text{обеч}} \rho_{\text{ст}} g$ – вес обечайки, МН; $V_{\text{обеч}} = \pi D H_{\text{обеч}} S$ – объем листа обечайки; $\rho_{\text{ст}} = 7900 \text{ кг/м}^3$ – плотность стали – листа обечайки; $H_{\text{обеч}}$ – высота обечайки.

Итак:

$$G_{\text{обеч}} = \pi D H_{\text{обеч}} S \rho_{\text{ст}} g = 3,14 \cdot 3 \cdot 8,4 \cdot 0,028 \cdot 7900 \cdot 9,8 = 171580 \text{ Н} = 0,1715 \text{ МН}.$$

Далее определяем:

♦ вес днища

$$G_d = 2 \cdot 2356 \cdot 9,8 = 46180 \text{ Н} = 0,046 \text{ МН};$$

♦ вес насадки

$$G_{\text{нас}} = V_{\text{нас}} \rho_{\text{нас}} g = \frac{\pi D^2}{4} H_{\text{раб}} \rho_{\text{нас}} g =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} 7,3 \cdot 520 \cdot 9,8 = 262823 \text{ Н} = 0,262 \text{ МН},$$

где $V_{\text{нас}}$ — объем насадки, м^3 ; $\rho_{\text{нас}}$ — плотность насадки, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Рассчитаем вес воды при гидроиспытании

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} \rho_{\text{H}_2\text{O}} g,$$

где $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ — плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$; $V_{\text{H}_2\text{O}}$ — объем воды, м^3 , определяемый как сумма трех составляющих:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V'_{\text{H}_2\text{O}} + V''_{\text{H}_2\text{O}} + V'''_{\text{H}_2\text{O}};$$

$$V'_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{(H_{\text{обеч}} - H_{\text{нас}}) \pi D^2}{4} = \frac{(8,4 - 7,3) 3,14 \cdot 3^2}{4} = 7,7 \text{ м}^3 -$$

объем воды в свободной от насадки части обечайки;

$$V''_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{нас}} \varepsilon = \frac{\pi D^2}{4} H_{\text{нас}} \varepsilon = \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} 7,3 \cdot 0,78 = 40,2 \text{ м}^3 - \text{объем}$$

воды в свободном объеме насадки,

где $V_{\text{нас}}$ — объем насадки, м^3 ; ε — свободный объем насадки, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$V'''_{\text{H}_2\text{O}} = 2 \cdot 3,89 = 7,78 \text{ м}^3$ — объем воды в днищах.

Следовательно,

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = (7,7 + 40,2 + 7,78) 1000 \cdot 9,8 = 545664 \text{ Н} = 0,54 \text{ МН}.$$

Итак:

$$G_{\text{max}} = 0,17 + 0,046 + 0,262 + 0,54 = 1,01 \text{ МН}.$$

Выбираем аппарат, установленный на лапы и подвешенный между перекрытиями. Выберем опорную лапу, показанную на рис. 4.7, с допускаемой нагрузкой на опору $25 \cdot 10^{-2}$ МН.

Определим число опор:

$$n \geq \frac{G_{\text{max}}}{G_{\text{оп}}} = \frac{1,01}{25 \cdot 10^{-2}} = 4,04.$$

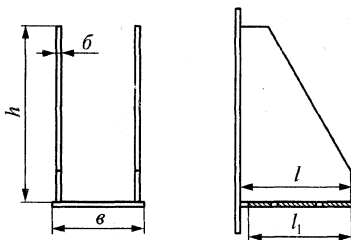


Рис. 4.7. Опорная лапа

Примем $n = 4$. Так как аппарат устанавливается в помещении, будем считать, что нагрузка на лапы распределяется равномерно. Тогда требуемую толщину ребра определим по (1.85), задавшись $K = 0,6$ (рис. 1.12):

$$\delta = \frac{2,24G}{KnZl[\sigma]} + C = \frac{2,24 \cdot 1,02}{0,6 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 0,48 \cdot 100} + 0,001 = 0,011 \text{ м.}$$

Так как отношение $\frac{l}{13} = \frac{0,48}{13} = 0,037 \text{ м} > \delta = 0,011 \text{ м}$, уменьшим значение K до 0,275 и получим

$$\delta = \frac{2,24 \cdot 1,02}{0,275 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 0,48 \cdot 100} + 0,001 = 0,023 \text{ м.}$$

Поскольку $\frac{l}{21,5} = \frac{0,48}{21,5} = 0,022 \text{ м} < \delta = 0,023 \text{ м}$, примем толщину ребра $\delta = 23 \text{ мм}$.

Принимаем отношение вылета лапы l к высоте ребра h равным $l/h = 0,5$. Тогда $h = 0,48/0,5 = 0,96 \text{ м}$.

Проверим прочность сварных швов, используя (1.86):

$$G/n \leq 0,7L_{\text{ш}}h_{\text{ш}}[\tau]_{\text{ш}},$$

где $h_{\text{ш}} = 0,008 \text{ м}$; $[\tau]_{\text{ш}} = 80 \text{ МПа}$; $L_{\text{ш}} = 4(h + \delta) = 4(0,96 + 0,023) = 3,9 \text{ м}$;

$$\frac{G}{n} = \frac{1,01}{4} = 0,25 \text{ МН.}$$

Второй член в уравнении (1.86)

$$0,7 \cdot 3,9 \cdot 0,008 \cdot 80 = 1,74 \text{ МН.}$$

Так как $1,74 \text{ МН} > 0,25 \text{ МН}$, прочность сварных швов обеспечена.

Принимая ширину опорной плиты лапы $b = 0,4 \text{ м}$, длину $l_1 = 0,43 \text{ м}$, проверим прочность фундамента из бетона марки 200 — $[\sigma]_{\text{ф}} = 14 \text{ МПа}$. Условие прочности

$$F_1 \geq \frac{G}{4[\sigma]_{\text{ф}}} = \frac{1,01}{4 \cdot 14} = 0,0182 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности нашей опоры

$$F_1 = l_1 b = 0,43 \cdot 0,4 = 0,172 \text{ м}^2;$$

$$F_1 = 0,172 \text{ м}^2 > 0,0182 \text{ м}^2.$$

4.3. Расчет ректификационных колонн

Основными типами аппаратов для проведения процесса ректификации выступают тарельчатые и насадочные колонны, которые по устройству принципиально аналогичны тарельчатым и насадочным абсорберам, рассмотренным в § 4.2. Кроме того, в ряде случаев используют пленочные колонны, в основном для ректификации под вакуумом.

В отличие от абсорберов все эти аппараты для снижения потерь теплоты покрывают тепловой изоляцией. Главной особенностью ректификационных колонн является то, что для проведения ректификации они должны быть снабжены соответствующей теплообменной аппаратурой — кипятильником, подогревателем, конденсатором-дефлегматором, холодильниками дистиллята и кубового остатка.

Для иллюстрации на рис. 4.8 представлена конструкция тарельчатой ректификационной колонны.

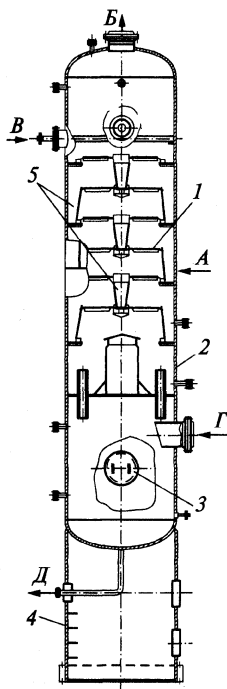


Рис. 4.8. Тарельчатая ректификационная колонна:

1 — тарелка; 2 — корпус; 3 — люк; 4 — опора; 5 — переливное устройство; А — исходная смесь (питание); В — дистиллят; Г — пар из кипятильника; Д — кубовый остаток

Основные расчетные соотношения

Материальный баланс ректификационной колонны на общую массу и низкокипящий компонент имеет вид (рис. 4.9):

$$G_F = G_D + G_W, \quad (4.46)$$

$$G_F x_F = G_D x_D + G_W x_W, \quad (4.47)$$

где G_F — количество поступающей в колонну исходной смеси, кмоль/с; G_D — количество получаемого дистиллята, кмоль/с; G_W — количество кубового остатка, кмоль/с; x_F , x_D , x_W — концентрации низкокипящего компонента соответственно в питании, дистилляте, кубовом остатке, кмоль/кмоль.

Расход пара в колонне

$$G = G_R + G_D, \quad (4.48)$$

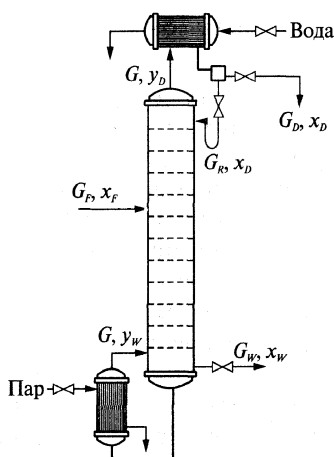


Рис. 4.9. Схема к расчету материального баланса ректификационной колонны

Расход жидкости L , кмоль/с; в частях колонны:

- ♦ в верхней (укрепляющей)

$$L = G_R = RG_D; \quad (4.49)$$

- ♦ в нижней (исчерпывающей)

$$L = G_R + G_F = G_D (R + F), \quad (4.50)$$

где G_R — количество флегмы, кмоль/с; R — флегмовое число.

Уравнения рабочей линии частей колонны:

- ♦ укрепляющей (верхней)

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_D}{R+1}; \quad (4.51)$$

- ♦ исчерпывающей (нижней)

$$y = \frac{R+F}{R+1}x - \frac{F-1}{R+1}x_W, \quad (4.52)$$

где $F = \frac{G_F}{G_D} = \frac{x_D - x_W}{x_F - x_W}$ — относительный мольный расход питания.

Расчет флегмового числа R — отношения расходов флегмы и дистиллята по эмпирическому соотношению

$$R = \frac{G_R}{G_D} = 1,3R_{\min} + 0,3, \quad (4.53)$$

где R_{\min} — минимальное флегмовое число, определяемое соотношением концентраций:

$$R_{\min} = \frac{x_D - y_F^*}{y_F^* - x_F}, \quad (4.54)$$

где y_F^* — молярная доля легколетучего компонента в паре, равновесном с жидкостью питания.

Расчет рабочей скорости пара в тарельчатой колонне. Максимально допустимая скорость пара в колонне вычисляется по (4.30). Рабочая скорость пара в рабочем сечении колонны принимается на 10–30 % ниже максимально допустимой, а для колонн, работающих под вакуумом, — на 30–50 % ниже предельной. На основе полученных рабочих скоростей пара в колонне по (4.3) рассчитывается диаметр колонны.

В случаях, когда расходы потоков в верхней части колонны и нижней значительно различаются, диаметры укрепляющей и исчерпывающей частей колонны определяют отдельно.

Расчет теоретического числа ступеней контакта (тарелок). Теоретическое число тарелок находят аналитически или графически. Графический метод как наиболее простой весьма широко распространен. Для случая ректификации строят равновесную кривую в координатах x – y , решая совместно уравнения рабочих линий (4.51) и (4.52), находят точку пересечения рабочих линий и соединяют ее с точками на диагонали диаграммы с координатами x_W и x_D . Эти прямые и есть рабочие линии. Определяют теоретическое число ступеней (тарелок), проводя ступенчатую линию между линией равновесия и рабочими линиями. Каждая ступень соответствует одной теоретической тарелке. Использование графического метода показано ниже в примере 4.2.

При необходимости использования аналитического метода определения теоретического числа ступеней можно обратиться к [4.3].

Расчет рабочей высоты колонны. Рабочую высоту тарельчатых ректификационных колонн рассчитывают по (4.2), для чего необходимо знать действительное число тарелок в колонне. В приближенных расчетах применяют более простой метод — с помощью так называемого среднего КПД тарелок по (4.38).

Средний КПД тарелок η зависит от многих факторов — конструкции и размеров тарелок, гидродинамических факторов, физи-

ко-химических свойств пара и жидкости и определяется по опытным данным, большей частью они находятся в пределах 0,3–0,8.

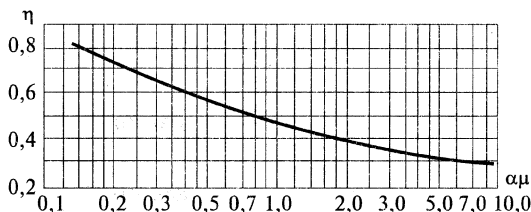


Рис. 4.10. Корреляционная зависимость среднего КПД тарелок от произведения относительной летучести компонентов α и вязкости жидкости питания μ , мПа·с

На рис. 4.10 приведена зависимость среднего КПД тарелок, полученная по опытным данным для промышленных ректификационных колонн сравнительно небольшого диаметра. На этом рисунке относительная летучесть разделяемых компонентов α и динамическая вязкость жидкости питания принимаются при средней температуре в колонне. Значение α рассчитывается по формуле

$$\alpha = P_A / P_B, \quad (4.55)$$

где P_A и P_B — давления насыщенного пара более летучего (низкокипящего) компонента и менее летучего (высококипящего) компонента при той же температуре.

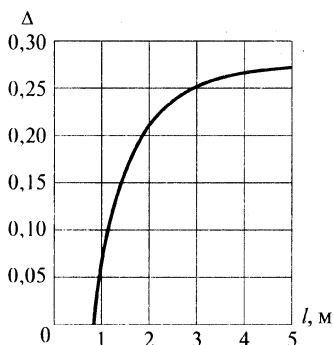


Рис. 4.11. Зависимость поправки Δ в (4.56) от длины пути жидкости на тарелке

При определении среднего КПД тарелок в колоннах большего диаметра (с длиной пути жидкости на тарелке $l > 0,9$ м) к значениям, найденным по рис. 4.10, рекомендуют давать поправку Δ :

$$\eta_1 = \eta(1 + \Delta). \quad (4.56)$$

Значение поправки Δ для смесей с $\alpha\mu = 0,1-10$ приведены на рис. 4.11.

С достаточной точностью можно найти действительное число тарелок при ректификации бинарных систем, воспользовавшись расчетом коэффициентов массоотдачи в паровой и

жидкой фазе по (4.43) и (4.44), подставив вместо параметров газа параметры пара, а действительное число тарелок рассчитать по уравнению (4.45). Зная его, находят высоту рабочей части колонны, а по (4.1) — полную высоту колонны без опорной обечайки.

Для насадочных ректификационных колонн высота колонны рассчитывается аналогично, но учитывается, что высота рабочей части колонны есть высота насадки и межнасадочного пространства, если предусмотрены перераспределительные устройства жидкости.

Расчет переливного устройства в тарельчатых ректификационных колоннах. Для тарелок с переливными устройствами необходимо проверить выполнение условия отсутствия захлебывания переливного устройства

$$\frac{L_m}{\rho_{\text{ж}} F_{\text{пер}}} < K_1 H_{\text{мт}}^{K_2}, \quad (4.57)$$

где L_m — массовый расход жидкости, кг/с; $F_{\text{пер}}$ — площадь перелива выбранной тарелки, м²; $H_{\text{мт}}$ — расстояние между тарелками, м; K_1 , K_2 — коэффициенты, зависящие от условий процесса (табл. 4.7).

Для нормальной работы переливного устройства должно также выполняться условие

$$\frac{L_m}{\rho_{\text{ж}} l_{\text{пер}} \theta} < 0,45, \quad (4.58)$$

где $l_{\text{пер}}$ — периметр слива, м; θ — зазор между основанием тарелки и нижней кромкой сливного стакана (для ситчатых тарелок $\theta = 0,06$ м, для клапанных — 0,09 м, колпачковых — 0,035 м).

Если одно из условий (4.57), (4.58) не соблюдается, следует увеличить расстояние между тарелками или выбрать двухпоточные тарелки.

Пример 4.2. Выполнить проектный расчет ректификационной колонны непрерывного действия с клапанными тарелками для получения 100000 т этилена в год.

Исходные данные. Колонна работает при давлении 1,2 МПа. Требуемое содержание этилена в дистилляте 98 % (масс.), содержание этилена в кубовом остатке 4 % (масс.). Состав исходной смеси: 57 % этилена и 43 % этана (масс.). Исходная смесь поступает в колонну при температуре кипения.

Технологический расчет. Обозначив массовый расход дистиллята через G_D , кг/ч, кубового остатка G_W , кг/ч, питания G_F , кг/ч, согласно (4.46), (4.47), запишем

$$G_D + G_W = G_F; G_D \bar{x}_D + G_W \bar{x}_W = G_F \bar{x}_F,$$

где $G_D = 100000 \text{ т/год} = \frac{100000 \cdot 1000}{8000} = 12500 \text{ кг/ч}$ (8000 ч – время ра-

боты аппарата за год). Тогда

$$12500 + G_W = G_F; 12500 \cdot 0,98 + G_W \cdot 0,04 = G_F \cdot 0,57.$$

Решая совместно эти уравнения, найдем

$$G_F = 22170 \text{ кг/ч}; G_W = 9670 \text{ кг/ч}.$$

Для дальнейших расчетов выразим концентрации питания, дистиллята и кубового остатка в мольных долях:

♦ питание

$$x_F = \frac{\frac{\bar{x}_F}{M_{\text{этил}}}}{\frac{\bar{x}_F}{M_{\text{этил}}} + \frac{100 - \bar{x}_F}{M_{\text{этан}}}} = \frac{\frac{57}{28}}{\frac{57}{28} + \frac{100 - 57}{30}} = 0,59;$$

♦ ДИСТИЛЛЯТ

$$x_D = \frac{\frac{\bar{x}_D}{M_{\text{этил}}}}{\frac{\bar{x}_D}{M_{\text{этил}}} + \frac{100 - \bar{x}_D}{M_{\text{этан}}}} = \frac{\frac{98}{28}}{\frac{98}{28} + \frac{100 - 98}{30}} = 0,98;$$

♦ кубовый остаток

$$x_W = \frac{\frac{\bar{x}_W}{M_{\text{этил}}}}{\frac{\bar{x}_W}{M_{\text{этил}}} + \frac{100 - \bar{x}_W}{M_{\text{этан}}}} = \frac{\frac{4}{28}}{\frac{4}{28} + \frac{100 - 4}{30}} = 0,04,$$

где $M_{\text{этил}}$, $M_{\text{этан}}$ – молярные массы соответственно этилена и этана, кг/кмоль.

Относительный мольный расход питания:

$$F = \frac{x_D - x_W}{x_F - x_W} = \frac{0,98 - 0,04}{0,59 - 0,04} = 1,7.$$

Определим минимальное число флегмы по (4.54):

$$R_{\min} = \frac{x_D - y_F^*}{y_F^* - x_F} = \frac{0,98 - 0,7}{0,7 - 0,59} = 2,55,$$

где $y_F^* = 0,7$, и рабочее число флегмы по (4.53):

$$R = 1,3R_{\min} + 0,3 = 1,3 \cdot 2,55 + 0,3 = 3,615.$$

Составим уравнения рабочих линий:

♦ верхней (укрепляющей) части по (4.51)

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_D}{R+1} = 0,783x + 0,212;$$

♦ нижней (исчерпывающей) части по (4.52)

$$y = \frac{R+F}{R+1}x - \frac{F-1}{R+1}x_W = 1,15x - 0,006.$$

Найдем массовый расход жидкости в колонне:

♦ в верхней части по (4.49)

$$L'_m = RG_{mD} = 3,615 \cdot 12500 = 45187 \text{ кг/ч};$$

♦ в нижней части по (4.50)

$$L''_m = G_{mD}(R+F) = 12500(3,615+1,7) = 66437,5 \text{ кг/ч}.$$

Средние концентрации жидкости в колонне:

♦ в верхней части

$$x'_{\text{ср}} = \frac{x_F + x_D}{2} = \frac{0,59 + 0,98}{2} = 0,785;$$

♦ в нижней части

$$x''_{\text{ср}} = \frac{x_F + x_W}{2} = \frac{0,59 + 0,04}{2} = 0,315.$$

Средние концентрации пара находим по уравнениям рабочих линий:

♦ в верхней части колонны

$$y'_{\text{ср}} = 0,783x'_{\text{ср}} + 0,212 = 0,783 \cdot 0,785 + 0,212 = 0,826;$$

♦ в нижней части колонны

$$y''_{\text{ср}} = 1,15x''_{\text{ср}} - 0,006 = 1,15 \cdot 0,315 - 0,006 = 0,356.$$

Средние температуры пара этилена определяем по диаграмме:

$$\blacklozenge \quad t'_{\text{ср}} = -43^\circ\text{C} \text{ при } y'_{\text{ср}} = 0,826;$$

$$\blacklozenge \quad t''_{\text{ср}} = -34^\circ\text{C} \text{ при } y''_{\text{ср}} = 0,356.$$

Средние плотности пара в колонне $\rho_{\text{ср}}$:

\blacklozenge в верхней части колонны

$$\rho'_{\text{ср}} = \frac{M'_{\text{ср}} T_o}{22,4 T'_{\text{ср}}} = \frac{28,4 \cdot 273}{22,4 (273 - 43)} = 1,5 \text{ кг/м}^3;$$

\blacklozenge в нижней части колонны

$$\rho''_{\text{ср}} = \frac{M''_{\text{ср}} T_o}{22,4 T''_{\text{ср}}} = \frac{29,288 \cdot 273}{22,4 \cdot 239} = 1,494 \text{ кг/м}^3.$$

Средняя плотность пара в колонне находится как среднее арифметическое $\rho'_{\text{ср}}$ и $\rho''_{\text{ср}}$:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{\rho'_{\text{ср}} + \rho''_{\text{ср}}}{2} = \frac{1,5 + 1,494}{2} = 1,497 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность жидких этана и этилена примерно равны и при $t = -35^\circ\text{C}$

$$\rho_{\text{этан}} = \rho_{\text{этил}} = \rho_{\text{ж}} = 456 \text{ кг/м}^3.$$

Средние молярные массы пара в колонне $M_{\text{ср}}$:

\blacklozenge в верхней части

$$M'_{\text{ср}} = M_{\text{этил}} y'_{\text{ср}} + M_{\text{этан}} (1 - y'_{\text{ср}}) = 0,826 \cdot 28 + (1 - 0,826) 30 = 28,35 \text{ кг/кмоль};$$

\blacklozenge в нижней части

$$M''_{\text{ср}} = M_{\text{этил}} y''_{\text{ср}} + M_{\text{этан}} (1 - y''_{\text{ср}}) = 0,356 \cdot 28 + (1 - 0,356) 30 = 29,29 \text{ кг/кмоль}.$$

Молярная масса дистиллята:

$$M_D = x_D M_{\text{этил}} + (1 - x_D) M_{\text{этан}} = 0,98 \cdot 28 + (1 - 0,98) 30 = 28,04 \text{ кг/кмоль}.$$

Массовый расход пара в колонне:

\blacklozenge в верхней части

$$G'_m = \frac{G_{mD}}{M_D} (1 + R) M'_{\text{ср}} = \frac{12500}{28,04} (1 + 3,615) 28,35 = 58325,3 \text{ кг/ч};$$

♦ в нижней части

$$G_m'' = \frac{G_{mD}}{M_D} (1 + R) M_{cp}'' = \frac{12500}{28,04} (1 + 3,615) \cdot 29,29 = 60258,9 \text{ кг/ч.}$$

Полагая, что диаметр колонны более 2 м, выбираем по табл. 4.3 межтарельчатое расстояние равным 700 мм.

Скорость пара в колонне определим по (4.30):

$$\omega_{\text{доп}} = \psi C \sqrt{\frac{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}} = 0,9 \cdot 0,11 \sqrt{\frac{(456 - 1,5)}{1,5}} = 1,73 \text{ м/с,}$$

где значение ψ принято по табл. 4.7, значение C — по рис. 4.3.

Примем рабочую скорость пара меньше допустимой на 20 %:

$$\omega_{\text{раб}} = 1,73 \cdot 0,8 \approx 1,4 \text{ м/с.}$$

Объемный расход пара в колонне:

♦ в верхней части

$$V' = \frac{G_m'}{\rho'_{\text{ср}}} = \frac{58325,3}{1,5 \cdot 3600} = 10,8 \text{ м}^3/\text{с};$$

♦ в нижней части

$$V'' = \frac{G_m''}{\rho''_{\text{ср}}} = \frac{60258,9}{1,494 \cdot 3600} = 11,2 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Диаметр колонны рассчитываем по (4.3):

♦ в верхней части

$$D' = \sqrt{\frac{4V'}{\pi \omega_{\text{раб}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10,8}{3,14 \cdot 1,4}} = 3,13 \text{ м;}$$

♦ в нижней части

$$D'' = \sqrt{\frac{4V''}{\pi \omega_{\text{раб}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,2}{3,14 \cdot 1,4}} = 3,19 \text{ м.}$$

Поскольку диаметры укрепляющей части колонны и истощающей близки, принимаем колонну одного стандартного размера $D = 3,2 \text{ м}$.

Определим диаметры штуцеров, которые потребуются при расчете укрепления отверстий:

$$d = \sqrt{\frac{G}{\pi \rho \omega}},$$

где d — внутренний диаметр штуцера, м; G — расход вещества, кг/с; ρ — плотность вещества, кг/м³; ω — скорость вещества в штуцере, м/с.

Так как плотности жидкостей разделения практически равны, то для всех штуцеров $\rho_{\text{ж}} = 456 \text{ кг/м}^3$. При этом штуцерами, проводящими жидкость, будем считать: штуцер питания, штуцер отвода жидкости из куба в испаритель, штуцер вывода кубового остатка, штуцер ввода флегмы.

Скорость жидкости ω принимаем равной 1 м/с и определяем диаметры:

- ♦ штуцеров питания и отвода жидкости из куба в испаритель. Они равны, так как через них проходит одинаковое количество жидкости

$$d_{\text{пит}} = \sqrt{\frac{G_F}{\pi \rho_{\text{ж}} \omega}} = \sqrt{\frac{22170}{3600 \cdot 3,14 \cdot 456 \cdot 1}} = 0,07 \text{ м};$$

- ♦ штуцера вывода кубового остатка

$$d_{\text{куб}} = \sqrt{\frac{G_W}{\pi \rho_{\text{ж}} \omega}} = \sqrt{\frac{9670}{3600 \cdot 3,14 \cdot 456 \cdot 1}} = 0,043 \text{ м. Принимаем } 0,05 \text{ м};$$

- ♦ штуцера ввода флегмы

$$d_{\text{фл}} = \sqrt{\frac{G_R}{\pi \rho_{\text{ж}} \omega}} = \sqrt{\frac{G_D R}{\pi \rho_{\text{ж}} \omega}} = \sqrt{\frac{12500 \cdot 3,615}{3600 \cdot 3,14 \cdot 456 \cdot 1}} = 0,094 \text{ м. Принимаем } 0,1 \text{ м}.$$

Плотность паров по высоте колонны практически одинакова и составляет $\rho_{\text{п}} = 1,497 \text{ кг/м}^3$. Штуцерами, проводящими пар, будем считать штуцер выхода дистиллята, штуцер ввода паров из испарителя, так как вводится большой объем паров, число этих штуцеров примем равным 2.

Скорость паров примем равной $\omega_2 = 10 \text{ м/с}$ и определим диаметры:

- ♦ штуцера вывода дистиллята

$$d_{\text{дист}} = \sqrt{\frac{G_D}{3600 \pi \rho_{\text{п}} \omega_{\text{п}}}} = \sqrt{\frac{12500}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,497 \cdot 10}} = 0,272 \text{ м}.$$

Принимаем 0,280 м;

♦ ввода паров из испарителя

$$d_{\text{исп}} = \sqrt{\frac{G_F}{3600 \pi \rho_n \omega_n}} = \sqrt{\frac{22170}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,497 \cdot 10}} = 0,36 \text{ м.}$$

Определим число тарелок в аппарате.

Теоретическое число тарелок-ступеней изменения концентрации найдем графическим построением на y - x диаграмме (рис. 4.12). На основе графического построения определено, что теоретическое число тарелок равно 32. Из них 17 находятся в верхней (укрепляющей) части колонны, а 15 — в нижней (исчерпывающей) части.

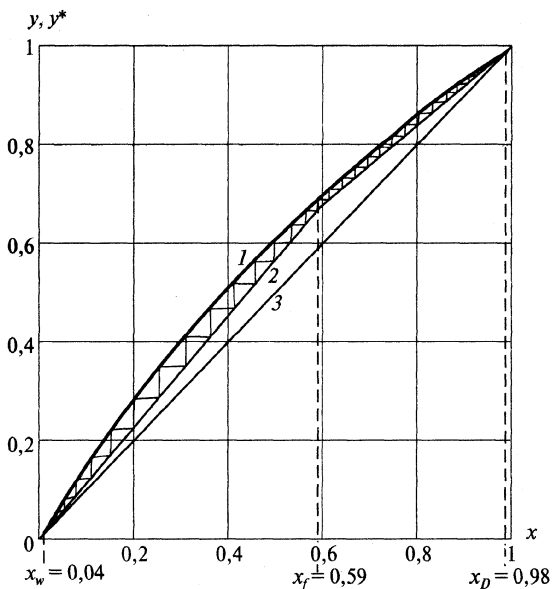


Рис. 4.12. Определение числа ступеней изменения концентрации:
1 — равновесная линия; 2 — рабочая линия; 3 — диагональ

Для нахождения действительного числа тарелок используем (4.38):

$$n = n_t / \eta,$$

где n_t — теоретическое число тарелок; η — средний КПД тарелок, определяемый по графику на рис. 4.10 в зависимости от произведения $\alpha \mu$.

По (4.55) находим

$$\alpha = \frac{P_A}{P_B} = \frac{P_{\text{этил}}}{P_{\text{этан}}} = \frac{16}{8,7} = 1,84.$$

Динамическую вязкость этилена при средней температуре в колонне 38°C принимаем $\mu_{\text{этил}} = 0,12$ мПа·с, для этана $\mu_{\text{этан}} = 0,088$ мПа·с.

Средняя арифметическая вязкость

$$\mu = \frac{0,12 + 0,088}{2} = 0,104 \text{ мПа·с.}$$

Тогда $\alpha\mu = 1,84 \cdot 0,104 = 0,192$ мПа·с, и график на рис. 4.10 дает $\eta = 0,7$.

Диаметр колонны равен 3,2 м, значит, при установке двухточной тарелки длина пути жидкости на тарелке 1,6 м. Для данного значения l поправка Δ по рис. 4.11 равна 0,18. Окончательно получаем

$$\eta_T = \eta (1 + \Delta) = 0,7 (1 + 0,18) \approx 0,8.$$

Учитывая КПД тарелок, находим действительное число тарелок:

♦ в верхней части колонны

$$n_{\text{верх}} = \frac{17}{0,8} = 21,25. \text{ Принимаем } 22;$$

♦ в нижней части

$$n_{\text{нижн}} = \frac{15}{0,8} = 18,75. \text{ Принимаем } 19.$$

Общее число тарелок:

$$n = n_{\text{верх}} + n_{\text{нижн}} = 22 + 19 = 41.$$

Общую высоту колонны находим по (4.1):

$$H_K = H_{\text{раб}} + H_{\text{сеп}} + H_{\text{куб}},$$

$$H_{\text{раб}} = H_{\text{раб}} + H_{\text{сеп}} + H_{\text{куб}} - 1) 0,7 = 28 \text{ м,}$$

где $H_{\text{сеп}}$ — высота сепарационной части колонны, примем равной 1,2 м (табл. 4.4); $H_{\text{куб}}$ — высота кубовой части колонны, примем равной 3.

Следовательно,

$$H_K = 28 + 1,2 + 3 = 32,2 \text{ м. Принимаем } 33 \text{ м.}$$

Определим гидравлическое сопротивление рабочей части колонны, для чего предварительно рассчитаем:

- ♦ гидравлическое сопротивление тарелки по (4.4)

$$\Delta P_{\text{т}} = \Delta P_{\text{сух}} + \Delta P_{\text{ж}} + \Delta P_{\sigma};$$

- ♦ гидравлическое сопротивление сухой тарелки по (4.5)

$$\Delta P_{\text{сух}} = \xi \rho_{\text{п}} \frac{\omega_{\text{о}}^2}{2} = 3,6 \cdot 1,497 \frac{11,7^2}{2} = 368 \text{ Па},$$

где $\omega_{\text{о}} = \omega_{\text{раб}} / f_{\text{св}} = 1,4 / 0,12 = 11,7 \text{ м/с}$ при $f_{\text{св}} = 0,12$ — относительной доле живого сечения тарелки (табл. 4.3);

- ♦ гидравлическое сопротивление слоя жидкости на тарелке по (4.6)

$$\Delta P_{\text{ж}} = \rho_{\text{ж}} h_{\text{ж}} g = 456 \cdot 0,049,8 = 179 \text{ Па};$$

- ♦ гидравлическое сопротивление, обусловленное силами поверхностного натяжения, по (4.7)

$$\Delta P_{\sigma} = \frac{4\sigma}{d_{\text{э}}} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{0,048} = 0,4 \text{ Па}$$

(в нашем случае $\sigma_{\text{этил}} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ Н/м}$; $d_{\text{э}} = 0,048 \text{ м}$).

Тогда

$$\Delta P_{\text{т}} = 368 + 179 + 0,4 = 547,4 \text{ Па}$$

и гидравлическое сопротивление рабочей части колонны

$$\Delta P = n \Delta P_{\text{т}} = 41 \cdot 547,4 = 22443,4 \text{ Па}.$$

Механический расчет. Расчет толщины стенки цилиндрического аппарата производят по (1.1):

$$S = \frac{D_{\text{в}} P}{2[\sigma] \varphi - P} + C.$$

Материал обечайки — сталь X18H9T при $t = -39 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $[\sigma] = 145 \text{ МПа}$, $\varphi = 0,8$ — сварка выполняется автоматически под слоем флюса с односторонним проваром.

Конструктивную прибавку на коррозию рассчитываем по формуле

$$C = \nu \tau,$$

где $\nu = 0,1 \text{ мм/год}$ — коррозионная проницаемость; $\tau = 10 \text{ лет}$ — амортизационный срок службы аппарата.

Тогда $C = 0,1 \cdot 10 = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$.

$$S = \frac{3,2 \cdot 1,2}{2 \cdot 145 \cdot 0,8 - 1,2} + 0,001 = 0,018 \text{ м}.$$

Примем толщину цилиндрической обечайки $S = 20 \text{ мм}$.

Расчет толщины эллиптического днища. Толщину стенки эллиптического отбортованного днища определяем по (1.16):

$$S_{\text{д}} = \frac{PR}{2[\sigma]\phi - 0,5P} + C = \frac{1,2 \cdot 3,0}{2 \cdot 145 \cdot 0,8 - 0,6} + 0,001 = 0,017 \text{ м},$$

где $R = \frac{D^2}{4H_{\text{д}}} = \frac{3,2^2}{4 \cdot 0,85} = 3,0 \text{ м}$; $H_{\text{д}} = 0,85 \text{ м}$ для $D = 3,2 \text{ м}$ [4.2].

Примем толщину стенки днища $S_{\text{д}} = 20 \text{ мм}$.

Расчет укреплений отверстий. Наибольший допустимый диаметр, не требующий дополнительного укрепления, определяется по (1.65):

$$d_{\text{д}} = 2 \left[\left(\frac{S - C}{S'} - 0,8 \right) \sqrt{D_{\text{в}}(S - C)} - C \right].$$

Номинальная расчетная толщина стенки корпуса аппарата без конструктивной прибавки и при $\phi_{\text{ш}} = 1$ равна

$$S' = \frac{DP}{2[\sigma]} = \frac{3,2 \cdot 1,2}{2 \cdot 145} = 0,014 \text{ м}.$$

Тогда

$$d_{\text{д}} = 2 \left[\left(\frac{20 - 1}{14} - 0,8 \right) \sqrt{3400(20 - 1)} - 1 \right] = 282 \text{ мм}.$$

Условием укрепления отверстия является $d_{\text{отв}} > d_{\text{д}}$. Такое отверстие в нашей колонне $d_{\text{исп}} = 360 \text{ мм}$.

Номинальная расчетная толщина стенки этого штуцера:

$$S'_{\text{ш}} = \frac{d_{\text{ш}} P}{2[\sigma]} = \frac{0,36 \cdot 1,2}{2 \cdot 145} = 0,0015 \text{ м}.$$

Примем с учетом коррозии $S'_{\text{ш}} = 0,005 \text{ м}$.

Длина части штуцера, участвующей в укреплении отверстия:

$$l_1 = \sqrt{(d_{\text{ш}} + 2C)(S_{\text{ш}} - C)} = \sqrt{(0,36 + 2 \cdot 0,001)(0,005 - 0,001)} = 0,038 \text{ м}.$$

Примем $l_1 = 0,04$ м.

По (1.66) проверим, достаточно ли данного штуцера для укрепления отверстия:

$$(d_{\text{ш}} - d_{\text{д}}) S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C),$$

вычислив отдельно левую часть неравенства

$$(d_{\text{ш}} - d_{\text{д}}) S' = (0,360 - 0,282) \cdot 0,014 = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

и правую часть

$$2(l_1 + S - S' - C)(S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C) = 2(0,04 + 0,020 - 0,014 - 0,001) \times \\ \times (0,005 - 0,0015 - 0,001) = 0,225 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Поскольку правая часть неравенства меньше левой, то укрепление не обеспечено.

Укрепим отверстие накладным листом толщиной, равной толщине стенки корпуса, т.е. $S_{\text{п}} = 20$ мм. Этот способ целесообразен, так как позволяет использовать отходы при изготовлении соответствующих по толщине обечаяек и днищ.

Ширину укрепляющей накладки

$$b'_n = \sqrt{D_{\text{в}}(S - C)} = \sqrt{3,2 \cdot (0,02 - 0,001)} = 0,246 \text{ м}$$

примем равной $b'_n = 0,260$ м.

Укрепление в этом случае будет обеспечено при условии (1.68):

$$(d_{\text{ш}} - d_{\text{д}}) S' \leq 2(l_1 + S - S' - C)(S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C) + \\ + 2(b_n + S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C) S_n.$$

Левая часть этого неравенства вычислена выше, найдем правую часть:

1-й член ее известен $0,225 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$;

2-й член $2(b_n + S_{\text{ш}} - S'_{\text{ш}} - C) S_n = 2(0,26 + 0,05 - 0,0015 - 0,001) 0,02 = 0,0105 \text{ м}^2$.

Сумма обоих членов $0,225 \cdot 10^{-3} + 0,0105 = 0,0107 \text{ м}^2$. Условие $1,1 \cdot 10^{-3} < 0,0107$, т.е. укрепление обеспечено.

Расчет опоры аппарата будем производить для наиболее неблагоприятных условий его эксплуатации, т.е. максимально возможного ветрового напора там, где будет установлен аппарат.

Для расчета изгибающих ветровых моментов найдем силу тяжести аппарата при его максимальном весе и минимальном, для чего разобьем аппарат на четыре участка, нумеруя участки сверху вниз (рис. 4.13).

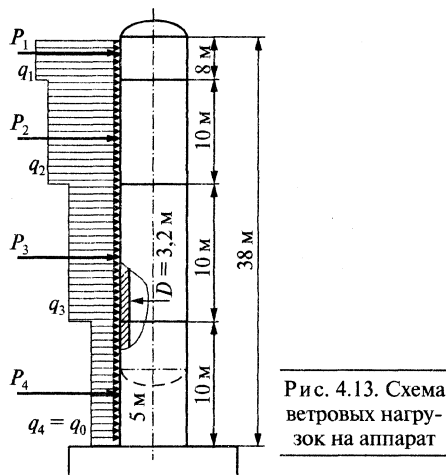


Рис. 4.13. Схема ветровых нагрузок на аппарат

Принимая, что гидроиспытания аппарата проводятся без тарелок, найдем максимальный вес участков:

1-го участка

$$G_1 = G_d + G_{\text{обеч}} + G_{\text{H}_2\text{O}} = \left[m_d + \pi D_{\text{ср}} H_{\text{обеч.1}} \rho_{\text{обеч}} + \left(V_{\text{дн}} + \frac{\pi D^2}{4} H_{\text{обеч.1}} \right) \rho_{\text{H}_2\text{O}} \right] g,$$

где m_d = 2212 кг — масса днища, крышки ([4.2]); $H_{\text{обеч.1}}$ — высота обечайки, приходящаяся на 1-й участок, м; $\rho_{\text{обеч}}$ — плотность металла обечайки (для стали X18H9T $\rho_{\text{обеч}} = 7900 \text{ кг/м}^3$); $V_d = 5,8 \text{ м}^3$ — объем днища [4.2]; D — внутренний диаметр аппарата, м; $D_{\text{ср}}$ — диаметр срединной поверхности аппарата, м ($D_{\text{ср}} = D + S$). При этих данных

$$G_1 = \left[2212 + 3,14 \cdot 3,22 \cdot 7,15 \cdot 0,02 \cdot 7900 + \left(5,8 + \frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} \cdot 7,15 \right) 1000 \right] 9,81 = 754474 \text{ Н} = 0,755 \text{ МН};$$

♦ 2-го и 3-го участков

$$\begin{aligned}
 G_{i/i=2-3} &= \left(G_{\text{обеч.}i} + G_{\text{H}_2\text{O}i} + \frac{G_{\text{т}}}{2} \right) = \\
 &= \left[\pi D_{\text{ср}} H_{\text{обеч}} S \rho_{\text{обеч}} + \frac{\pi D^2}{4} H_{\text{обеч}} \rho_{\text{H}_2\text{O}} + \frac{nm_{\text{т}}}{2} \right] g = \\
 &= \left[3,14 \cdot 3,22 \cdot 10 \cdot 0,02 \cdot 7900 + \frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} 10 \cdot 1000 + \frac{41 \cdot 505}{2} \right] \times \\
 &\times 9,81 = 1046840 \text{ Н} = 1,047 \text{ МН},
 \end{aligned}$$

где n – число тарелок в колонне; $m_{\text{т}}$ – масса одной тарелки, кг. Для клапанной тарелки $D = 3,2$ м; $m_{\text{т}} = 505$ кг [4.2];

♦ 4-го участка

$$\begin{aligned}
 G_4 &= (G_{\text{д}} + G_{\text{обеч}} + G_{\text{оп.обеч}} + G_{\text{H}_2\text{O}}) = \left[m_{\text{д}} + \pi D_{\text{ср}} H'_{\text{обеч}} S \rho_{\text{обеч}} + \right. \\
 &+ \left. \pi D_{\text{ср}} H''_{\text{обеч}} S' \rho_{\text{обеч}} + \left(V_{\text{д}} + \frac{\pi D^2}{4} H'_{\text{обеч}} \right) \rho_{\text{H}_2\text{O}} \right] g = \\
 &= \left[2212 + 3,14 \cdot 3,22 \cdot 5 \cdot 0,02 \cdot 7900 + 3,14 \cdot 3,22 \cdot 5 \cdot 0,02 \cdot 7900 + \right. \\
 &+ \left. \left(5,8 + \frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} 5 \right) 1000 \right] 9,81 = 629596 \text{ Н} = 0,630 \text{ МН},
 \end{aligned}$$

где H' , H'' – высота соответственно обечайки корпуса аппарата 4-го участка и опорной обечайки, м. Толщину стенки опорной обечайки S' примем равной S .

Определим вес аппарата:

♦ максимальный

$$G_{\text{max}} = \sum_{i=1}^4 G_i = 0,755 + 2 \cdot 1,047 + 0,630 = 3,479 \text{ МН};$$

♦ минимальный

$$\begin{aligned}
 G_{\text{min}} &= G_{\text{max}} - G_{\text{H}_2\text{O}} = C_{\text{max}} - \left(2V_{\text{д}} + \frac{\pi D^2}{4} H_{\text{обеч}} \right) \rho_{\text{H}_2\text{O}} \frac{g}{10^6} = \\
 &= 3,479 - \left(2 \cdot 5,8 + \frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} \cdot 32,15 \right) 1000 \frac{9,81}{10^6} = 3,479 - 2,649 = 0,83 \text{ МН}.
 \end{aligned}$$

Произведем расчет изгибающего момента от ветровой нагрузки, приняв, что площадки обслуживания отсутствуют. Предварительно вычислим момент инерции поперечного сечения корпуса:

$$J = \frac{\pi}{8} D_{\text{ср}}^3 (S - C) = \frac{3,14}{8} 3,22^3 (0,02 - 0,001) = 0,249 \text{ м}^4.$$

Определим период собственных колебаний аппарата по (1.92):

♦ для максимального веса аппарата

$$T = 1,8H \sqrt{\frac{G_{\text{max}} H}{EJg}} = 1,8 \cdot 38 \sqrt{\frac{3,479 \cdot 38}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,249 \cdot 9,81}} = 1,12 \text{ с};$$

♦ для минимального веса аппарата

$$T = 1,8H \sqrt{\frac{G_{\text{min}} H}{EJg}} = 1,8 \cdot 38 \sqrt{\frac{0,83 \cdot 38}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,249 \cdot 9,81}} = 0,55 \text{ с}.$$

Для VII географического района СНГ нормативное значение ветрового напора $q_0 = 0,085 \cdot 10^{-2} \text{ МН/м}^2$.

Коэффициент, учитывающий изменение скоростного напора ветра по высоте аппарата $\theta_i = (0,1x_i)^{0,32}$, для нашего случая будет иметь значения:

$$1\text{-й участок} \quad (x_1 = 34 \text{ м}) \quad \theta_1 = 1,48;$$

$$2\text{-й участок} \quad (x_2 = 25 \text{ м}) \quad \theta_2 = 1,34;$$

$$3\text{-й участок} \quad (x_3 = 15 \text{ м}) \quad \theta_3 = 1,14;$$

$$4\text{-й участок} \quad (x_4 = 5 \text{ м}) \quad \theta_4 = 1.$$

Скоростной напор ветра на разных участках $q_i = \theta_i q_0$

$$q_1 = \theta_1 q_0 = 1,48 \cdot 0,085 \cdot 10^{-2} = 0,1258 \cdot 10^{-2} \text{ МН/м}^2;$$

$$q_2 = \theta_2 q_0 = 1,34 \cdot 0,085 \cdot 10^{-2} = 0,1139 \cdot 10^{-2} \text{ МН/м}^2;$$

$$q_3 = \theta_3 q_0 = 1,14 \cdot 0,085 \cdot 10^{-2} = 0,0969 \cdot 10^{-2} \text{ МН/м}^2;$$

$$q_4 = q_0 = 0,085 \cdot 10^{-2} \text{ МН/м}^2.$$

Коэффициент пульсации ветрового напора в зависимости от высоты середины участка находим по графику на рис. 1.21;

$$m_1 = 0,32; m_2 = 0,335; m_3 = 0,35; m_4 = 0,35.$$

По формуле $\beta_i = 1 + \varepsilon m_i$, где (см. рис. 1.20) $\varepsilon = 1,75$ при $T = 1,12$ с; $\varepsilon = 1,5$ при $T = 0,55$ с, находим коэффициент увеличения скоростного напора:

- ♦ для максимального веса аппарата

$$\beta_1 = 1 + 1,75 \cdot 0,32 = 1,56; \beta_2 = 1 + 1,75 \cdot 0,335 = 1,59; \beta_3 = \beta_4 = 1 + 1,75 \cdot 0,35 = 1,61;$$

- ♦ для минимального веса

$$\beta_1 = 1 + 1,5 \cdot 0,32 = 1,48; \beta_2 = 1 + 1,5 \cdot 0,335 = 1,5; \beta_3 = \beta_4 = 1 + 1,5 \cdot 0,35 = 1,53.$$

Сила ветровой нагрузки, действующей на каждый участок аппарата, определяется по (1.98):

$$P_i = 0,6 \beta_i q_i D_n h_i,$$

где $D_n = 3,54$ м — диаметр аппарата с учетом теплоизоляции:

- ♦ при максимальном весе аппарата

$$P_1 = 0,6 \cdot 1,56 \cdot 0,1258 \cdot 10^{-2} \cdot 3,54 \cdot 8 = 3,33 \cdot 10^{-2} \text{ МН};$$

$$P_2 = 0,6 \cdot 1,59 \cdot 0,1139 \cdot 10^{-2} \cdot 3,54 \cdot 10 = 3,85 \cdot 10^{-2} \text{ МН};$$

$$P_3 = 0,6 \cdot 1,61 \cdot 0,0969 \cdot 10^{-2} \cdot 3,54 \cdot 10 = 3,31 \cdot 10^{-2} \text{ МН};$$

$$P_4 = 0,6 \cdot 1,61 \cdot 0,085 \cdot 10^{-2} \cdot 3,54 \cdot 10 = 2,90 \cdot 10^{-2} \text{ МН};$$

- ♦ при минимальном весе аппарата

$$P_1 = 0,6 \cdot 1,48 \cdot 0,1258 \cdot 10^{-2} \cdot 3,54 \cdot 8 = 3,16 \cdot 10^{-2} \text{ МН};$$

$$P_2 = 0,6 \cdot 1,50 \cdot 0,1139 \cdot 10^{-2} \cdot 3,54 \cdot 10 = 3,63 \cdot 10^{-2} \text{ МН};$$

$$P_3 = 0,6 \cdot 1,53 \cdot 0,0969 \cdot 10^{-2} \cdot 3,54 \cdot 10 = 3,15 \cdot 10^{-2} \text{ МН};$$

$$P_4 = 0,6 \cdot 1,53 \cdot 0,085 \cdot 10^{-2} \cdot 3,54 \cdot 10 = 2,76 \cdot 10^{-2} \text{ МН}.$$

Изгибающий момент от ветровой нагрузки относительно основания аппарата определяем по (1.96):

$$M_B = \sum_{i=1}^n P_i (x_i - x_0) \text{ (для рассматриваемого случая } x_0 = 0 \text{)}:$$

- ♦ при максимальном весе аппарата

$$M_{B1} = 3,33 \cdot 10^{-2} \cdot 34 = 1,132 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{B2} = 3,85 \cdot 10^{-2} \cdot 25 = 0,963 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{B3} = 3,31 \cdot 10^{-2} \cdot 15 = 0,496 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{в4} = 2,90 \cdot 10^{-2} \cdot 5 = 0,145 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

а также суммарный ветровой момент

$$M_{в \max} = 1,132 + 0,963 + 0,496 + 0,145 = 2,736 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

♦ при минимальном весе аппарата

$$M_{в1} = 3,16 \cdot 10^{-2} \cdot 34 = 1,074 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{в2} = 3,63 \cdot 10^{-2} \cdot 25 = 0,907 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{в3} = 3,15 \cdot 10^{-2} \cdot 15 = 0,473 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_{в4} = 2,76 \cdot 10^{-2} \cdot 5 = 0,138 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

а также суммарный ветровой момент

$$M_{в \min} = 1,074 + 0,907 + 0,473 + 0,138 = 2,592 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Найдем ветровой момент при максимальном весе аппарата относительно сварного шва, соединяющего корпус аппарата с опорной обечайкой, воспользовавшись формулой $M_{во \max} = \sum_{i=1}^n P_i (x_i - x_0)$,

где для рассматриваемого случая $x_0 = 5$ м:

$$M'_{в1} = 3,33 \cdot 10^{-2} (34 - 5) = 0,966 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{в2} = 3,85 \cdot 10^{-2} (25 - 5) = 0,77 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{в3} = 3,31 \cdot 10^{-2} (15 - 5) = 0,331 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

а также суммарный ветровой момент

$$M'_{\max} = 0,966 + 0,77 + 0,331 = 2,067 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Зная изгибающие моменты от ветровой нагрузки и приняв толщину стенки опорной обечайки равной толщине стенки корпуса аппарата ($S' = S = 20$ мм), проверим ее на прочность от напряжений сжатия и изгиба по (1.106):

$$\sigma = \sigma_c + \sigma_{и} = \frac{G_{\max}}{[\pi (D + S) - d] (S - C_k)} + \frac{4M_p}{\pi (D + S)^2 (S - C_k)} \leq \varphi [\sigma],$$

$$\sigma = \frac{3,479}{[3,14 (3,2 + 0,02) - 0,5] (0,02 - 0,001)} + \frac{4 \cdot 2,736}{3,14 (3,2 + 0,02)^2 (0,02 - 0,001)} =$$

$$= 36,74 \leq \varphi [\sigma] = 0,7 \cdot 140 = 98 \text{ МПа},$$

где d — диаметр отверстия под лаз; принимаем $d = 0,5$ м.

Принимаем толщину стенки опорной обечайки 20 мм как удовлетворяющую условиям прочности.

Проверим устойчивость формы цилиндрической опоры аппарата по (1.107):

$$\frac{\sigma_c}{[\sigma]_c} + \frac{\sigma_{и}}{[\sigma]_{и}} \leq 1, \frac{19,05}{140} + \frac{17,69}{170} < 1.$$

Устойчивость обеспечена.

Проверим прочность сварного шва, соединяющего опорную обечайку с корпусом аппарата, по (1.118):

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{G_{\max}}{\varphi_{ш} \pi (D+S) (S-C_k)} + \frac{4M'_{\max}}{\varphi_{ш} \pi (D+S)^2 (S-C_k)} \leq [\sigma]_c. \\ \sigma_{\max} &= \frac{3,479}{0,7 \cdot 3,14 (3,2 + 0,02) (0,02 - 0,001)} + \\ &+ \frac{4 \cdot 2,067}{0,7 \cdot 3,14 (3,2 + 0,02)^2 (0,02 - 0,001)} = 44,96 \text{ МПа} \leq [\sigma]_c = 140 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Прочность сварного шва обеспечена.

Выберем размеры нижнего опорного кольца:

♦ внутренний диаметр по (1.108)

$$D_2 = D - 0,06 = 3,2 - 0,06 = 3,14 \text{ м};$$

♦ наружный диаметр по (1.109)

$$D_1 = D + 2S + 0,2 = 3,2 + 2 \cdot 0,02 + 0,2 = 3,44 \text{ м}.$$

Диаметр болтовой окружности D_6 рассчитаем по (1.111), так как $d_6 > 30$ мм:

$$D_6 = D + 2S' + 4d_6 = 3,2 + 2 \cdot 0,02 + 4 \cdot 0,036 = 3,38 \text{ м},$$

где $d_6 = 36$ мм взято из следующего ниже расчета.

Опорную площадь кольца рассчитаем по (1.112):

$$F = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) = \frac{3,14}{4} (3,44^2 - 3,14^2) = 1,55 \text{ м}^2,$$

момент сопротивления опорной площади кольца – по (1.113)

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{D_1^4 - D_2^4}{D_1} = \frac{3,14}{32} \frac{3,44^4 - 3,14^4}{3,44} = 1,34 \text{ м}^3.$$

Проверим прочность фундамента под опорным кольцом по (1.114):

$$\sigma_{\max} = \frac{G_{\max}}{F} + \frac{M_{\text{во max}}}{W} \leq q_d,$$

подставив найденные значения

$$\sigma_{\max} = \frac{3,479}{1,55} + \frac{2,736}{1,34} = 4,26 \text{ МПа} \leq q_o = 14 \text{ МПа},$$

где $q_o = 14$ МПа для бетона марки 200 (табл. 1.8).

С целью расчета диаметра фундаментных болтов проверим устойчивость аппарата от опрокидывания, для чего найдем минимальное напряжение под опорным кольцом по (1.119):

$$\sigma_{\min} = \frac{G_{\min}}{F} - \frac{M_{\text{в min}}}{W} = \frac{0,83}{1,55} - \frac{2,592}{1,34} = -1,39 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_{\min} < 0$, установка фундаментных болтов обязательна.

Расчетный внутренний диаметр резьбы фундаментных болтов определяем по (1.120):

$$d'_6 = \chi_6 \sqrt{\frac{M_{\text{в min}} - 0,44 G_{\min} D_6}{z[\sigma]_6 D_6}} = 2,7 \sqrt{\frac{2,592 - 0,44 \cdot 0,83 \cdot 3,38}{32 \cdot 170 \cdot 3,38}} = 0,023 \text{ м},$$

где z — число болтов; принимаем кратное четырем — 32 болта.

Согласно рекомендациям [4.2], для аппаратов с $D > 2,2$ м должно выполняться условие $d_6 \geq 36$ мм; принимаем фундаментные болты М36×4.

Проектируем опорный узел типа «б» (рис. 1.25) и толщину нижнего опорного кольца рассчитываем по (1.116):

$$S_1 \geq \max \left\{ \chi_1 b_2 \sqrt{\frac{4M}{D_6} + G_{\max}}, \frac{D_6}{D_6 b_1 [\sigma]_A} + C; 1,5 S_o \right\},$$

где для нашего случая

$$b_2 = \frac{D_1 - (D + 2S)}{2} = \frac{3,44 - (3,2 + 2 \cdot 0,02)}{2} = 0,1 \text{ м};$$

$$b_1 = \frac{D_1 - D_2}{2} = 0,15;$$

$\chi_1 = 0,95$ (рис. 1.26) при принятом числе болтов 32.

Тогда

$$S_1 = 0,95 \cdot 0,1 \sqrt{\frac{4 \cdot 2,736}{3,38} + 3,479} + 0,002 = 0,03 \text{ м.}$$

Другое значение $S_1 = 1,5S_0 = 1,5 \cdot 0,02 = 0,03$ м. Принимаем $S_1 = 0,03$ м.

Толщину верхнего опорного кольца S_2 вычисляем по (1.117):

$$S_2 \geq \max \left\{ \chi_2 \sqrt{\frac{A_6 [\sigma]_6}{[\sigma]_A}} + C; 1,5S_0 \right\},$$

где для нашего случая при $b_5 = 0,22$ м, $d = 0,05$ м $\chi_2 = 1,14$ (рис. 1.27), $A_6 = 7,45 \cdot 10^{-4}$ м², следовательно,

$$S_2 = 1,14 \sqrt{\frac{0,000745 \cdot 170}{140}} + 0,002 = 0,036 \text{ м.}$$

Другое значение $S_2 = 1,5S_0 = 1,5 \cdot 0,2 = 0,03$ м. Принимаем $S_2 = 0,036$ м.

Толщину ребра S_4 определяем по (1.121):

$$S_4 \geq \left\{ \frac{A_6 [\sigma]_6}{\chi_4 b_2 [\sigma]_A} + C; 0,4S_1 \right\};$$

♦ первое значение

$$S_4 = \frac{0,000745 \cdot 170}{1 \cdot 0,1 \cdot 140} + 0,001 = 0,01 \text{ м;}$$

♦ второе значение

$$S_4 = 0,4 \cdot 0,03 = 0,012 \text{ м.}$$

Принимаем толщину ребра $S_4 = 0,012$ м = 12 мм.

4.4. Расчет сушильных аппаратов

Сушка — процесс удаления влаги из твердого материала путем ее испарения и отвода образовавшихся паров. По способу подвода теплоты к высушиваемому материалу различают следующие виды сушки:

- ♦ конвективную — с передачей теплоты материалу за счет его непосредственного контакта с сушильным агентом (нагретым воздухом, топочными и другими газами);
- ♦ контактную (кондуктивную) — с передачей теплоты материалу через разделяющую их стенку;
- ♦ радиационную — с передачей теплоты материалу инфракрасным излучением;
- ♦ диэлектрическую, заключающуюся в обработке материала токами высокой частоты;
- ♦ сублимационную, при которой высушивание материала осуществляется в замороженном состоянии при глубоком вакууме.

В химической промышленности наиболее часто применяют конвективную и кондуктивную сушки.

Выбор типа сушилки существенно зависит от характеристики высушиваемого материала. С этой точки зрения рекомендуется ориентировочно выбирать тип сушилки по данным, приведенным в табл. 4.8.

Основные расчетные соотношения

Расчет сушильных аппаратов выполняют в следующей последовательности:

- ♦ составляют материальный баланс по требуемой производительности и определяют количество испаряемой влаги;
- ♦ составляют тепловой баланс и находят требуемое количество теплоты, расход топлива, пара, сушильного агента и т.д.;
- ♦ определяют необходимую площадь поверхности тепло- и массообмена, обеспечивающую заданную производительность сушилки;
- ♦ по площади поверхности тепло- и массообмена находят габариты сушильной камеры и определяют необходимое число сушильных аппаратов.

Таблица 4.8. Классификация применения сушильных аппаратов в зависимости от основных свойств высушиваемых материалов

| Сушильный аппарат | Производство | | | Агрегатное состояние материала | | | | Технологическая характеристика материалов | | | | | | | | | | Требуемое время сушки | | | | | | | |
|--|----------------|-----------------|-----------------|--------------------------------|----------|--------------|---------------|---|------------------------------------|-----------|------------|----------------------|------------------------|----------------------|---------|---------------|---------------|--------------------------------------|-----------|---------|--------|-----------|----------|-----------|---------------|
| | Маглотоннажное | Среднетоннажное | Крупнотоннажное | Сыпучий | | | Пастообразный | Жидкий | Допустимая температура нагрева, °С | | | Склонность к аггезии | Несклонность к аггезии | Склонность к котезии | Пылящий | Пожароопасный | Взрывоопасный | Содержащий органические растворители | Токсичный | 0,3–3 с | 3–30 с | 0,5–2 мин | 2–20 мин | 10–60 мин | Больше 60 мин |
| | | | | Менее 0,75 мм | 0,5–5 мм | Менее 0,5 мм | | | Менее 50 | Менее 100 | Больше 100 | | | | | | | | | | | | | | |
| Полочный ва-куумный | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0 | 3 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 5 |
| | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 3 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 5 |
| | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 3 | 3 | 3 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 5 | 5 | 3 | 0 | 0 | 0 | 5 | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 3 | 3 | 3 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Вальцовый | 5 | 3 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 3 | 3 | 5 | 3 | 3 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 5 | 3 | 0 | 0 | 0 |
| | 0 | 3 | 5 | 5 | 3 | 3 | 3 | 0 | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 | 3 | 3 | 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 5 |
| Барабанный: вращающийся с грану-лированием | 0 | 3 | 5 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 0 | 3 | 5 | 3 | 3 | 5 | 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 0 |
| | 5 | 5 | 0 | 3 | 5 | 3 | 0 | 0 | 5 | 5 | 5 | 0 | 5 | 0 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 0 |
| Роторный: барабанный вакуумный | 5 | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 3 | 0 | 0 | 3 | 5 | 0 | 5 | 0 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 | 3 | 5 | 5 | 0 |
| | 5 | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 5 |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Роторный камерный | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 | 3 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 0 | 0 | 3 | 5 | 3 | 0 |
| Шнековый | 5 | 0 | 0 | 0 | 5 | 5 | 5 | 3 | 3 | 5 | 5 | 3 | 5 | 3 | 3 | 5 | 3 | 0 | 0 | 3 | 5 |
| Ленточный | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 5 | 0 | 3 | 0 | 5 | 5 | 3 | 5 | 3 | 3 | 0 | 0 | 3 | 0 | 3 | 5 |
| Вальсенточный | 5 | 5 | 3 | 0 | 0 | 0 | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 5 | 5 | 3 | 0 | 0 | 3 | 0 | 0 | 3 | 5 |
| Вибрационный | 5 | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 3 | 0 | 0 | 3 | 5 | 5 | 3 | 3 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 5 | 5 |
| Псевдооживленного слоя | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 | 3 | 3 | 0 | 3 | 5 | 5 | 0 | 5 | 0 | 3 | 3 | 5 | 3 | 0 | 3 | 5 |
| То же с инертным носителем | 5 | 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 3 | 5 | 0 | 5 | 3 | 5 | 5 | 3 | 5 | 0 |
| Фонтанирующего слоя | 5 | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 0 | 5 | 0 | 3 | 5 | 5 | 3 | 0 | 3 | 5 |
| Вихревого слоя | 5 | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 3 | 0 | 3 | 5 | 5 | 0 | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 3 | 3 | 5 | 0 |
| Трубный пневматический | 0 | 5 | 5 | 0 | 5 | 5 | 3 | 0 | 3 | 5 | 5 | 5 | 0 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 3 | 5 | 0 |
| То же с измельчением | 5 | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3 | 5 | 5 | 0 | 5 | 5 | 3 | 5 | 3 | 5 | 3 | 0 |
| Циклонный комбинированный | 5 | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 3 | 0 | 3 | 5 | 5 | 0 | 5 | 3 | 3 | 5 | 5 | 3 | 5 | 0 | 0 |
| Спиральный | 5 | 5 | 0 | 0 | 5 | 5 | 3 | 0 | 3 | 5 | 5 | 0 | 5 | 0 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 |
| Струйный | 0 | 5 | 5 | 0 | 3 | 5 | 5 | 0 | 3 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 |
| Со встречными закрученными потоками | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 | 5 | 3 | 0 | 3 | 5 | 5 | 0 | 5 | 0 | 5 | 5 | 3 | 3 | 5 | 3 | 0 |

Примечания: балл «0» — сушилка не применяется; балл «3» — применение сушилки допустимо с дополнительной подготовкой материала или при изменении ее конструкции; «5» — сушилка рекомендуется к применению.

2. Выбор типа аппарата определяется максимальной суммой баллов «3+5» в строке.

Материальный баланс. Количество удаляемой влаги W , кг/ч, определяют из уравнения материального баланса

$$W = G_1 \frac{(w_1 - w_2)}{(1 - w_2)} \quad (4.59)$$

$$\text{или } W = G_2(w_1 - w_2), \quad (4.60)$$

где G_1 , G_2 – производительность сушилки по исходному влажному и по высушенному продукту, кг/ч; w_1 , w_2 – начальная и конечная влажности материала, масс. доля.

Производительность по исходному влажному материалу

$$G_1 = G_2 + W. \quad (4.61)$$

Если нет потери массы абсолютно сухого материала G_c при сушке, то

$$G_c = G_1(1 - w_1) = G_2(1 - w_2), \quad (4.62)$$

откуда

$$G_1 = \frac{G_2(1 - w_2)}{(1 - w_1)}. \quad (4.63)$$

Тепловой баланс. Если на основании опытных данных известен режим процесса сушки, то из теплового баланса можно определить расход теплоты на сушку и соответственно расход топлива, электроэнергии, пара, газа. Для непрерывно действующих сушилок рассчитывают часовой расход теплоты, для сушилок периодического действия – расход теплоты на один цикл сушки.

Суммарный расход теплоты в сушилке

$$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{исп}} + Q_m + Q_{\text{п}} + Q_d + Q_t. \quad (4.64)$$

Определим последовательно слагаемые (4.64):

♦ расход теплоты, кДж/ч, на испарение жидкости (влаги) и нагревание материала

$$Q_{\text{исп}} = W(I_{\text{п}} - I_{\text{ж}}). \quad (4.65)$$

В случае воды

$$Q_{\text{исп}} = 4,19W(595 + 0,49 t_2 - \theta_1), \quad (4.66)$$

где $I_{\text{п}}$ – энтальпия перегретого пара жидкости при температуре отходящих газов; $I_{\text{ж}}$ – энтальпия жидкости при начальной темпера-

туре материала; t_2 — температура отходящих газов, К; θ_1 — начальная температура материала, К;

- ♦ расход теплоты на нагревание высушенного материала

$$Q_m = G_2 c_m (\theta_2 - \theta_1), \quad (4.67)$$

где θ_2 — температура материала, уходящего из сушильной камеры, К; c_m — теплоемкость высушенного материала, кДж/(кг·К);

- ♦ потери теплоты сушилкой в окружающую среду

$$Q_{\text{п}} = KF_{\text{пс}}(t_{\text{ср}} - t_0), \quad (4.68)$$

где K — коэффициент теплопередачи через стенку сушилки, Вт/(м²·К); $F_{\text{пс}}$ — наружная поверхность сушилки; $t_{\text{ср}}$ — средняя температура в сушилке, К; t_0 — температура окружающей среды, К.

Теплоизоляцию сушилки подбирают так, чтобы температура наружной стенки не превышала 40–50 °С (313–323 К). До определения максимальной поверхности сушилки можно приближенно принять удельные потери теплоты в окружающую среду $q_{\text{п}} = 125\text{--}420$ кДж на 1 кг испарений влаги в зависимости от влажности материала (меньшее значение принимают для высоковлажных материалов);

- ♦ расход теплоты на дегидратацию, разрушение энергии связи с материалом и другие эндотермические процессы

$$Q_d = q_d G_2, \quad (4.69)$$

где q_d — средняя удельная теплота дегидратации, отнесенная к 1 кг готового (сухого) продукта;

- ♦ расход теплоты Q_t на нагревание дополнительно вводимых сред (пара, сжатого воздуха) и устройств определяют с учетом конкретных сред и конструктивных особенностей сушилки. Например, для ленточных сушилок непрерывного действия $Q_t = 0$.

Количество теплоносителей. При конвективной сушке расход газообразного теплоносителя определяют из теплового баланса сушилки.

Расход сушильного агента (сухого газа) L , кг/ч,

$$L = \sum \frac{Q}{(I_1 - I_2)}, \quad (4.70)$$

где I_1, I_2 — энтальпия газа соответственно на входе и выходе аппарата,

$$\text{или } L = \frac{W}{(x_2 - x_1)}, \quad (4.71)$$

где x_1, x_2 — влагосодержания газа соответственно на входе в сушильную камеру и на выходе из нее в расчете на 1 кг абсолютно сухих газов, кг.

Иногда в расчетах процесса сушки используют понятие удельного расхода абсолютно сухого газа $l_{\text{уд}}$ (в килограммах абсолютно сухого газа на 1 кг испаряемой влаги)

$$l_{\text{уд}} = \frac{L}{W} = \frac{1}{(x_2 - x_1)}. \quad (4.72)$$

Отсюда находим влагосодержание воздуха после сушилки

$$x_2 = x_1 + W / L. \quad (4.73)$$

Средний объемный расход воздуха в сушилке (в $\text{м}^3/\text{ч}$)

$$\bar{v} = \frac{L(1 - \bar{x})}{\bar{\rho}}, \quad (4.74)$$

где $\bar{x}, \bar{\rho}$ — соответственно влагосодержание и плотность газа при средней температуре $\bar{t} = (t_1 + t_2) / 2$.

Если для нагревания воздуха используют паровой калорифер, то расход пара $D_{\text{п}}$, кг/ч, в нем составит

$$D_{\text{п}} = \frac{L(I_1 - I_2)}{[\eta(I_{\text{п}} - I_{\text{к}})]}, \quad (4.75)$$

где $I_{\text{п}}, I_{\text{к}}$ — энтальпия соответственно пара и конденсата; η — коэффициент полезного использования теплоты в калорифере.

При контактном подводе теплоты к высушиваемому материалу, например через тепловую рубашку аппарата от пара, расход его определяется из следующего соотношения

$$D_{\text{п}} = \frac{\sum Q}{[\eta_{\text{р}}(I_{\text{п}} - I_{\text{к}})]}, \quad (4.76)$$

где $\eta_{\text{р}}$ — коэффициент использования теплоты в рубашке сушильного аппарата.

Поверхность тепло- и массообмена и габаритные размеры сушильной камеры. Площадь поверхности материала обусловлена его формой, методом сушки и транспортирования продукта через сушилку, способом подвода теплоты и т.д. Например, при кон-

дуктивной сушке она равна рабочей поверхности обогреваемого вальца, при сушке инфракрасными лучами — поверхности облучения материала, при конвективной сушке — поверхности материала, омываемой сушильным агентом.

Габаритные размеры сушилки определяют исходя из площади поверхности материала, через которую происходит перенос теплоты и испарения влаги, или соответственно длительность сушки материала.

Для любой сушилки справедливо соотношение

$$\tau = \frac{F}{F_r} \approx \frac{G_m}{0,5(G_1 + G_2)}, \quad (4.77)$$

где τ — среднее интегральное время пребывания материала в зоне сушки, ч; F — площадь поверхности материала, находящегося в зоне сушки, через которую происходит тепло- и массообмен, м^2 ; F_r — поверхность материала, проходящего через зону сушки в единицу времени, $\text{м}^2/\text{ч}$; G_m — масса материала, одновременно находящегося в зоне сушки (заполнение сушилки), кг.

Если известен коэффициент теплоотдачи от горячего сушильного агента к частицам материала, то время сушки можно определить из уравнения

$$\tau = \frac{Q}{\alpha F_r \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (4.78)$$

где Q — тепловой поток, передаваемый сушильным агентом материалу, Вт; α — коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к частицам материала, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур между материалом и сушильным агентом, рассчитанная по (3.4) или (3.5).

В большинстве случаев длительность сушки из-за сложности точного математического описания рассчитывают по приближенным критериальным уравнениям, полученным по результатам испытаний на промышленных или модельных установках. Продолжительность сушки зависит от условий подвода теплоты и миграции влаги и теплоты внутри тела. В одном случае доминирующим фактором является внешние тепло- и массообмен, в другом все зависит от интенсивности протекания процесса переноса теплоты и массы внутри тела, когда значительны градиенты

температуры и влажности внутри материала. Для этих двух случаев рекомендуются различные методы инженерных расчетов сушильного аппарата.

Рассмотрим случаи, когда доминирующим фактором является внешний тепло- и массообмен.

Расчет барабанных сушилок

Барабанные сушилки относятся к классу конвективных и находят широкое применение во многих отраслях промышленности. Они используются, как правило, в крупнотоннажных производствах и отличаются экономичностью и высокой надежностью в эксплуатации. Барабанные сушилки могут иметь диаметр до 3 м и длину до 40 м. Типичная конструкция барабанной сушилки приведена на рис. 4.14.

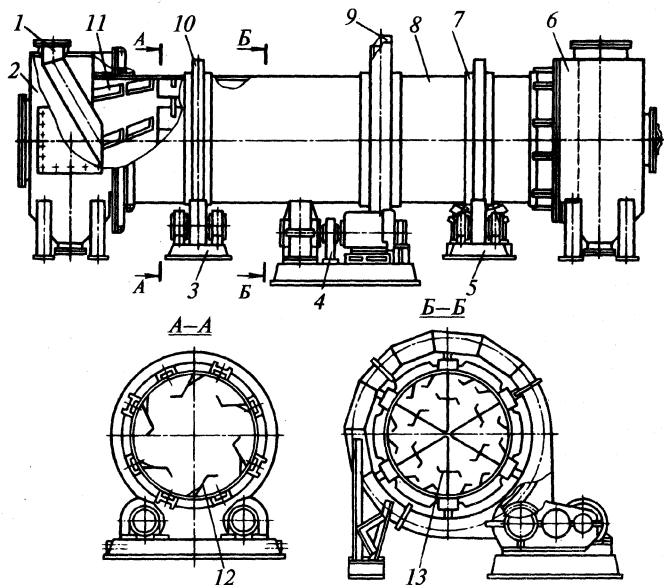


Рис. 4.14. Барабанная сушилка:

1 – наклонный лоток; 2 – загрузочная камера; 3 – опорная рама; 4 – мотор-редуктор; 5 – опорно-упорная станция; 6 – разгрузочная камера; 7 – кольцевая наклад-ка; 8 – барабан; 9 – зубчатый венец; 10 – бандаж; 11 – приемно-винтовая насадка; 12 – лопастная насадка; 13 – секторная насадка

Внутри корпуса закреплены различные насадки, предназначенные для перемешивания высушиваемого материала. Форма насадки должна соответствовать свойствам высушиваемого материала. Если свойства материала изменяются в процессе сушки, то форму насадки принимают разной по длине барабана. Наиболее распространенные конструкции насадок барабанов показаны на рис. 4.15.

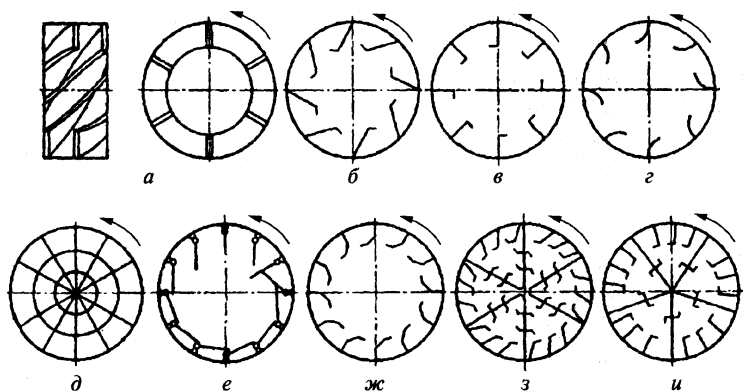


Рис. 4.15. Схемы насадок барабанных сушилок:

а — приемно-распределительная винтовая; *б, в, г, ж* — подъемно-лопастные; *д, з, и* — секторные; *е* — с прямыми самоочищающимися лопастями

Технические характеристики сушильных барабанных аппаратов, выпускаемых промышленностью, представлены в табл. 4.9.

Таблица 4.9. Технические характеристики сушильных барабанных аппаратов

| Условное обозначение сушилки | Наружный диаметр и длина барабана, мм | | Частота вращения барабана, мин ⁻¹ | Мощность электродвигателя, кВт |
|------------------------------|---------------------------------------|-------|--|--------------------------------|
| | D_n | l_o | | |
| БН 0,5-2,5 НУ-01 | 500 | 2500 | 4,62 | 0,75 |
| БН 1-4 НУ-01 | 1000 | 4000 | 4,08/5,1/8,1 | 3,8/4,8/6 |
| БН 1-6 НУ-02 | | 6000 | | |
| БН 1,2-6 НУ-01 | 1200 | 6000 | | 4,8/5,7/7,5 |

Продолжение табл. 4.9

| Условное обозначение сушилки | Наружный диаметр и длина барабана, мм | | Частота вращения барабана, мин ⁻¹ | Мощность электродвигателя, кВт |
|------------------------------|---------------------------------------|-------|--|--------------------------------|
| | D_n | l_o | | |
| БН 1,2-8 НУ-02 | 1200 | 8000 | 4,08/5,1/8,1 | 4,8/5,7/7,5 |
| БН 1,2-10 НУ-03 | | 10000 | | |
| БН 1,6-8 НУ-01 | 1600 | 8000 | 3,18/4,32/6,42 | 13,2/16,4/18,4 |
| БН 1,6-10 НУ-02 | | 10000 | | |
| БН 1,6-12 НУ-03 | | 12000 | | |
| БН 2,0-8 НУ-03 | 2000 | 8000 | | 17,9/19,9/25 |
| БН 2,0-10 НУ-03 | | 10000 | | |
| БН 2,0-12 НУ-03 | | 12000 | | |
| БН 2,2-10 НУ-03 | 2200 | 10000 | 3,18/4,32/6,42 | 24/26/31,5 |
| БН 2,2-12 НУ-03 | | 12000 | | |
| БН 2,2-14 НУ-03 | | 14000 | | |
| БН 2,2-16 НУ-03 | | 16000 | | |
| БН 2,5-14 НУ-03 | 2500 | 14000 | 1,98/3/4,02/6 | 24/37,5/55/75 |
| БН 2,8-14 НУ-03 | 2800 | 14000 | | |
| БН 2,8-16 НУ-03 | | 16000 | | 32/50/72/100 |
| БН 2,8-20 НУ-03 | | 20000 | | |
| БН 3,0-18 НУ-03 | 3000 | 18000 | | 40/62,5/90/125 |
| БН 3,0-20 НУ-03 | | 20000 | | |

Окончание табл. 4.9

| Условное обозначение сушилки | Наружный диаметр и длина барабана, мм | | Частота вращения барабана, мин ⁻¹ | Мощность электродвигателя, кВт |
|------------------------------|---------------------------------------|-------|--|--------------------------------|
| | D_n | l_o | | |
| БН 3,2-18 НУ-03 | 3200 | 18000 | 1,98/3/4,02/6 | 50/75/100/150 |
| БН 3,2-22 НУ-03 | | 22000 | | |
| БН 3,5-18 НУ-03 | 3500 | 18000 | | 60/90/120/200 |
| БН 3,5-22 НУ-03 | | 22000 | | |
| БН 3,5-27 НУ-01 | | 27000 | | |

Рассчитать барабанную сушилку через коэффициенты тепло- и массопередачи очень сложно. Достаточно достоверные результаты дает использование в расчетах показателя интенсивности процесса сушки, называемого напряжением рабочего объема по испаряемой влаге A_v , кг/м³·ч, который показывает массу влаги, испаряющейся из единицы объема сушилки в единицу времени из высушиваемого материала при определенных температурных условиях. Зная A_v , можно найти рабочий объем барабана

$$V_6 = W / A_v. \quad (4.79)$$

Значения A_v для более общего случая можно найти в табл. 4.10.

Таблица 4.10. Зависимость A_v , кг/(м³·ч), от влажности материала

| Температура сушильного агента на входе в барабан t_o , °С | Влажность материала w_o , % | | |
|---|-------------------------------|--------|----------|
| | Менее 10 | 10–40 | Более 40 |
| 80–150 | 1–8 | 6–15 | 10–20 |
| 150–250 | 10–20 | 15–40 | 30–50 |
| 150–400 | 15–30 | 25–60 | 50–75 |
| 400–650 | 20–40 | 30–90 | 80–120 |
| 650–1000 | 30–60 | 50–100 | 80–180 |

Более точные значения A_v для некоторых конкретных материалов приведены в табл. 4.11.

Таблица 4.11. Опытные данные по сушке некоторых материалов в барабанных сушилках

| Материал | Размер час- тиц, мм | $\omega_{в}, \%$ | $\omega_{к}, \%$ | $t_1, ^\circ\text{C}$ | $t_2, ^\circ\text{C}$ | $A_v,$ кг/(м ² ·ч) | Тип (параметры) внутрен- них распределительных систем барабана |
|--|---------------------------|------------------|------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------------------|--|
| Глина: простая огнеупорная Известняк | — | 22 | 5 | 600–700 | 80–100 | 50–60 | Подъемно-лопастная —«— —«— —«— |
| | — | 0 | 0,7 | 800–1000 | 70–80 | 60 | |
| | 0–15 | 10–15 | 1,5 | 1000 | 80 | 45–65 | |
| | 0–20 | 8–10 | 0,5 | 800 | 120 | 30–40 | |
| Инфузорная земля | — | 40 | 15 | 550 | 120 | 50–60 | Распределительная |
| Песок | — | 4,3–3,7 | 0,05 | 840 | 100 | 80–88 | Распределительная и пере- валочная |
| Руда: железная (магнито- горская) марганцевая | 0–50 2,5 | 6,0 15,0 | 0,5 | 730 | — | 65 | Подъемно-лопастная Распределительная |
| | | | 2,0 | 120 | 60 | 12 | |
| Железный колчедан | — | 10–12 | 1–3 | 270–350 | 95–100 | 20–30 | Подъемно-лопастная сек- торная ($d = 1,6$ м, $l = 14$ м) |
| Сланцы | 0–40 | 38 | 12 | 500–600 | 100 | 45–60 | Подъемно-лопастная |
| Уголь: каменный бурый | — | 9,0 | 0,6 | 800–1000 | 60 | 32–40 | Подъемно-лопастная —«— |
| | 0–10 | 30 | 10–15 | 430 | 150–200 | 40–65 | |
| Торф фрезерный | — | 50 | 20 | 450 | 100 | 75 | —«— |

| Материал | Размер час- тиц, мм | ω_n , % | ω_k , % | t_1 , °C | t_2 , °C | A_p , кг/(м ³ ·ч) | Тип (параметры) внутренних распределительных систем барабана |
|-----------------------------|------------------------|----------------|----------------|------------|------------|-----------------------------------|--|
| Фосфориты | — | 6,0 | 0,5 | 600 | 100 | 45–60 | Подъемно-лопастная |
| Нитрофоска | 0,5–4,0 | — | 1 | 220 | 105 | 0,5–4,0 | Подъемно-лопастная секторная |
| Аммофос | 1–4 | 8–12 | 1,5 | 350 | 110 | 13–20 | То же |
| Диаммофос | 1–4 | 3–4 | 1 | 200 | 90 | 8–10 | —«— |
| Суперфосфат гранулированный | 1–4 | 14–18 | 2,5–3,0 | 550–600 | 120 | 60–80 | Подъемно-лопастная секторная ($d = 2,8$ м, $l = 14$ м) |
| Преципитат | — | 55–57 | — | 500–700 | 120–130 | 28–33 | Подъемно-лопастная секторная ($d = 3,2$ м, $l = 22$ м) |
| Сульфат аммония | — | 3,5 | 0,4 | 82 | — | 4–5 | Подъемно-лопастная |
| Хлорид бария | — | 5,6 | 1,2 | 109 | — | 1,0–2,0 | —«— |
| Фторид алюминия | — | 48–50 | 3–5,5 | 750 | 220–250 | 18 | Подъемно-лопастная и секторная ($n = 3$ об/мин) |
| Соль поваренная | — | 4–6 | 0,2 | 100–200 | — | 7,2 | Подъемно-лопастная |
| Пшеница | — | 20 | 14 | 150–200 | 50–80 | 20–30 | Распределительная |
| Жом свекловичный | — | 84 | 12 | 750 | 100–125 | 185 | —«— |

Если известна допустимая скорость газа на выходе из барабанной сушилки, то требуемый внутренний диаметр барабана, м, рассчитывается по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4v_k}{\pi(1-\beta_m)\omega_r}}, \quad (4.80)$$

где v_k — объемный расход сушильного агента в условиях выхода, $\text{м}^3/\text{с}$; $\beta_m = 0,15-0,35$ — коэффициент заполнения барабана материалом; ω_r — допустимая скорость газа на выходе из барабана (табл. 4.12).

Таблица 4.12. Зависимость максимально допустимой скорости газов от размеров и плотности частиц

| Плотность частиц материала, $\text{кг}/\text{м}^3$ | Максимально допустимая скорость газов, $\text{м}/\text{с}$, при среднем размере частиц, мм | | |
|--|--|---------|-----------|
| | Менее 0,3 | 0,3–2,0 | Более 2,0 |
| 600 | 0,5 | 0,5–1,0 | 1,0–3,0 |
| 1500 | 2,0 | 2,0–5,0 | 5,0–8,0 |
| 2000 | 3,0 | 3,0–7,5 | 8,0 |
| 2500 | 4,0 | 4,0–10 | 10 |
| Более 2500 | 5,0 | 5,0–12 | 13 |

По объему барабана и его диаметру находят расчетную длину барабана

$$l_6 = \frac{4V_6}{\pi D^2}. \quad (4.81)$$

Наружный диаметр барабана

$$D_n = D + 2\delta_{\text{ст}},$$

где $\delta_{\text{ст}}$ — толщина стальной стенки обечайки барабана, как правило, зависящая от габаритов сушилки, м; при необходимости на стенке закрепляется футеровка толщиной, зависящей от температуры сушильного агента и принимаемая в интервале 0,1–0,2 м.

Полученные значения l_6 и D_n округляют до ближайших размеров типовой сушилки по данным табл. 4.9. Отношение длины барабана к диаметру обычно лежит в пределах $l_6/D = 3,5 - 7$.

После выбора типовой сушилки рассчитывают уточненное значение действительной скорости потока воздуха в сечении ба-

барабана и оценивают ее допустимость в соответствии с данными табл. 4.12.

Время пребывания материала в барабане, соответствующее требуемому времени сушки:

$$\tau = \frac{V_6 \beta_m}{v_m}, \quad (4.82)$$

где $\beta_m = 0,15 - 0,35$ — коэффициент заполнения барабана материалом; v_m — объемный расход материала через сушилку, $\text{м}^3/\text{с}$.

Для расчета частоты вращения барабана барабанных сушилок с подъемно-лопастной и секторной насадками используют эмпирическую формулу

$$n = \frac{m K l_6}{\tau D_n \operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.83)$$

где m, K — коэффициенты, зависящие от типа насадки и направления движения газа; τ — время пребывания материала в барабане, мин; α — угол наклона барабана.

При насадке типов б, в, г, ж (см. рис. 4.15) $m = 0,6$; $K \geq 2$ для прямоточного движения газа и материала, $K = 0,5$ для противотока; при насадке типа д, з, и — $m = 0,758 - 1,0$; $K \geq 0,7$ для прямотока, $K \leq 2$ для противотока.

Угол наклона барабана может быть рассчитан по формуле

$$\alpha = \left(\frac{30 l_6}{D_n n \tau} + 0,007 \omega \right) \frac{180}{\pi}, \quad (4.84)$$

где ω — скорость газов в сушилке, $\text{м}/\text{с}$. Если полученное значение α окажется меньше $0,5^\circ$ или больше 6° , то частоту вращения барабана соответственно уменьшают или увеличивают и расчет повторяют.

Мощность, кВт, затрачиваемую на вращение барабана, ориентировочно определяют по формуле

$$N = 0,0013 D_n^3 l_6 \rho_n \sigma^* n, \quad (4.85)$$

где σ^* — коэффициент, зависящий от типа насадки и коэффициента заполнения β_m : для подъемно-лопастной насадки $\sigma^* = 0,038$ при $\beta_m = 0,1$ и $\sigma^* = 0,071$ при $\beta_m = 0,25$; для секторной насадки $\sigma^* = 0,013$ при $\beta_m = 0,1$ и $\sigma^* = 0,044$ при $\beta_m = 0,25$; n — частота враще-

ния барабана, мин^{-1} ; ρ_n — насыпная плотность высушиваемого материала, кг/м^3 .

Пример 4.3. Подобрать типовую барабанную сушилку.

Исходные данные. Производительность по готовому продукту $G_2 = 2000$ кг/ч. Начальное влагосодержание материала $w_1 = 0,1$ кг/кг, конечное — $w_2 = 0,01$ кг/кг, критическое $0,05$ кг/кг. Насыпная плотность материала $\rho_n = 1500$ кг/м^3 . Коэффициент теплоемкости сухого материала $c_m = 1000$ Дж/(кг·К). Температура материала на входе в сушилку $\theta_1 = 15$ °С. Температура воздуха на входе в сушилку $t_1 = 130$ °С, на выходе из сушилки $t_2 = 60$ °С. Средний размер частиц материала $d_n = 2$ мм. Барометрическое давление $P = 10^5$ Па. Принимаем температуру окружающего воздуха $t_o = 15$ °С с относительной влажностью 75 %.

Количество удаляемой влаги рассчитывают по (4.60):

$$W = G_2 (w_1 - w_2) = 2000 (0,1 - 0,01) = 180 \text{ кг/ч},$$

производительность по исходному материалу — по (4.61):

$$G_1 = G_2 + W = 2000 + 180 = 2180 \text{ кг/ч}.$$

Для определения необходимого расхода воздуха можно воспользоваться (как один из вариантов решения) уравнением удельного расхода сухого газа, кг/кг,

$$l'_{\text{уд}} = L / G_{\text{т}},$$

где L — расход абсолютно сухого газа, кг/ч; $G_{\text{т}}$ — расход абсолютно сухого материала, кг/ч.

Значения $l'_{\text{уд}}$ вычисляют по формуле

$$l'_{\text{уд}} = \frac{(I_{\text{пк}} + q_m + q_c + q_{\text{тр}} + q_{\text{пот}} - c_{\text{ж}} \theta_2 - q_{\text{доп}}) \Delta W}{I_o - c_{\text{г}} t_2 - I_{\text{пк}} x_1}, \quad (4.86)$$

где $I_{\text{пк}}$ — удельная энтальпия пара при конечной температуре парогазовой смеси, кДж/кг; $c_{\text{г}}$, $c_{\text{ж}}$ — коэффициенты теплоемкости соответственно сухого газа и жидкой влаги, кДж/(кг·К).

Влагосодержание воздуха на входе в сушилку x_1 , кг пара/кг сухого газа, рассчитывают по формуле

$$x_1 = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{г}}} \frac{\Phi P_{\text{нас}}}{P - \Phi P_{\text{нас}}}.$$

Поскольку влагосодержание воздуха при прохождении через калорифер не меняется, то в последнюю формулу подставляем

параметры, соответствующие воздуху, поступающему в калори-
фер.

Здесь $M_{\text{п}}$, $M_{\text{г}}$ — молярные массы пара и газа (для водяного пара в воздухе, или, что практически то же, в топочных газах $\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{г}}} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{вх}}} = \frac{18}{29} = 0,622$); P — общее давление паровоздушной смеси, кгс/см² (для нашего случая $P = 1$ кгс/см²); ϕ — относительная влажность газа на входе в калорифер в долях; $P_{\text{нас}}$ — давление насыщенного водяного пара для температуры воздуха (табл. 4.13).

Таблица 4.13. Давление насыщенного водяного пара при температуре от -20 до 100°C

| $t, ^{\circ}\text{C}$ | $P_{\text{нас}},$ мм рт. ст. | $t, ^{\circ}\text{C}$ | $P_{\text{нас}},$ мм рт. ст. | $t, ^{\circ}\text{C}$ | $P_{\text{нас}},$ мм рт. ст. | $t, ^{\circ}\text{C}$ | $P_{\text{нас}},$ мм рт. ст. | $t, ^{\circ}\text{C}$ | $P_{\text{нас}},$ мм рт. ст. |
|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|------------------------------------|
| -20 | 0,772 | 5 | 6,54 | 30 | 31,82 | 55 | 118,0 | 80 | 355,1 |
| 19 | 0,850 | 6 | 7,01 | 31 | 33,70 | 56 | 123,8 | 81 | 369,7 |
| 18 | 0,935 | 7 | 7,51 | 32 | 35,66 | 57 | 129,8 | 82 | 384,9 |
| 17 | 1,027 | 8 | 8,05 | 33 | 37,73 | 58 | 136,1 | 83 | 400,6 |
| 16 | 1,128 | 9 | 8,61 | 34 | 39,90 | 59 | 142,6 | 84 | 416,8 |
| 15 | 1,238 | 10 | 9,21 | 35 | 42,18 | 60 | 149,4 | 85 | 433,5 |
| 14 | 1,357 | 11 | 9,84 | 36 | 44,56 | 61 | 156,4 | 86 | 450,9 |
| 13 | 1,486 | 12 | 10,52 | 37 | 47,07 | 62 | 163,8 | 87 | 468,7 |
| 12 | 1,627 | 13 | 11,23 | 38 | 49,65 | 63 | 171,4 | 88 | 487,1 |
| 11 | 1,780 | 14 | 11,99 | 39 | 52,44 | 64 | 179,3 | 89 | 506,1 |
| 10 | 1,946 | 15 | 12,79 | 40 | 55,32 | 65 | 187,5 | 90 | 525,8 |
| 9 | 2,125 | 16 | 13,63 | 41 | 58,34 | 66 | 196,1 | 91 | 546,1 |
| 8 | 2,321 | 17 | 14,53 | 42 | 61,50 | 67 | 205,0 | 92 | 567,0 |
| 7 | 2,532 | 18 | 15,48 | 43 | 64,80 | 68 | 214,2 | 93 | 588,5 |
| 6 | 2,761 | 19 | 16,48 | 44 | 68,26 | 69 | 229,7 | 94 | 610,9 |
| 5 | 3,008 | 20 | 17,54 | 45 | 71,88 | 70 | 233,7 | 95 | 633,9 |
| 4 | 3,276 | 21 | 18,65 | 46 | 75,65 | 71 | 243,9 | 96 | 657,6 |
| 3 | 3,566 | 22 | 19,83 | 47 | 79,60 | 72 | 254,6 | 97 | 682,1 |
| 2 | 3,879 | 23 | 21,07 | 48 | 83,71 | 73 | 265,7 | 98 | 707,3 |
| -1 | 4,216 | 24 | 22,38 | 49 | 88,02 | 74 | 277,2 | 99 | 733,2 |
| 0 | 4,579 | 25 | 23,76 | 50 | 92,51 | 75 | 289,1 | 100 | 760,0 |
| +1 | 4,93 | 26 | 25,21 | 51 | 97,20 | 76 | 301,4 | | |
| 2 | 5,29 | 27 | 26,74 | 52 | 102,1 | 77 | 314,1 | | |
| 3 | 5,69 | 28 | 28,35 | 53 | 107,2 | 78 | 327,3 | | |
| 4 | 6,10 | 29 | 30,04 | 54 | 112,5 | 79 | 341,0 | | |

Примечание. 1 мм рт. ст. = 133,3 Па.

Для нашего случая $t_{в.о} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_{\text{нас}} = 12,79 \text{ мм рт. ст.} = 0,0167 \text{ кгс/см}^2$.

Тогда

$$x_1 = 0,622 \frac{0,75 \cdot 0,0167}{1 - 0,75 \cdot 0,0167} = 0,0079 \text{ кг/кг сухого воздуха.}$$

Начальную энтальпию влажного воздуха (газа)

$$I_0 = c_r t_1 + (r_0 + c_p t_1) x_1$$

рассчитаем для условий нашего примера: $r_0 = 2493 \text{ кДж/кг}$ — удельная теплота испарения влаги при $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, кДж/кг ;

$c_p = 1,972 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ — коэффициент теплоемкости пара при $t_1 = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$; $c_r = 1,015 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, т.е.

$$I_0 = 1,015 \cdot 130 + (2493 + 1,972 \cdot 130) 0,0079 = 153,67 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная энтальпия пара, содержащегося в воздухе, в конце процесса

$$I_{\text{пк}} = r_0 + c_p t_2 = 2493 + 1,972 \cdot 60 = 2611,3 \text{ кДж/кг.}$$

Удельные затраты теплоты на нагрев материала

$$q_m = (c_m + c_w w_2) \frac{\theta_2 - \theta_1}{\Delta w},$$

где θ_2 — температура материала на выходе (обычно принимают на 5–20 % меньше температуры сушильного агента на выходе из сушилки); w_2 — конечное влагосодержание материала, кг влаги/кг сухого вещества; Δw — изменение влагосодержания материала, кг/кг . Для нашего примера:

$$\theta_2 = 0,9 t_2 = 0,9 \cdot 60 = 54 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$q_m = (1,0 + 4,19 \cdot 0,01) \frac{54 - 15}{0,1 - 0,01} = 451,5 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная теплота связанной влаги

$$q_c = 2100 \frac{w_{\text{кр}} - w_2}{\Delta w},$$

где $w_{\text{кр}}$ — критическое влагосодержание материала, которое можно принять равным максимальному гигроскопическому при температуре θ_2 ; по условию примера $w_{\text{кр}} = 0,05 \text{ кг/кг}$. Тогда

$$q_c = 2100 \frac{0,05 - 0,01}{0,09} = 933,3 \text{ кДж/кг.}$$

Принимая удельные потери теплоты $q_{\text{пот}} = 200 \text{ кДж/кг}$, найдем удельный расход воздуха на сушку, учитывая, что в нашем случае $q_{\text{доп}} = 0$:

$$l'_{\text{уд}} = \frac{(I_{\text{пк}} + q_m + q_c + q_{\text{тр}} + q_{\text{пот}} - c_{\text{ж}} \theta_2 - q_{\text{доп}}) \Delta w}{I_o - c_{\text{г}} t_2 - I_{\text{пк}} x_1} =$$

$$= \frac{(2611,3 + 451,5 + 933,3 + 200 - 4,19 \cdot 15) 0,09}{153,67 - 1,015 \cdot 60 - 2611,3 \cdot 0,0079} = 5,16 \text{ кг / кг.}$$

Производительность сушилки по абсолютно сухому продукту определим по (4.62):

$$G_c = G_2 (1 - w_2) = 2000 (1 - 0,01) = 1980 \text{ кг/ч,}$$

тогда расход воздуха на сушилку

$$L = l'_{\text{уд}} G_c = 5,16 \cdot 1980 = 10216,8 \text{ кг/ч.}$$

Для нахождения объема сушильного барабана по табл. 4.10 выберем для нашего примера напряжение объема сушильного барабана $A_v = 11 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{ч)}$ и используем (4.79):

$$V_6 = \frac{W}{A_v} = \frac{180}{11} = 16,36 \text{ м}^3 = 16,4 \text{ м}^3.$$

Примем из табл. 4.12 допустимую скорость газа на выходе из барабана $\omega_{\text{г}} = 3 \text{ м/с}$ и определим по (4.80):

$$D = \sqrt{\frac{4v_{\text{к}}}{\pi(1-\beta_{\text{м}})\omega_{\text{г}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,2}{3,14(1-0,2)3}} = 1,08 \text{ м,}$$

$$\text{где принимаем } \beta_{\text{м}} = 0,2; v_{\text{к}} = \frac{L}{\rho_{\text{в}} 3600} = \frac{10216,8}{1,293 \cdot 3600} = 2,2 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Считая толщину стенки обечайки равной $\delta = 0,02 \text{ м}$, найдем наружный диаметр барабана

$$D_{\text{н}} = D + 2\delta = 1,08 + 0,04 = 1,12 \text{ м. Принимаем } D_{\text{н}} = 1,2.$$

Расчетную длину барабана определим по (4.81):

$$l_6 = \frac{4V_6}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 16,4}{3,14 \cdot 1,08^2} = 17,9 \text{ м.}$$

Сушилки с наружным диаметром 1,2 м и длиной 17,9 м в каталоге нет. Поэтому принимаем $D_n = 1,6$ м, считая, что скорость газа будет меньше. Для этого случая

$$l_6 = \frac{4V_6}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 16,4}{3,14 \cdot 1,56^2} = 8,6 \text{ м.}$$

По каталогу принимаем $l_6 = 10$ м и окончательно выбираем барабанную сушилку типа БН 1,6-10 НУ-02.

Время пребывания материала в барабане рассчитываем по (4.82):

$$\tau = \frac{V_6 \beta_m}{v_m} = \frac{19,1 \cdot 0,2}{0,00037} = 10324 \text{ с} = 172 \text{ мин,}$$

а частоту вращения барабана по (4.83):

$$n = \frac{m K l_6}{\tau D_n \operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,6 \cdot 0,8 \cdot 10}{172 \cdot 1,6 \operatorname{tg} 2^\circ} = \frac{4,8}{9,6} = 0,5 \text{ об/мин.}$$

Выбираем подъемно-лопастную насадку с прямоточным движением потоков, для которых $m = 0,6$, $K = 0,8$. Угол наклона барабана принимаем равным 2° ($\operatorname{tg} 2^\circ = 0,0349$).

Ближайшая для выбранной типовой сушилки частота вращения барабана $n = 3,18$ об/мин (табл. 4.9). При этом требуемый угол наклона барабана по (4.84):

$$\alpha = \left(\frac{30 l_6}{D_n n \tau} + 0,007 \omega_d \right) \frac{180}{\pi} = \left(\frac{30 \cdot 10}{1,6 \cdot 3,18 \cdot 172} + 0,007 \cdot 1,44 \right) \frac{180}{3,14} = 3,1^\circ,$$

где

$$\omega_d = \frac{v_k}{[S(1 - \beta_m)]} = \frac{2,2}{1,91(1 - 0,2)} = 1,44 \text{ м/с} - \text{действительная скорость}$$

газа в сушилке; S — площадь сечения барабана, м^2 .

Мощность, затрачиваемую на вращение барабана, определим по (4.85):

$$N = 0,0013 D_n^3 l_6 \rho_n \sigma^* n = 0,0013 \cdot 1,6^3 \cdot 10 \cdot 1500 \cdot 0,07 \cdot 3,18 = 17,8 \text{ кВт,}$$

что меньше мощности привода выбранной сушилки, равной 18,4 кВт.

Пример 4.4. Проверить на прочность элементы сушильного барабана с технологическими и геометрическими параметрами, найденными в примере 4.3.

Исходные данные (дополнительные). Барабан не футерован, $l_6 = 10,0$ м (см. рис. 4.16); $l_2 = 5,9$ м, $l_1 = 0,9$ м. Нагрузка от зубчатой шестерни $Q_B = 8500$ Н. Материал барабана – сталь ВСт3. Модуль упругости материала $1,87 \cdot 10^5$ МПа $= 1,87 \cdot 10^{11}$ Па. Наружный диаметр бандажа $D_{нб} = 1,9$ м.

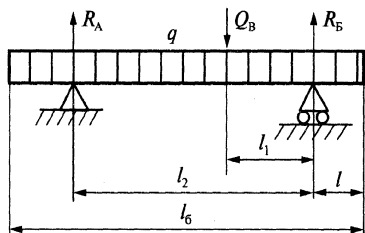


Рис. 4.16. Распределение нагрузок на барабан

Определяем последовательно:

- ♦ массу обрабатываемого материала по (1.137)

$$m_m = \frac{\rho_n l_6 \beta_n \pi D^2}{4} = \frac{1500 \cdot 10 \cdot 0,2 \cdot 3,14 \cdot 1,58^2}{4} = 5879 \text{ кг};$$

- ♦ суммарную массу по (1.139)

$$m = m_m + m_\phi + m_k = 5879 + 0 + 4100 = 9979 \text{ кг}$$

(m_k найдена с учетом массы внутренних насадок);

- ♦ линейную нагрузку по (1.141)

$$q = \frac{mg}{l_6} = \frac{9979 \cdot 9,81}{10} = 9789 \text{ Н/м};$$

- ♦ реакцию опор по (1.142)

$$R_A = \frac{ql_6}{2} + \frac{Q_B l_1}{l_2} = \frac{9789 \cdot 10}{2} + \frac{8500 \cdot 0,9}{5,9} = 50241 \text{ Н};$$

$$R_B = \frac{ql_6}{2} + \frac{Q_B (l_2 - l_1)}{l_2} = \frac{9789 \cdot 10}{2} + \frac{8500 (5,9 - 0,9)}{5,9} = 56148 \text{ Н};$$

- ♦ максимальный изгибающий момент, действующий на барабан, по (1.143)

$$\begin{aligned} M_{\max} &= \frac{ql_6 (2l_2 - l_6)}{8} + \frac{Q_B (l_2 - l_1) l_1}{l_2} = \\ &= \frac{9789 \cdot 10 (2 \cdot 5,9 - 10)}{8} + \frac{8500 (5,9 - 0,9) 0,9}{5,9} = 28508 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

- ♦ момент сопротивления сечения барабана по (1.144)

$$W_c = \frac{S_6 \pi D_{cp}^2}{4} = \frac{0,01 \cdot 3,14 \cdot 1,59^2}{4} = 0,0198 \text{ м}^3;$$

- ♦ напряжение в барабане по (1.145)

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_c} = \frac{28508}{0,0198} = 1439798 \text{ Па} = 1,44 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется, так как $\sigma = 1,44 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}$.

Расчет барабана на жесткость производим в следующей последовательности:

- ♦ рассчитываем линейную нагрузку от массы обрабатываемого материала

$$q_1 = \frac{gm_m}{l_6} = \frac{9,81 \cdot 5879}{10} = 5767 \text{ Н/м};$$

- ♦ линейную нагрузку от массы барабана

$$q_2 = \frac{gm_k}{l_6} = \frac{9,81 \cdot 4100}{10} = 4022 \text{ Н/м};$$

- ♦ момент инерции единичного кольца барабана

$$J_x = \frac{1 S_6^3}{12} = \frac{1 \cdot 0,01^3}{12} = 8,3 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3;$$

- ♦ суммарный прогиб от действующих нагрузок по (1.148)

$$y_{\max} = \frac{D_{cp}^3}{8 E J_x} (0,04 q_1 + 0,002 q_2) = \frac{1,59^3}{8 \cdot 1,87 \cdot 10^{11} \cdot 8,3 \cdot 10^{-8}} \times \\ \times (0,04 \cdot 5761 + 0,002 \cdot 4022) = 772,6 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,772 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

- ♦ относительный прогиб по (1.149)

$$\varepsilon = \frac{y_{\max}}{D_{cp}} = \frac{0,772 \cdot 10^{-2}}{1,59} = 0,00485 = \frac{1}{206}.$$

Условие жесткости выполнено, так как $\varepsilon < [\varepsilon]; \left(\frac{1}{206} < \frac{1}{200} \right)$.

Ширину бандажа определяем по (1.150):

$$b = 0,59^2 \frac{R_p E_1 E_2 \cdot 2 (D_{нб} + d_p)}{[\sigma_k]^2 (E_1 + E_2) D_{нб} d_p}.$$

В нашем примере

$$R_p = \frac{R_6}{2 \cos j} = \frac{56148}{2 \cos 15^\circ} = 29 \text{ кН} = 0,029 \text{ МН}.$$

Для материала бандажа и опорного ролика — стали ВСт5 имеем $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа; $[\sigma_k] = 500$ МПа (табл. 1.9); $d_p = 0,25 D_{нб} = 0,25 \cdot 1,9 = 0,475$ м, принимаем $d_p = 0,5$ м. Тогда

$$b = 0,59^2 \frac{29 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 (1,9 + 0,5)}{500^2 (2 \cdot 10^5 + 2 \cdot 10^5) 1,9 \cdot 0,5} = 0,02 \text{ м}.$$

Чтобы уменьшить контактные напряжения, примем $b = 0,03$ м.

Ширина опорного ролика рассчитывается по (1.151):

$$b_p = b + \alpha_1 \Delta t l_2 + u_p = 0,03 + 11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 75^\circ \cdot 5,9 + 0,035 = 0,07 \text{ м}.$$

Проверим прочность бандажа и ролика на контактное напряжение по (1.152):

$$\begin{aligned} \sigma_k &= 0,59 \sqrt{q_k \frac{E_1 E_2}{(E_1 + E_2)} \frac{2(D_{нб} + d_p)}{D_{нб} d_p}} = \\ &= 0,59 \sqrt{0,967 \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5}{(2 \cdot 10^5 + 2 \cdot 10^5)} \frac{2(1,9 + 0,5)}{1,9 \cdot 0,5}} = 412 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\text{где } q_k = \frac{R_p}{b} = \frac{0,029}{0,03} = 0,967.$$

Полученные значения $\sigma_k = 412 \text{ МПа} < [\sigma_k] = 500 \text{ МПа}$.

Расчет сушилок с псевдооживленным слоем

По конструктивному признаку сушилки с псевдооживленным слоем делятся на две большие группы — однокамерные и многокамерные. Для расширения возможностей и по-

вышения эффективности сушилок данного типа внутри камер можно разместить инертные тела, неподвижную насадку для осуществления организованного псевдооживленного слоя, греющие элементы, перемешивающие устройства.

Однокамерные сушилки — наиболее распространенный тип промышленных сушилок. Они просты конструктивно и в эксплуатации, обладают высокими экономическими показателями, легко поддаются автоматизации. Недостатком этих конструкций является неравномерная обработка материала из-за неодинакового времени пребывания отдельных частиц в зоне сушки.

Многокамерные сушилки могут быть одно- и многоярусные. В одноярусных осуществляются последовательное движение материала и подача сушильного агента с оптимальной температурой в каждую камеру или зону, что очень важно в случае обработки термочувствительных материалов. В многоярусных сушилках реализуется ступенчато-противоточное движение материала и газа, что позволяет снизить расход газа и эффективно использовать теплоту.

Основные расчетные соотношения. При расчете сушилок с псевдооживленным слоем целесообразно пользоваться средним объемным расходом воздуха, который рассчитывается по формуле

$$v = \frac{L}{\rho_{\text{св}}} + x_{\text{ср}} \frac{L}{\rho_{\text{вп}}}, \quad (4.87)$$

где $\rho_{\text{св}}$ — плотность сухого воздуха, кг/м^3 ; $\rho_{\text{вп}}$ — средняя плотность водяных паров, кг/м^3 ; $x_{\text{ср}}$ — среднее влагосодержание воздуха в сушилке.

Скорость начала псевдооживления описывается уравнением

$$\omega_{\text{пс}} = \frac{\text{Re} \mu_{\text{ср}}}{\rho_{\text{св}} d_{\text{э}}}, \quad (4.88)$$

где

$$\text{Re} = \frac{\text{Ar}}{1400 + 5,22 \sqrt{\text{Ar}}} - \quad (4.89)$$

критерий Рейнольдса;

$$\text{Ar} = \frac{d_{\text{э}}^3 \rho_{\text{св}} g \rho_{\text{ч}}}{\mu_{\text{ср}}^2} - \quad (4.90)$$

критерий Архимеда; $\mu_{\text{ср}}$ — коэффициент динамической вязкости воздуха при средней температуре, Па·с; $\rho_{\text{ч}}$ — плотность частиц материала, кг/м³; d_3 — эквивалентный диаметр частиц, м; g — ускорение свободного падения тела, м/с².

Для выбора допустимой скорости воздуха в псевдоожиженном слое необходимо знать скорость витания мелких частиц, чтобы выполнить условие исключения их уноса. Эта скорость рассчитывается по уравнению

$$\omega_{\text{св}} = \frac{\mu_{\text{ср}}}{d\rho_{\text{св}}} \left(\frac{Ag}{18 + 0,575 \sqrt{Ag}} \right), \quad (4.91)$$

где d — наименьший диаметр частиц, м.

Рабочую скорость ω сушильного агента выбирают так, чтобы выполнялось условие

$$\omega_{\text{пс}} < \omega < \omega_{\text{св}}. \quad (4.92)$$

Для $\omega_{\text{св}} / \omega_{\text{пс}} = 40 - 50$ рекомендуется $\omega = (3 - 7) \omega_{\text{пс}}$, для $\omega_{\text{св}} / \omega_{\text{пс}} = 20 - 3$ выбирают $\omega = (1,5 - 3) \omega_{\text{пс}}$.

Высота псевдоожиженного слоя h , м, может быть рассчитана по уравнению

$$\frac{t_2 - t_{\text{м}}}{t_1 - t_{\text{м}}} = \exp \left[- \frac{\alpha}{\omega c_{\text{св}}} \frac{6(1 - \varepsilon)}{d_3} h \right], \quad (4.93)$$

где $t_{\text{м}}$ — средняя температура материала, °С; α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); c — коэффициент теплоемкости воздуха при средней температуре, Дж/(кг·К); ε — порозность псевдоожиженного слоя, м³/м³, которая при известном значении рабочей скорости ω вычисляется по формуле

$$\varepsilon = \left[\frac{(18\text{Re} + 0,36\text{Re}^2)}{Ag} \right]^{0,21}, \quad (4.94)$$

где $\text{Re} = \frac{\omega d_3 \rho_{\text{св}}}{\mu_{\text{ср}}}$.

Коэффициент теплоотдачи α определяют на основании опытных данных или по уравнениям:

$$Nu = 1,6 \cdot 10^{-2} \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{1,3} Pr^{0,33} \text{ для } Re < 200; \quad (4.95)$$

$$Nu = 0,4 \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{0,67} Pr^{0,33} \text{ для } Re \geq 200, \quad (4.96)$$

где $Nu = \frac{\alpha d_\varepsilon}{\lambda}$ – критерий Нуссельта; $Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$ – критерий Прандт-ля; λ – коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре, Вт/(м·К).

Рабочую высоту псевдооживленного слоя H выбирают несколько большей, чем расчетная, что обеспечит более устойчивый гидродинамический режим работы и предотвратит каналаобразование в слое.

В первом периоде сушки, когда удаляется поверхностная влага, гидродинамическая высота обычно значительно превышает рассчитанную по кинетической закономерности (4.93). На основании опыта эксплуатации аппаратов с псевдооживленным слоем

$$h \approx 80 d_0, \quad (4.97)$$

где d_0 – диаметр отверстия распределительной решетки, м. ГОСТом установлен ряд нормальных диаметров: 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5; 5,6 мм.

Высота сушильной камеры включает и высоту сепарационной зоны

$$h_{\text{сеп}} = (1 - 4) h. \quad (4.98)$$

Число отверстий n в распределительной решетке определяют по уравнению

$$n = \frac{4 S \varphi_c}{\pi d_0^2} = \frac{D^2 \varphi_c}{d_0^2}, \quad (4.99)$$

где S – сечение распределительной решетки, равное сечению сушилки, м²; φ_c – доля живого сечения решетки, принимаемая в интервале от 0,02 до 0,1.

Гидравлическое сопротивление сушилок с псевдооживленным слоем рассчитывается по формуле

$$\Delta P = \Delta P_{\text{пс}} + \Delta P_{\text{реш}}, \quad (4.100)$$

где

$$\Delta P_{\text{пс}} = \rho_{\text{ч}} (1 - \varepsilon) gh - \quad (4.101)$$

гидравлическое сопротивление псевдоожиженного слоя, Па;

$$\Delta P_{\text{реш}} = \xi \left(\frac{\omega}{\varphi_{\text{с}}} \right)^2 \frac{\rho_{\text{св}}}{2} - \quad (4.102)$$

гидравлическое сопротивление решетки, Па; ξ — коэффициент сопротивления решетки, принимается $\xi = 1,75$; $\rho_{\text{ч}}$ — плотность высушенного продукта, кг/м³.

Для удовлетворительного распределения газового потока необходимо, чтобы $\Delta P_{\text{реш}} > \Delta p_{\text{р min}}$. Здесь

$$\Delta p_{\text{р min}} = \frac{\Delta P_{\text{пс}} K_{\text{р}}^2 (\varepsilon - \varepsilon_0)}{(K_{\text{р}}^2 - 1)(1 - \varepsilon_0)}, \quad (4.103)$$

где ε_0 — порозность неподвижного слоя (для шарообразных частиц $\varepsilon_0 = 0,4$); $K_{\text{р}} = \omega / \omega_{\text{пс}}$ — рабочее число псевдоожижения.

Если $\Delta P_{\text{реш}} < \Delta p_{\text{р min}}$, необходимо выбрать другую долю живого сечения распределительной решетки $\varphi_{\text{с}}$.

Зная суммарное гидравлическое сопротивление сушилки и газоочистной аппаратуры (циклоны, скрубберы мокрой очистки, фильтры и т.д.) и производительность по сушильному агенту, подбирают соответствующее вентиляционное оборудование.

Для примера рассмотрим расчет однокамерной сушилки. Расчет двухкамерных и многокамерных сушилок с псевдоожиженным слоем производится отдельно для каждой камеры по изложенной выше методике.

Пример 4.5. Рассчитать однокамерную сушилку с кипящим слоем. Исходные данные. Производительность по высушенному материалу $G_2 = 350$ кг/ч. Начальное влагосодержание материала $w_1 = 0,58$ кг/кг, конечное влагосодержание продукта $w_2 = 0,031$ кг/кг. Плотность высушенного продукта $\rho_{\text{ч}} = 3000$ кг/м³, коэффициент теплоемкости продукта $c_{\text{м}} = 1,4$ кДж/(кг·К). Начальная температура материала $\theta_1 = 18$ °С, конечная температура продукта $\theta_2 = 60$ °С. Атмосферное давление $P = 100$ кПа. Начальная температура воздуха перед калорифером 18 °С, после калорифера 130 °С, влажность воздуха 75 %. Средний диаметр частиц 1,5 мм.

Для иллюстрации на рис. 4.17 показана схема однокамерной сушилки.

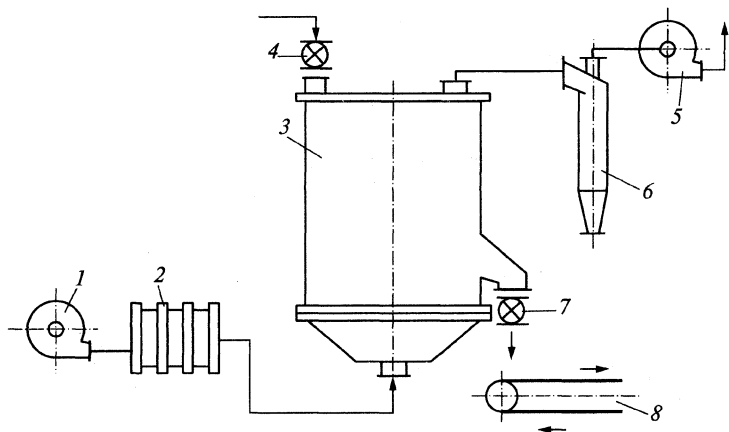


Рис. 4.17. Схема однокамерной сушильной установки:
1, 5 – вентиляторы; 2 – калорифер; 3 – сушильная камера; 4 – секторный питатель; 6 – циклон; 7 – выгрузное устройство; 8 – конвейер

Находим расход влаги, удаляемой из высушиваемого материала, по (4.60):

$$W = G_2 (w_1 - w_2) = 350 (0,58 - 0,031) = 192 \text{ кг/ч}$$

и производительность сушилки по исходному материалу по (4.61):

$$G_1 = G_2 + W = 350 + 192 = 542 \text{ кг/ч.}$$

Для нахождения расхода воздуха воспользуемся I – x -диаграммой на рис. 4.18. Для влажного воздуха 75 % и температуры 18°C по диаграмме находим $x_0 = 0,01$ кг влаги/кг сухого воздуха, $I = 45$ кДж/кг сухого воздуха.

Для нагретого до температуры 130°C воздуха энтальпия воздуха $I_1 = 158$ кДж/кг сухого воздуха. Поскольку воздух в калорифере находится в замкнутом пространстве, то влагосодержание его на входе в сушилку и на входе в калорифер одинаково, т.е. $x_1 = x_0$.

Чтобы найти влагосодержание x_2 , рассмотрим сначала внутренний тепловой баланс сушилки:

$$\Delta = c_{\text{ж}} \theta_1 + q_{\text{доп}} - (q_{\text{т}} + q_{\text{м}} + q_{\text{п}}), \quad (4.104)$$

где Δ – разность между удельным приходом и расходом теплоты непосредственно в сушильной камере, кДж/кг влаги; $c_{\text{ж}}$ – коэффициент теплоемкости влаги во влажном материале, кДж/(кг·К);

$q_{\text{доп}}$ — удельный дополнительный подвод теплоты в сушильную камеру, кДж/кг влаги; q_t — удельный подвод теплоты в сушилку с транспортными средствами, кДж/кг влаги; $q_m = \frac{G_2 c_m (Q_2 - Q_1)}{W} -$

удельный подвод теплоты в сушильную камеру с высушиваемым материалом, кДж/кг влаги; c_m — коэффициент теплоемкости высушенного материала, кДж/(кг·К); $q_{\text{п}}$ — удельные потери теплоты в окружающую среду, примем $q_{\text{п}} = 15$ кДж/кг влаги.

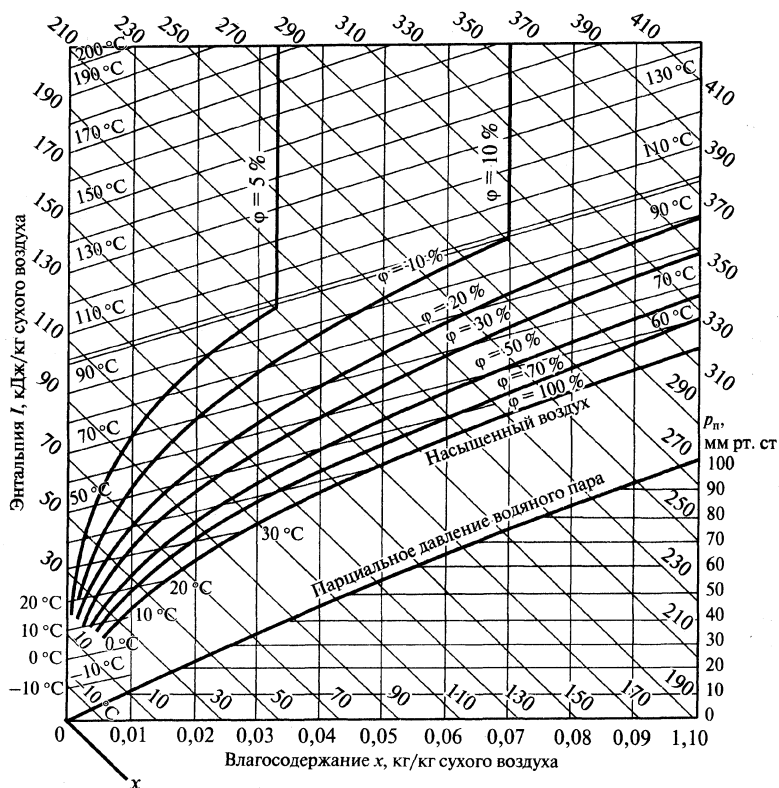


Рис. 4.18. Диаграмма состояния влажного воздуха $I-x$

В нашем примере $q_{\text{доп}} = 0$, $q_t = 0$.

Тогда

$$\Delta = 4,19 \cdot 18 - \frac{350 \cdot 1,4(60-18)}{192} - 15 = -46,8 \text{ кДж/кг влаги.}$$

Для нахождения параметров отработанного воздуха построим на диаграмме $I-x$ рабочую линию сушки, задав произвольное значение влагосодержания воздуха $x = 0,04$, а соответствующее ему значение энтальпии найдем по уравнению

$$I = I_1 + \Delta (x - x_1), \quad (4.105)$$

которое дает

$$I = 158 - 46,8 (0,04 - 0,01) = 156,6 \text{ кДж/кг сухого воздуха.}$$

На диаграмме $I-x$ проводим линию сушки через две точки: с координатами $x_1 = 0,01$ кг/кг, $I_1 = 158$ кДж/кг сухого воздуха и $x = 0,04$ кг/кг, $I = 156,6$ кДж/кг сухого воздуха до пересечения с заданным параметром отработанного воздуха $t_2 = 70$ °С. Точка пересечения линии с изотермой 70 °С (см. рис. 4.18) дает конечное влагосодержание воздуха на выходе из сушилки $x_2 = 0,043$ кг/кг.

Зная x_1 и x_2 , найдем расход воздуха по (4.71):

$$L = \frac{W}{(x_2 - x_1)} = \frac{192}{(0,043 - 0,01)} = 5818 \text{ кг/ч.}$$

Средний объемный расход воздуха определяется по (4.87)

$$v = \frac{L}{\rho_{\text{св}}} + x_{\text{ср}} \frac{L}{\rho_{\text{вп}}},$$

$$\text{где } \rho_{\text{св}} = \frac{M_{\text{св}}}{v_0} \frac{T_0}{T_0 + t_{\text{ср}}} = \frac{29}{22,4} \cdot \frac{273}{273 + 100} = 0,947 \text{ кг/м}^3; t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{130 + 70}{2} = 100 \text{ °С} - \text{средняя температура воздуха в сушилке;}$$

$$x_{\text{ср}} = \frac{x_0 + x_2}{2} = \frac{0,01 + 0,043}{2} = 0,0265;$$

$$\rho_{\text{вп}} = \frac{M_{\text{вп}}}{v_0} \frac{T_0}{T_0 + t_{\text{ср}}} = \frac{18}{22,4} \cdot \frac{273}{273 + 100} = 0,588 \text{ кг/м}^3; v_0 = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль} -$$

молярный объем; $M_{\text{св}}$, $M_{\text{вп}}$ — молекулярные веса соответственно сухого воздуха и водяных паров; $T_0 = 273$ К.

Тогда

$$v = \frac{5818}{0,947} + \frac{0,0265 \cdot 5818}{0,588} = 6406 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Используя уравнения (4.89), (4.90):

$$\text{Re} = \frac{192392}{1400 + 5,22 \sqrt{192392}} = 52,1;$$

$$\text{Ar} = \frac{0,0015^3 \cdot 0,947 \cdot 9,8 \cdot 3000}{(2,21 \cdot 10^{-5})^2} = 192392,$$

а также (4.88), рассчитаем скорость начала псевдооживления

$$\omega_{\text{пс}} = \frac{52,1 \cdot 2,21 \cdot 10^{-5}}{0,947 \cdot 0,0015} = 81155 \cdot 10^{-5} = 0,81 \text{ м/с}.$$

Скорость свободного витания мелких частиц вычисляем по (4.91):

$$\omega_{\text{св}} = \frac{\mu_{\text{ср}}}{d \rho_{\text{св}}} \left(\frac{\text{Ar}}{18 + 0,575 \sqrt{\text{Ar}}} \right),$$

где критерий Архимеда определяется для частиц диаметром 1 мм как наименьшее значение в нашем примере:

$$\text{Ar} = \frac{(10^{-3})^3 \cdot 0,947 \cdot 9,8 \cdot 3000}{(2,21 \cdot 10^{-5})^2} = 57005.$$

Тогда

$$\omega_{\text{св}} = \frac{2,21 \cdot 10^{-5}}{10^{-3} \cdot 0,947} \left(\frac{57005}{18 + 0,575 \sqrt{57005}} \right) = 8,36 \text{ м/с}.$$

Рабочую скорость ω сушильного агента выбирают в пределах от $\omega_{\text{пс}}$ до $\omega_{\text{св}}$ по (4.92). В нашем случае $\frac{\omega_{\text{св}}}{\omega_{\text{пс}}} = \frac{8,36}{0,81} = 10,6$. Принимаем

$$\omega = 2 \omega_{\text{пс}} = 2 \cdot 0,81 = 1,62 \approx 1,6 \text{ м/с}.$$

Далее определяем:

♦ диаметр сушилки

$$D = \sqrt{\frac{\nu}{\omega 0,785}} = \sqrt{\frac{6406}{3600 \cdot 1,6 \cdot 0,785}} = 1,19 \text{ м} \approx 1,2 \text{ м};$$

♦ высоты псевдооживленного слоя по (4.93)

$$\frac{t_2 - t_m}{t_1 - t_m} = \exp \left[\frac{\alpha}{\omega c \rho_{св}} \frac{6(1-\varepsilon)}{d_3} h \right];$$

♦ порозность псевдооживленного слоя ε по (4.94)

$$\varepsilon = \left[\frac{(18 \text{Re} + 0,36 \text{Re}^2)}{\text{Ar}} \right]^{0,21};$$

♦ критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega d_3 \rho_{св}}{\mu_{ср}} = \frac{1,6 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,947}{2,21 \cdot 10^{-5}} = 102,8;$$

♦ критерий $\text{Ar} = 192392$;

$$\varepsilon = \left[\frac{(18 \cdot 102,8 + 0,36 \cdot 102,8^2)}{192392} \right]^{0,21} = 0,48 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Так как $\text{Re} = 102,8 < 200$, то по (4.95)

$$\alpha = 1,6 \cdot 10^{-2} \frac{\lambda}{d_3} \left(\frac{\text{Re}}{\varepsilon} \right)^{1,3} \text{Pr}^{0,33} = 1,6 \cdot 10^{-2} \frac{3,19 \cdot 10^{-2}}{1,5 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{52}{0,48} \right)^{1,3} 0,701^{0,33} =$$

$$= 133,5 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К},$$

$$\text{где } \text{Pr} = \frac{c \mu}{\lambda} = \frac{1012 \cdot 2,21 \cdot 10^{-5}}{3,19 \cdot 10^{-2}} = 0,701.$$

Принимая модель полного перемешивания материала в псевдооживленном слое, температуру материала t_m можно принять равной температуре мокрого термометра. Последнюю находим по параметрам сушильного агента с помощью Y - x диаграммы; прием $t_m = 38^\circ \text{C}$.

Найдем высоту псевдооживленного слоя h , необходимую для испарения поверхностной влаги материала, используя (4.93):

$$\frac{70-38}{130-38} = \exp \left(-\frac{133,5}{1,6 \cdot 1012 \cdot 0,947} \frac{6(1-0,48)}{1,5 \cdot 10^{-3}} h \right),$$

$$h = 0,0058 \text{ м} = 5,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Выберем диаметр отверстий распределительной решетки $d_o = 2,5$ мм и вычислим реальную высоту псевдооживленного слоя по (4.97):

$$h = 80 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 0,2 \text{ м},$$

высоту сепарационной зоны по (4.98):

$$h_{\text{сеп}} = 4 \cdot 0,2 = 0,8 \text{ м};$$

тогда общая рабочая высота сушилки составит

$$H = h_{\text{сеп}} + h = 0,8 + 0,2 = 1,0 \text{ м}.$$

Приняв долю живого сечения $\phi_c = 0,06$, найдем число отверстий в решетке по (4.99):

$$n = \frac{1,2^2 \cdot 0,06}{(2,5 \cdot 10^{-3})^2} = 13824.$$

Найдем гидравлическое сопротивление сушилки. Предварительно определим:

- ♦ сопротивление псевдооживленного слоя по (4.101)

$$\Delta P_{\text{пс}} = \rho_{\text{ч}} (1 - \varepsilon) g h = 3000 (1 - 0,48) 9,81 \cdot 0,2 = 3060 \text{ Па};$$

- ♦ сопротивление решетки по (4.102)

$$\Delta P_{\text{реш}} = \xi \left(\frac{\omega}{\phi_c} \right)^2 \frac{\rho_{\text{св}}}{2} = 1,75 \left(\frac{1,6}{0,06} \right)^2 \frac{0,947}{2} = 589,2 \text{ Па},$$

где $\xi = 1,75$ – коэффициент сопротивления решетки;

- ♦ минимально допустимое гидравлическое сопротивление по (4.103):

$$\Delta P_{\text{мин}} = \frac{\Delta P_{\text{пс}} K_p^2 (\varepsilon - \varepsilon_o)}{(K_p^2 - 1) (1 - \varepsilon_o)} = \frac{3060 \cdot 2^2 (0,48 - 0,4)}{(2^2 - 1) (1 - 0,4)} = \frac{979,2}{1,8} = 544 \text{ Па}.$$

Так как $\Delta P_{\text{реш}} > \Delta P_{\text{мин}}$ ($589,2 > 544$), то общее гидравлическое сопротивление определяется по (4.100):

$$\Delta P = 3060 + 589 = 3649 \text{ Па}.$$

Расчет пневматических трубных сушильных аппаратов

Пневматические трубные сушилки рекомендуются для сушки крупнодисперсных и трудносохнущих материалов. В последнем случае в одноступенчатом варианте применяют технологический прием с рециркуляцией продукта (ретур). При этом целесообразно подавать на ретур крупные фракции продукта, предварительно отсепарировав их и смешав с исходным материалом. Упрощенная схема пневматической трубной сушильной установки показана на рис. 4.19.

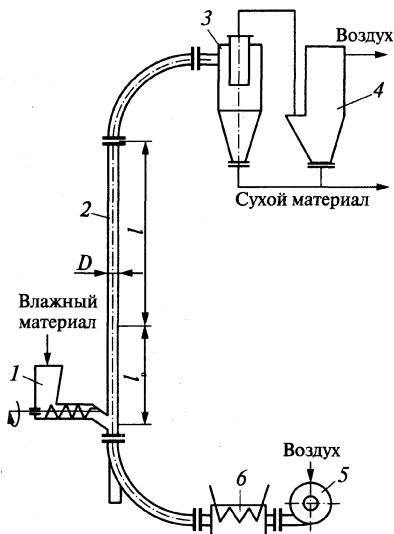


Рис. 4.19. Схема пневмотранспортной сушильной установки

Влажный материал питателем 1 подается в трубу 2. Воздух через калорифер 6 (или топочные газы) нагнетается вентилятором 5 в нижнюю часть трубы и со скоростью, превышающей скорость витания крупных частиц, подхватывает материал и транспортирует его. В процессе транспортирования происходит интенсивная сушка материала. Далее газы и высушенный материал поступают в циклон-пылеуловитель 3, где продукт улавливается, а очищенные в рукавном фильтре 4 газы выбрасываются в атмосферу. Диаметр трубы сушилки не превышает 2 м, длина — 30 м, а максимальная скорость газа в трубе не более 40 м/с.

Основные расчетные соотношения. Размеры пневматических труб сушилок определяются по времени сушки и скорости газа в сушилке. Время сушки можно найти из уравнения

$$\tau = \frac{Q}{\alpha F_c \Delta t_{cp}}, \quad (4.106)$$

где Q — тепловой поток, передаваемый сушильным агентом материалу, Вт; α — коэффициент теплоотдачи от горячего газа к части-

цам материала, Вт/(м²·К); F_c — площадь поверхности сушки (наружной поверхности материала, находящегося в трубе), м²/с; Δt_{cp} — средняя разность температур между материалом и сушильным агентом, рассчитываемая по (3.4) или (3.5).

Тепловой поток определяется как сумма

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (4.107)$$

где

$$Q_1 = (G_2 c_m + W c_w) (t_m - \theta_n) - \quad (4.108)$$

тепловой поток для нагревания влажного материала;

$$Q_2 = W r_n - \quad (4.109)$$

тепловой поток для испарения влаги;

$$Q_3 = G_2 c_m (\theta_k - t_m) - \quad (4.110)$$

тепловой поток для нагревания высушенного материала.

В (4.108)–(4.110) G_2 — производительность сушилки по сухому материалу, кг/с; c_m , c_w — коэффициенты теплоемкости соответственно материала и влаги, Дж/(кг·К); t_m , θ_n , θ_k — температуры соответственно мокрого термометра и материала на входе в сушилку и выходе из нее, °С; W — масса испаряемой влаги, кг/с; r_n — теплота парообразования при температуре t_m , Дж/кг.

Площадь поверхности сушки рассчитывается по формуле

$$F_c = \frac{6G_2}{d_3 \rho_m}, \quad (4.111)$$

где d_3 — эквивалентный размер частиц материала, м; ρ_m — плотность материала, кг/м³.

Коэффициент теплоотдачи α находят из критерия Nu. Для рассматриваемого случая

$$Nu = 2 + 0,51 Re^{0,52} Pr^{0,33}. \quad (4.112)$$

Критерии с достаточной для практики точностью можно определять при усредненных рабочих параметрах газа, в том числе при среднем эквивалентном (объемно поверхностном) диаметре частиц материала.

При движении материала в трубе различают разгонный ее участок и стационарный и общую высоту трубы определяют как их сумму

$$l = l_p + l_{ст}, \quad (4.113)$$

где

$$l_{ст} = (\omega_r - \omega_{отн}) \tau_{ст} - \quad (4.114)$$

длина стационарного участка трубы, м; ω_r — скорость газа в сушилке, м/с; $\omega_{отн}$ — относительная скорость частиц к скорости воздуха, м/с; $\tau_{ст}$ — время движения частиц на участке стабилизированного движения, с.

Скорость витания частиц материала в трубе можно рассчитать по зависимости, предложенной В.М. Ульяновым:

$$\omega_v = \frac{Re_c^* \mu}{d_p \rho}, \quad (4.115)$$

где

$$Re^* = \frac{\sqrt{367 + K_\phi Ar^*}}{0,588 K_\phi}; \quad (4.116)$$

$$Ar^* = \frac{g d_m^3 \rho_m \rho}{\mu^2}; \quad (4.117)$$

$K_\phi = 11 - 10\psi$; ψ — коэффициент сферичности (табл. 4.14); d_m — максимальный диаметр частиц, м.

Таблица 4.14. Коэффициент сферичности для частиц наиболее распространенных форм

| Форма частиц | ψ |
|---------------------------------------|----------|
| Округлые без резких выступов | 0,8–0,9 |
| Округлые с резкими выступами | 0,65–0,8 |
| Угловатые, шероховатые, продолговатые | 0,4–0,65 |
| Пластинчатые, хлопьевидные | 0,2–0,4 |
| Волокнистые | 0,2 |

Скорость газового потока в трубе принимают равной

$$\omega_r = (1,5 - 2) \omega_v. \quad (4.118)$$

Длина разгонного участка трубы находится по формуле Б.И. Броунштейна

$$l_p = \frac{\omega_{отн}}{2g} \left[(\omega_\Gamma + \omega_{отн}) \ln \frac{\omega_{чк} - \omega_\Gamma - \omega_{отн}}{\omega_{чн} - \omega_\Gamma - \omega_{отн}} - (\omega_\Gamma - \omega_{отн}) \times \right. \\ \left. \times \ln \frac{\omega_{чк} - \omega_\Gamma + \omega_{отн}}{\omega_{чн} - \omega_\Gamma + \omega_{отн}} \right], \quad (4.119)$$

где $\omega_{чн}$ — начальная скорость частиц (обычно $\omega_{чн} = 0$); $\omega_{чк}$ — конечная скорость частиц (обычно $\omega_{чк} = \omega_\Gamma - \omega_{отн} = 0,95 (\omega_\Gamma - \omega_{отн})$).

Объемный расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$, рассчитывается по усредненным параметрам процесса

$$v_\Gamma = \frac{L(1 + \bar{x})}{\bar{\rho}}, \quad (4.120)$$

где \bar{x} , $\bar{\rho}$ — усредненные значения влагосодержания и плотности воздуха.

Гидравлическое сопротивление пневматической трубной сушилки вычисляется по формуле

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5, \quad (4.121)$$

Рассмотрим слагаемые (4.121):

- ♦ потери напора на поддержание скоростного напора, трения газового потока о стенки трубы и местные сопротивления, Па:

$$\Delta P_1 = \lambda_{тр} \frac{l}{D} \frac{\rho \omega_\Gamma^2}{2} + \sum \xi_i \frac{\rho_i \omega_{gi}^2}{2}, \quad (4.122)$$

где $\sum \xi_i$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений; ρ_i , ω_{gi} — плотность и скорость газа в местном сопротивлении; $\lambda_{тр}$ — коэффициент трения, рассчитываемый по (3.37);

- ♦ потери напора, обусловленные подъемом материала в трубе, Па;

$$\Delta P_2 = \frac{G_{сп} g l}{\omega_\Gamma F_{тр}}, \quad (4.123)$$

где $G_{сп} = \frac{G_1 + G_2}{2}$ — средний расход высушиваемого материала, $\text{кг}/\text{с}$; $F_{тр}$ — площадь поперечного сечения трубы, м^2 ;

- ♦ потери давления, обусловленные разгоном частиц, Па;

$$\Delta P_3 = \frac{G_{сп} (\omega_{чк} - \omega_{чн})}{F_{тр}}; \quad (4.124)$$

- ♦ потери давления на преодоление статического напора столба несущего газа, рассчитываемые с учетом разности давлений, обусловленных различием плотностей газа в трубе и окружающего воздуха, Па:

$$\Delta P_4 = (\rho + \Delta\rho) g l, \quad (4.125)$$

где $\Delta\rho = \rho - \rho_{\text{окр}}$ — разность плотностей воздуха в трубе-сушилке и окружающей ее среде, кг/м^3 ;

- ♦ потери давления на поддержание материала во взвешенном состоянии (статический напор столба взвешенных частиц), Па:

$$\Delta P_5 = \rho_m g l \chi, \quad (4.126)$$

где $\chi = \frac{\mu_m i \rho}{\rho_m}$; $\mu_m = \frac{G_{\text{ср}}}{G_r}$ — расходная массовая концентрация; $G_r = L(1 + \bar{x})$ — массовый расход газа; \bar{x} — среднее влагосодержание газа; $i = \omega_r / \omega_{\text{ч}}$ — коэффициент скольжения.

Пример 4.6. Рассчитать диаметр и высоту пневматической трубной сушилки.

Исходные данные. Производительность по исходному влажному материалу 700 кг/ч ($0,19 \text{ кг/с}$); влагосодержание исходного материала начальное $w_1 = 0,1 \text{ кг/кг}$; конечное $w_2 = 0,01 \text{ кг/кг}$. Температура воздуха на входе $t_1 = 300^\circ\text{C}$, на выходе $t_2 = 100^\circ\text{C}$; температура материала на входе в сушилку $\theta_1 = 15^\circ\text{C}$. Плотность материала 1940 кг/м^3 . Эквивалентный размер частиц $d_3 = 0,9 \text{ мм}$, максимальный размер частиц $d_m = 1,2 \text{ мм}$; фактор формы частиц материала $\psi = 0,7$. Коэффициент теплоемкости материала $c_m = 1200 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$.

По (4.59) находим расход влаги, удаляемой из высушиваемого материала:

$$W = G_1 \frac{w_1 - w_2}{1 - w_2} = 700 \frac{0,1 - 0,01}{1 - 0,01} = 63,6 \text{ кг/ч.}$$

Тогда производительность сушилки по высушенному продукту

$$G_2 = C_1 - W = 700 - 63,6 = 636,4 \text{ кг/ч.}$$

Для воздуха влажностью 75% при температуре 18°C по диаграмме $I-x$ находим $x_0 = 0,01 \text{ кг влаги/кг сухого воздуха}$, $I = 45 \text{ кДж/кг сухого воздуха}$.

Для нагретого до температуры 300°C воздуха энтальпия воздуха $I_1 = 350 \text{ кДж/кг сухого воздуха}$ (рис. 4.20).

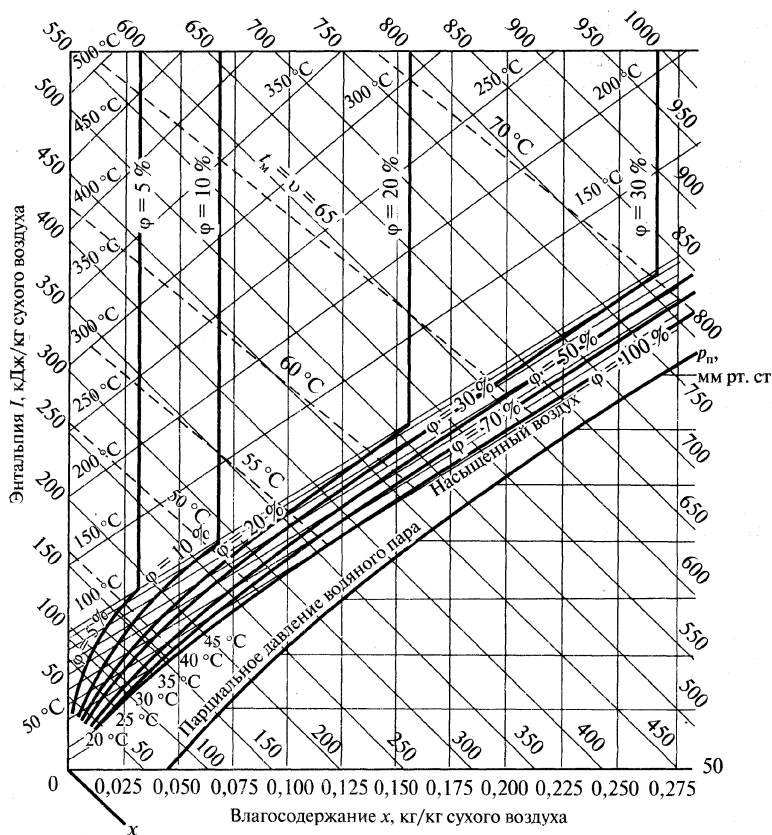


Рис. 4.20. Диаграмма состояния влажного воздуха I – x при высоких температурах и влагосодержаниях

Поскольку воздух в калорифере находится в замкнутом пространстве, то влагосодержания его на входе в сушилку и на входе в калорифер одинаковы, т.е. $x_1 = x_0 = 0,01$.

Определим тепловые потоки:

для нагревания влажного материала по (4.108)

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= (G_2 c_m + W c_w) (t_m - \theta_n) = \\
 &= \left(\frac{636,4}{3600} 1200 + \frac{63,6}{3600} 4190 \right) (50 - 15) = 10010 \text{ Вт};
 \end{aligned}$$

- ♦ для испарения влаги по (4.109)

$$Q_2 = W r_{\pi} = \frac{63,6}{3600} 2,38 \cdot 10^6 = 42047 \text{ Вт},$$

где $r_{\pi} = 2,38 \cdot 10^6$ Дж/кг при $t_m = 50$ °С;

- ♦ на нагрев высушенного материала по (4.110)

$$Q_3 = G_2 c_m (\theta_2 - t_m) = \frac{636,4}{3600} 1200 (80 - 50) = 6366 \text{ Вт},$$

где температура материала на выходе θ_2 принята на 20 % меньше, чем выходящего сушильного агента (при рекомендации 10–30 %);

- ♦ суммарный по (4.107):

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 10010 + 42047 + 6366 = 58423 \text{ Вт}.$$

Площадь поверхности сушки вычислим по (4.111):

$$F_c = \frac{6 G_2}{d_s \rho_m} = \frac{6 \cdot 636,4}{3600 \cdot 0,0009 \cdot 1940} = 0,60 \text{ м}^2/\text{с}.$$

Используя уравнения (4.116), (4.117)

$$\text{Re}^* = \frac{\sqrt{367 + K_{\phi} \text{Ar}^*} - \sqrt{367}}{0,588 K_{\phi}} = \frac{\sqrt{367 + 4 \cdot 36486} - \sqrt{367}}{0,588 \cdot 4} = 154,$$

где $K_{\phi} = 11 - 10\psi = 11 - 10 \cdot 0,7 = 4$;

$$\text{Ar}^* = \frac{g d_m^3 \rho_m \rho}{\mu^2} = \frac{9,81 (1,2 \cdot 10^{-3})^3 1940 \cdot 0,75}{(26 \cdot 10^{-6})^2} = 36486,$$

а также (4.115), найдем скорость витания частиц

$$\omega_b = \frac{\text{Re}^* \mu}{d_s \rho} = \frac{154 \cdot 26 \cdot 10^{-6}}{0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75} = 5947 \cdot 10^{-3} = 5,9 \text{ м/с}.$$

Скорость воздуха примем равной

$$\omega_r = 1,7 \omega_b = 1,7 \cdot 5,9 = 10,0 \text{ м/с}.$$

Для нахождения влагосодержания x_2 рассмотрим сначала внутренний тепловой баланс сушилки по (4.104):

$\Delta = c_{\text{ж}} \theta_1 + q_{\text{доп}} - (q_r + q_m + q_{\pi})$. Для нашего случая $q_{\text{доп}} = 0$; $q_r = 0$; $q_{\pi} = 0$ (потерями в окружающую среду пренебрегаем).

Тогда $\Delta = 4,5 \cdot 15 - 780,4 = -713$ кДж/кг влаги,

$$\text{где } q_m = \frac{G_2 c_m (\theta_2 - \theta_1)}{W} = \frac{636,4 \cdot 1,2 (80 - 15)}{63,6} = 780,4 \text{ кДж/кг влаги.}$$

Чтобы найти параметры отработанного воздуха, построим на диаграмме $I-x$ рабочую линию сушки. Задав произвольно значение влагосодержания воздуха $x = 0,075$, найдем соответствующее ему значение энтальпии по уравнению (4.105):

$$I = I_1 + \Delta (x - x_1) = 350 - 713 (0,075 - 0,01) = 303,7 \text{ кДж/кг.}$$

На диаграмме $I-x$ (см. рис. 4.20) проводим линию сушки через две точки: с координатами $x_1 = 0,01$ кг/кг, $I_1 = 350$ кДж/кг и $x = 0,075$ кг/кг, $I = 304$ кДж/кг до пересечения с параметром отработанного воздуха $t_2 = 100$ °С. Точка пересечения линии с изотермой 100 °С дает конечное влагосодержание воздуха на выходе из сушилки $x_2 = 0,08$.

Определив расход воздуха на сушку материала по (4.71):

$$L = \frac{W}{(x_2 - x_1)} = \frac{63,6}{(0,08 - 0,01)} = 908,6 \text{ кг/ч} = 0,25 \text{ кг/с,}$$

находим объемный расход воздуха на выходе из сушилки

$$v_r = \frac{L (1 + \bar{x})}{\bar{\rho}} = \frac{0,25 (1 + 0,033)}{0,779} = 0,331 \text{ м}^3/\text{с,}$$

$$\text{где } \bar{x} = \frac{x_2 - x_1}{\ln \left(\frac{x_2}{x_1} \right)} = \frac{0,08 - 0,01}{\ln \left(\frac{0,08}{0,01} \right)} = 0,033; \bar{t} = \frac{t_n - t_k}{\ln \left(\frac{t_n}{t_k} \right)} = \frac{300 - 100}{\ln \left(\frac{300}{100} \right)} = 180 \text{ °С;}$$

$\bar{\rho} = 0,779$ кг/м³ по справочным данным.

Тогда диаметр трубы

$$D = \sqrt{\frac{4v_r}{\pi \omega_r}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,331}{3,14 \cdot 10}} = 0,2 \text{ м.}$$

Приняв $D = 0,2$ м, находим действительную скорость воздуха в трубе

$$\omega_r = \frac{4v_r}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,331}{3,14 \cdot 0,2^2} = 10,5 \text{ м/с.}$$

Для расчета длины разгонного участка найдем необходимые параметры. Скорость частиц материала относительно воздуха рассчитаем, используя обобщенную формулу В.М. Ульянова:

$$Re = \frac{\omega_{отн} d_3 \rho}{\mu} = \frac{\sqrt{367 + K_{\phi} Ag \varepsilon^{4,75}} - \sqrt{367}}{0,588 K_{\phi}},$$

где для нашего случая $Ag = 15400$, $K_{\phi} = 4$ при $d_3 = 0,9$ мм;

$$\varepsilon = \frac{v_r}{v_r + v_T} = \frac{0,331}{0,331 + 0,0001} \approx 1 -$$

относительная порозность потока;

$$v_T = \frac{700 \text{ кг/ч}}{1940 \text{ кг/м}^3} = 0,36 \text{ м}^3/\text{ч} = 1,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} -$$

объем твердой фазы (материала).

Тогда

$$\omega_{отн} = \frac{26 \cdot 10^{-6}}{0,75 \cdot 0,0009} \cdot \frac{\sqrt{367 + 4 \cdot 15400 \cdot 1^{4,75}} - \sqrt{367}}{0,588 \cdot 4} = 3,7 \text{ м/с.}$$

Скорость частиц $\omega_{\text{ч}} = \omega_r - \omega_{отн} = 10,5 - 3,7 = 6,8 \text{ м/с.}$

Для участка разгона принимаем начальную скорость частиц $\omega_{нч} = 0$, конечную $\omega_{чк} = 0,95$ $\omega_{\text{ч}} = 0,95 \cdot 6,8 = 6,5 \text{ м/с.}$

Высоту участка нестационарного движения частиц найдем по (4.119):

$$l_p = \frac{\omega_{отн}}{2g} \left[(\omega_r + \omega_{отн}) \ln \frac{\omega_{чк} - \omega_r - \omega_{отн}}{\omega_{чн} - \omega_r - \omega_{отн}} - (\omega_r - \omega_{отн}) \times \right. \\ \left. \times \ln \frac{\omega_{чк} - \omega_r + \omega_{отн}}{\omega_{чн} - \omega_r + \omega_{отн}} \right] = \frac{3,7}{2 \cdot 9,81} \left[(10,5 + 3,7) \ln \frac{6,5 - 10,5 - 3,7}{0 - 10,5 - 3,7} - \right. \\ \left. - (10,5 - 3,7) \ln \frac{6,5 - 10,5 + 3,7}{0 - 10,5 + 3,7} \right] = 2,35 \text{ м.}$$

Определив среднюю скорость частиц относительно газа на участке разгона

$$\omega_{отн.р} = \frac{\omega_r + \omega_{отн}}{2} = \frac{10,5 + 3,7}{2} = 7,1 \text{ м/с,}$$

среднюю скорость частиц на участке разгона

$$\omega_{\text{чр}} = \omega_{\text{г}} - \omega_{\text{отн.р}} = 10,5 - 7,1 = 3,4 \text{ м/с},$$

находим время разгона частиц

$$\tau_{\text{р}} = \frac{l_{\text{р}}}{\omega_{\text{чр}}} = \frac{2,35}{3,4} = 0,69 \text{ с}.$$

Поскольку гидродинамический режим на участке разгона трубы и на стабилизационном участке различен, найдем коэффициенты теплоотдачи к частицам для каждого участка:

♦ для участка разгона (4.112)

$$\alpha_{\text{р}} = \frac{\text{Nu}_{\text{р}} \lambda}{d_3} = \frac{8,9 \cdot 3,78 \cdot 10^{-2}}{0,0009} = 373,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\begin{aligned} \text{где } \text{Nu}_{\text{р}} &= 2 + 0,51 \text{Re}^{0,52} \text{Pr}^{0,33} = 2 + 0,51 \left(\frac{\omega_{\text{отн.р}} d_3 \rho}{\mu} \right)^{0,52} \left(\frac{c\mu}{\lambda} \right)^{0,33} = \\ &= 2 + 0,51 \left(\frac{7,1 \cdot 0,0009 \cdot 0,75}{26 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,52} \left(\frac{1060 \cdot 26 \cdot 10^{-6}}{3,78 \cdot 10^{-2}} \right)^{0,33} = 8,9; \end{aligned}$$

♦ для стационарного участка

$$\alpha_{\text{ст}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ст}} \lambda}{d_3} = \frac{6,93 \cdot 3,78 \cdot 10^{-2}}{0,0009} = 340,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\begin{aligned} \text{где } \text{Nu}_{\text{ст}} &= 2 + 0,51 \text{Re}^{0,52} \text{Pr}^{0,33} = 2 + 0,51 \left(\frac{\omega_{\text{отн.ст}} d_3 \rho}{\mu} \right)^{0,52} \left(\frac{c\mu}{\lambda} \right)^{0,33} = \\ &= 2 + 0,51 \left(\frac{3,7 \cdot 0,0009 \cdot 0,75}{26 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,52} \left(\frac{1060 \cdot 26 \cdot 10^{-6}}{3,78 \cdot 10^{-2}} \right)^{0,33} = 6,93. \end{aligned}$$

Примем, что длина стационарного участка трубы в 10 раз больше длины разгонного участка, т.е. $n = 10$, и определим среднее значение α :

$$\alpha = \frac{\alpha_{\text{р}} + 10\alpha_{\text{ст}}}{1 + 10} = \frac{373,8 + 10 \cdot 291}{11} = 298,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для расчета времени сушки используем среднее значение α

$$\tau = \frac{Q}{\alpha F_c \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{67779}{298,5 \cdot 0,60 \cdot 99,6} = 3,8 \text{ с},$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{285 - 20}{\ln \frac{285}{20}} = 99,6^\circ \text{C}.$$

Рассчитав время нахождения материала на участке стабилизированного движения

$$\tau_{\text{ст}} = \tau - \tau_p = 3,8 - 0,69 = 3,11 \text{ с},$$

находим длину стационарного участка по (4.114):

$$l_{\text{ст}} = (\omega_{\Gamma} - \omega_{\text{отн}}) \tau_{\text{ст}} = (10,5 - 3,7) 3,11 = 21 \text{ м}$$

и общую высоту трубы

$$l = l_p + l_{\text{ст}} = 2,38 + 21 = 23,38 \text{ м}.$$

Примем $l = 24 \text{ м}$.

Пример 4.7. Определить гидравлическое сопротивление трубы-сушилки.

Исходные данные. Гидродинамические и конструктивные параметры сушилки из примера 4.6. Коэффициент местного сопротивления на входе воздуха в трубную сушилку и на выходе из нее $\xi = 0,2$. Абсолютную шероховатость стенки трубы $\Delta = 0,2 \text{ мм}$.

Предварительно рассчитываем относительную шероховатость стенки трубы

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{D} = \frac{0,2}{200} = 0,001$$

и критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\Gamma} D \rho}{\mu} = \frac{10,5 \cdot 0,2 \cdot 0,75}{26 \cdot 10^{-6}} = 60614.$$

Так как $\frac{10}{\varepsilon} < \text{Re} < \frac{560}{\varepsilon}$ (область смешанного трения), для расче-

та $\lambda_{\text{тр}}$ используем формулу (3.37):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{тр}}}} = -2 \lg \left[0,27 \varepsilon + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right] = -2 \lg \left[0,27 \cdot 0,001 + \left(\frac{6,81}{60614} \right)^{0,9} \right]; \lambda_{\text{тр}} = 0,0235.$$

Вычислим слагаемые (4.121) соответственно по (4.122)–(4.126):

$$\Delta P_1 = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{D} \frac{\rho \omega_{\text{г}}^2}{2} + \sum \xi_i \frac{\rho_i \omega_{\text{г}i}^2}{2} = 0,0235 \frac{24 \cdot 0,75 \cdot 10,5^2}{0,2} + \\ + \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 0,75 \cdot 10,5^2}{2} = 133 \text{ Па};$$

$$\Delta P_2 = \frac{G_{\text{ср}} g l}{\omega_{\text{г}} F_{\text{тр}}} = \frac{700 + 630}{2 \cdot 3600} \cdot 9,81 \cdot 24 = 138 \text{ Па};$$

$$\Delta P_3 = \frac{G_{\text{ср}} (\omega_{\text{чк}} - \omega_{\text{чн}})}{F_{\text{тр}}} = \frac{700 + 630}{2 \cdot 3600} (6,5 - 0) \frac{1}{0,03} = 40 \text{ Па};$$

$$\Delta P_4 = (\rho + \Delta \rho) g l = (0,75 - 0,46) 9,81 \cdot 24 = 68,2 \text{ Па},$$

где $\Delta \rho = 0,75 - 1,21 = -0,46$;

$$\Delta P_5 = \rho_{\text{м}} g l \chi = 1940 \cdot 9,81 \cdot 24 \cdot 7,6 \cdot 10^{-4} = 347 \text{ Па},$$

$$\text{где } \chi = \frac{\mu_{\text{м}} i \rho}{\rho_{\text{м}}} = \frac{1,001 \cdot 1,974 \cdot 0,75}{1940} = 7,6 \cdot 10^{-4}.$$

Суммарное гидравлическое сопротивление трубной сушилки

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 = 133 + 138 + 40 + 68,2 + 347 = 726 \text{ Па}.$$

Расчет распылительной сушилки

Распылительные сушилки предназначены для сушки растворов и суспензий с получением готового продукта в виде порошков или гранул. Аппараты обеспечивают интенсивное удаление влаги из материала при кратковременном процессе, поэтому их применяют для сушки термочувствительных продуктов биологического и органического синтеза с большой начальной влажностью.

В этих аппаратах осуществляется тонкое распыление материала, благодаря чему достигается значительная площадь поверхности испарения, процесс высушивания завершается чрезвычайно быстро. Вследствие этого даже при высокой температуре сушильного агента температура поверхности материала сравнительно не-

высока. Из-за кратковременности процесса и мягких условий сушки свойства материала не изменяются.

Типичная конструкция сушильной башни представлена на рис. 4.21. Корпус башни 1 собирается из нескольких разъемных царг с фланцами. В нижней цилиндрической части башни монтируются два конуса — наружный 3 и внутренний 2, через которые выгружается готовый продукт — порошок. В наружном конусе башни находится разгрузитель-охладитель 4, в который по касательной к его поверхности подается холодный воздух, охлаждающий порошок перед выгрузкой его из башни. Охлажденный порошок выгружается из башни через нижний патрубок, а нагретый воздух, поднимаясь вверх, смешивается с топочными газами, подаваемыми через коллектор газа 9, образуя газозвдушную смесь, которая выступает сушильным агентом. На конусной крышке 14 установлены восемь люков с откидными смотровыми окнами 13 для наблюдения за процессом и восемь симметрично расположенных по окружности форсунок 12 для распыления композиции. Отработанные газы, пройдя сушильную башню снизу вверх, отсасываются через верхний патрубок.

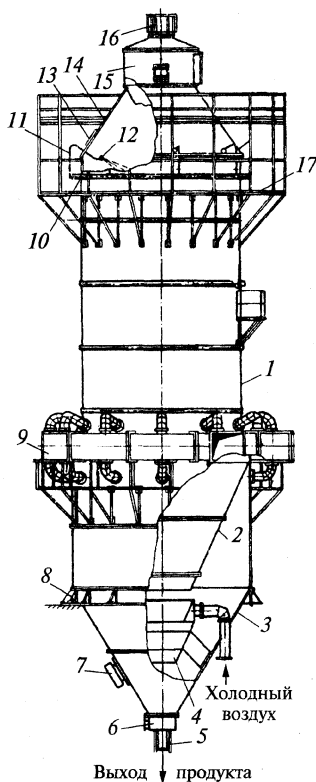


Рис. 4.21. Сушильная башня:
1 — корпус; 2 — внутренний конус;
3 — наружный конус; 4 — разгрузитель-охладитель; 5 — рукав;
6 — переходник; 7 — вибратор;
8 — опорное кольцо; 9 — коллектор газов; 10 — коллектор;
11 — подводящая трубка;
12 — форсунка; 13 — смотровое окно; 14 — крышка; 15 — купол;
16 — взрывной клапан; 17 — площадка обслуживания

Пример 4.8. Рассчитать диаметр и высоту рабочей зоны распылительной сушилки для сушки синтетического моющего средства (СМС).

Исходные данные. Производительность по исходному влажному продукту $G_1 = 12000$ кг/ч. Началь-

ная влажность порошка $w_1 = 40\%$, конечная — $w_2 = 5\%$. Температура газов на входе в сушильную башню $t_1 = 350^\circ\text{C}$, на выходе — $t_2 = 90^\circ\text{C}$. Температура поступающей композиции $\theta_1 = 70^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоемкости порошка $c_m = 2,22 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; плотность частиц высушенного продукта $\rho_m = 1200 \text{ кг}/\text{м}^3$. Движение газов и высушиваемой композиции противоточное. В качестве топлива используется природный газ следующего состава (% масс. на сухой газ): $\text{CO}_2 = 0,5$; $\text{CH}_4 = 88$; $\text{C}_2\text{H}_2 = 2,11$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,8$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 1,35$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,84$; $\text{N}_2 = 5,4$.

Количество влаги W , испаряемой в сушильной башне, определяем по (4.59):

$$W = G_1 \frac{(w_1 - w_2)}{(100 - w_2)} = 12000 \frac{40 - 5}{100 - 5} = 4421 \text{ кг/ч.}$$

Тогда производительность сушилки по сухому продукту (4.61):

$$G_2 = G_1 - W = 12000 - 4421 = 7579 \text{ кг/ч.}$$

Чтобы найти расход сухого воздуха L' , используемого для охлаждения порошка в конусной части сушилки,

$$L' = \frac{Q}{(t'_2 - t'_1) c_v}, \quad (4.127)$$

где Q — расход теплоты на охлаждение порошка воздухом, Вт/ч; $t'_2 = 65^\circ\text{C}$ — конечная температура воздуха; $t'_1 = 15^\circ\text{C}$ — начальная температура воздуха; $c_v = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ — коэффициент теплоемкости воздуха, определим расход теплоты

$$Q = G'_2 c_m (\theta'_1 - \theta''_2) = 7541 \cdot 2,22 (100 - 70) = 502230 \text{ Вт}, \quad (4.128)$$

где $G'_2 = \frac{G_2}{1,005} = \frac{7579}{1,005} = 7541 \text{ кг/ч}$ — количество порошка, поступающего в конус сушильной башни, за вычетом пылевидных фракций, уносимых с газами ($0,5\% G'_2$); $\theta'_1 = 100^\circ\text{C}$ — начальная температура порошка, поступающего в конус сушилки, $\theta''_2 = 70^\circ\text{C}$ — конечная температура порошка.

Тогда

$$L' = \frac{502230}{(65 - 15) 1,005} = 9994 \text{ кг/ч.}$$

Проведем расчет температуры газозвоздушной смеси в начале сушки в результате смешения топочного газа с воздухом с температурой 65°C , для чего сначала найдем параметры газозвоздушной смеси на входе в сушильную башню:

♦ энтальпию смеси

$$I_{\text{см}} = \frac{I_2 + I_1 n}{1 + n} = \frac{92,1 + 443,8 \cdot 4,5}{1 + 4,5} = 380 \text{ кДж/кг}, \quad (4.129)$$

где $I_1 = 106 \text{ ккал/кг} = 443,8 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия топочных газов при $t_1 = 350^\circ\text{C}$ и влагосодержании $x_1 = 25,3 \text{ г/кг}$; $I_2 = 22 \text{ ккал/кг} = 92,1 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия воздуха при $t_2 = 65^\circ\text{C}$ и влагосодержании $x_2 = 7,56 \text{ г/кг}$; n — масса газов, кг, с $t_1 = 350^\circ\text{C}$, приходящихся на 1 кг воздуха с $t_2 = 65^\circ\text{C}$; примем $n = 4,5$, а в дальнейшем уточним;

♦ влагосодержание смеси

$$x_{\text{см}} = \frac{x_2 + x_1 n}{1 + n} = \frac{7,56 + 25,3 \cdot 4,5}{1 + 4,5} = 22 \text{ г/кг} = 0,022 \text{ кг/кг};$$

♦ температуру смеси $t_{\text{см}} = 310^\circ\text{C}$ находим по I - x диаграмме (рис. 4.20) по параметрам $I_{\text{см}}$, $x_{\text{см}}$.

Для определения расхода газозвоздушной смеси на сушку продукта найдем:

♦ удельный расход теплоты на подогрев порошка

$$q_n = \frac{G_2}{W} c_n (\theta_2 - \theta_1) = \frac{7579}{4421} 2,22 (100 - 70) = 114 \text{ кДж/кг};$$

♦ суммарные потери теплоты

$$\Delta = c_n \cdot \theta_1 - (q_n + q_5) = 2,22 \cdot 70 - (114 + 80) = -38,6 \text{ кДж/кг},$$

где $q_5 = 80 \text{ кДж/кг}$ — потери теплоты в окружающую среду;

♦ влагосодержание газозвоздушного газа на выходе из сушилки $x_2 = 110 \text{ г/кг}$ по диаграмме для данных условий ($t_{\text{см}} = 310^\circ\text{C}$, $x_{\text{см}} = 22 \text{ г/кг}$; $\Delta = -38,6 \text{ кДж/кг}$; $t_2 = 90^\circ\text{C}$).

Тогда по (4.71)

$$L = \frac{W}{(x'_2 - x'_1)} = \frac{4421}{0,11 - 0,022} = 50238 \text{ кг/ч}.$$

$$\text{Расход топочных газов } L'' = L - L' = 50238 - 9994 = 40244 \text{ кг/ч}.$$

Так как принятое значение $n = L'' / L' = 4,5$ близко к полученному $n = \frac{40244}{9994} = 4,03$, пересчета проводить не будем.

Далее определяем значения удельного объема влажного газа:

♦ на входе в сушилку

$$\begin{aligned} v_o &= 4,64 \cdot 10^{-6} (622 + x_{cm}) (273 + t_1) = \\ &= 4,64 \cdot 10^{-6} (622 + 22) (273 + 350) = 1,86 \text{ м}^3/\text{кг}, \end{aligned}$$

где x_{cm} , г/кг;

♦ на выходе из сушилки при $t_2 = 90^\circ \text{C}$, $x'_2 = 110$ г/кг

$$v'_o = 4,64 \cdot 10^{-6} (622 + 110) (273 + 90) = 1,23 \text{ м}^3/\text{кг};$$

♦ средний

$$v_{cp} = \frac{v_o + v'_o}{2} = \frac{1,86 + 1,23}{2} = 1,55 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Тогда объемный расход газа для сушки материала составит

$$L_{об} = L v_{cp} = 50067 \cdot 1,55 = 77603 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для определения диаметра сушилки примем (с последующей проверкой достоверности) среднюю скорость газа $\omega_{cp} = 0,5$ м/с:

$$D = \sqrt{\frac{L_{об}}{3600 \cdot 0,785 \omega_{cp}}} = \sqrt{\frac{77603}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,5}} = 7,4 \text{ м}. \text{ Принимаем } 7,5 \text{ м}.$$

Рассчитаем действительную скорость газов в башне

$$\omega = \frac{L_{об}}{3600 \cdot 0,785 D^2} = \frac{77603}{3600 \cdot 0,785 \cdot 7,5^2} = 0,49 \text{ м/с}.$$

Убеждаемся, что полученная скорость близка к принятой $\omega_{cp} = 0,5$ м/с.

Проверим, не превышает ли скорость витания частиц полученного значения ω по (4.91):

$$\omega_{св} = \frac{\mu_{cp}}{\rho_{св}} \left(\frac{Ag}{18 + 0,575 \sqrt{Ag}} \right) = \frac{0,8 \cdot 10^{-5}}{1 \cdot 10^{-4} \cdot 0,76} \left(\frac{241}{18 + 0,575 \sqrt{241}} \right) = 0,94 \text{ м/с},$$

где $\mu_{\text{ср}} = 0,8 \cdot 10^{-5}$ Па·с — коэффициент динамической вязкости газозовоздушной среды при средней температуре; $d = 0,12$ мм — минимальный диаметр частиц продукта; $\rho_{\text{св}} = 0,76$ кг/м³ — плотность среды; $\rho_{\text{м}} = 1200$ кг/м³ — плотность частиц высушенного продукта;

$$Ar = \frac{d^3 \rho_{\text{св}} g \rho_{\text{ч}}}{\mu_{\text{ср}}^2} = \frac{(1,2 \cdot 10^{-4})^3 \cdot 0,76 \cdot 9,81 \cdot 1200}{(0,8 \cdot 10^{-5})^2} = 241 -$$

критерий Архимеда.

Поскольку $\omega_{\text{св}} = 0,94 > \omega = 0,49$, уноса частиц не будет.

Полезный объем сушильной башни определяется приближенно по опытным данным, согласно которым напряжение единицы объема сушильной башни $A_v = 10,3$ кг/(м³·ч). Тогда (4.79) дает

$$V_6 = \frac{W}{A_v} = \frac{4421}{10,3} = 429,2 \text{ м}^3.$$

Активная высота сушильной башни H_a

$$H_a = \frac{V_6}{F} = \frac{V_6}{0,785 D^2} = \frac{429,2}{0,785 \cdot 7,5^2} = 9,7 \text{ м}.$$

Пример 4.9. Произвести механический расчет основных элементов сушильной башни.

Исходные данные. Корпус сушильной башни изготовлен из высококоррозионной стали X18H10T. Температура стенки корпуса башни равна температуре поступающих топочных газов, т.е. $t_{\text{ст}} = 350$ °С, поскольку предусмотрена теплоизоляция. В сушильной камере поддерживается давление 10 мм вод. ст. = 38,1 Па. Наружное давление атмосферное, т.е. $P_{\text{н}} = 0,1$ МПа. Остальные данные из примера 4.8.

Принимаем высоту цилиндрического корпуса башни равной

$$l = H_a + 5,5 = 9,7 + 5,5 = 15,2 \text{ м},$$

где 5,5 м — добавка, учитывающая, что подача топочных газов осуществляется выше конического днища.

Так как цилиндрический корпус башни собран из пяти царг, принимаем в качестве расчетной длину цилиндрического корпуса $l_p = 3$ м.

Расчет толщины цилиндрического корпуса башни произведем по формуле (1.11):

$$S = 1,18 D \left(\frac{P_n}{E} \frac{l}{D} \right)^{0,4} + C = 1,18 \cdot 7,5 \left(\frac{0,1}{1,9 \cdot 10^5} \frac{3}{7,5} \right)^{0,4} + C = 0,018 \text{ м} + C,$$

приняв конструктивную прибавку C на эрозию и коррозию равной 2 мм. Тогда $S = 0,018 + 0,002 = 0,02$ м. Принимаем $S = 20$ мм.

Проверим по (1.12), (1.13), выполняются ли условия применимости формулы (1.11):

♦ первое условие

$$1,5 \sqrt{\frac{2(S-c)}{D_n}} \leq \frac{l}{D_n} \leq \sqrt{\frac{D_n}{2(S-c)}},$$

$$1,5 \sqrt{\frac{2(0,02-0,002)}{7,54}} \leq \frac{3}{7,54} \leq \sqrt{\frac{7,54}{2(0,02-0,002)}};$$

$$0,1 < 0,398 < 14,5;$$

♦ второе условие

$$\frac{l}{D_n} \geq 0,3 \frac{E}{\sigma_t} \sqrt{\left[\frac{2(S-c)}{D_n} \right]^3}; \quad \frac{3}{7,54} > 0,3 \frac{1,9 \cdot 10^5}{190} \sqrt{\left[\frac{2(0,02-0,002)}{7,54} \right]^3};$$

$$0,398 > 0,095.$$

Условия применимости формулы (1.11) выполняются.

Произведем расчет конических обечайек башни, приняв толщину стенки конической обечайки равной толщине стенки цилиндрической обечайки $S_k = S = 20$ мм. Проверим по (1.26), не превышает ли наружное давление на конус по условию прочности допускаемого давления

$$[P] = \frac{2[\sigma](S_k - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha} + (S_k - C)} = \frac{2 \cdot 144(0,02 - 0,002)}{\frac{7,5}{\cos 30^\circ} + (0,02 - 0,002)} = 0,597 \text{ МПа};$$

$[P] > P_n = 0,1$ МПа. Условие прочности выполняется.

Проверим выполнение условия применимости формулы для $[P]$

$$0,001 \leq \frac{S_k \cos \alpha}{D_k} \leq 0,05, \text{ где } \alpha = 30^\circ;$$

$$0,001 \leq \frac{0,02 \cos 30^\circ}{7,5} \leq 0,05 \text{ имеем } 0,001 < 0,0023 < 0,05.$$

Условие применимости выполняется.

Проверим по (1.27) коническую обечайку на устойчивость в пределах упругости

$$[P] = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_{\text{и}} B_1} \frac{D_E}{l_E} \left[\frac{100 (S_{\kappa} - C)}{D_E} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (S_{\kappa} - C)}{D_E}}.$$

Если для нашего случая: $D_0 = 3 \text{ м}$; $D_E = 6,06$; $B_1 = 1,0$; $l_E = 4,5$, то

$$[P] = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2,0 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1,0} \frac{6,06}{4,5} \left[\frac{100 (0,02 - 0,002)}{6,06} \right]^2 \times \\ \times \sqrt{\frac{100 (0,02 - 0,002)}{6,06}} = 0,112 \text{ МПа}.$$

Условие устойчивости обечайки выполняется: $[P] = 0,112 \text{ МПа} > P_{\text{н}} = 0,1 \text{ МПа}$.

Расчет показывает, что толщина стенки гладкой цилиндрической и конической обечайки довольно велика. Так как используется дорогостоящая сталь Х18Н10Т, желательно уменьшить толщину стенки, для чего в конструкции обечайки предусматривают продольные ребра жесткости. На практике это позволяет в несколько раз уменьшить толщину оболочки.

4.5. Задачи для самостоятельной работы

Задача 4.1. Рассчитать диаметр и высоту противоточной абсорбционной колонны с регулярной насадкой для поглощения диоксида углерода водой.

Исходные данные: Содержание диоксида углерода CO_2 в газовой смеси 20 %; расход газа на входе в абсорбер 1200 кмоль/ч; давление процесса 1,5 МПа; на орошение подается вода с температурой 20 °С. Требуемая степень извлечения диоксида углерода 85 %.

Задача 4.2. Определить гидравлическое сопротивление абсорбционной колонны с регулярной насадкой (кольца Рашига в укладку).

Исходные данные. Рабочая высота абсорбера $H_{\text{раб}} = 15$ м. Скорость газа $\omega = 0,05$ м/с. Диаметр аппарата $D = 2,5$ м. Объемный расход жидкости $L_o = 1000$ м³/ч.

Задача 4.3. Рассчитать толщину обечайки эллиптического днища, опорной лапы с накладным листом (тип II) абсорбционной колонны.

Исходные данные. Высота обечайки аппарата $H = 10$ м, диаметр аппарата $D = 2,5$ м, давление в аппарате 1,5 МПа, максимальный вес абсорбера $G_{\text{max}} = 0,8$ МН. Среда в аппарате не агрессивные.

Задача 4.4. Рассчитать диаметр, высоту, гидравлическое сопротивление противоточной абсорбционной колонны с насыпной насадкой Палля 50×50 для поглощения сероводорода H_2S водой.

Исходные данные. Расход газа $G_1 = 1000$ м³/ч, начальная концентрация компонента в газе $Y_n = 0,3$, начальная концентрация компонента в воде $X_n = 0$. Степень извлечения сероводорода 65 %. Давление в аппарате $P = 6$ МПа. Температура газа и жидкости 20 °С.

Задачи 4.5–4.16. Подобрать стандартизованные тарельчатые абсорбционные колонны, провести расчет гидравлического сопротивления.

Исходные данные приведены в табл. 4.15.

Таблица 4.15. Исходные данные к задачам 4.5–4.16

| № задачи | Тип тарелки | $G_r \cdot 10^{-3}$, кг/ч | $L_{\text{ж}} \cdot 10^{-3}$, кг/ч | ρ_r , кг/м ³ | $\rho_{\text{ж}}$, кг/м ³ | $\sigma \cdot 10^3$, Дж/м ² | $\mu_r \cdot 10^5$, Па·с | $\mu_{\text{ж}} \cdot 10^3$, Па·с | $n_{\text{ст}}$ |
|----------|-------------|-------------------------------|--|---------------------------------|--|--|------------------------------|---------------------------------------|-----------------|
| 4.5 | Колпачковая | 2,9 | 2,8 | 3,6 | 850 | 17 | 5,6 | 4,2 | 20 |
| 4.6 | То же | 9,0 | 7,5 | 6,3 | 920 | 20 | 8,0 | 6,3 | 14 |
| 4.7 | —«— | 7,4 | 6,3 | 2,4 | 950 | 25 | 2,3 | 3,6 | 16 |
| 4.8 | Клапанная | 26,6 | 24,8 | 6,6 | 845 | 48 | 4,7 | 2,8 | 16 |
| 4.9 | То же | 21,2 | 19,8 | 7,8 | 920 | 18 | 2,3 | 4,3 | 17 |
| 4.10 | —«— | 17,0 | 16,0 | 5,5 | 750 | 24 | 3,6 | 5,7 | 14 |
| 4.11 | Ситчатая | 4,6 | 4,2 | 5,6 | 920 | 28 | 4,2 | 3,8 | 10 |
| 4.12 | —«— | 6,9 | 5,6 | 4,8 | 770 | 37 | 2,4 | 4,5 | 13 |
| 4.13 | —«— | 16,1 | 15,2 | 5,2 | 930 | 35 | 1,5 | 6,3 | 8 |

Окончание табл. 4.15

| № задачи | Тип тарелки | $G_r \cdot 10^{-3}$, кг/ч | $L_j \cdot 10^{-3}$, кг/ч | ρ_r , кг/м ³ | ρ_j , кг/м ³ | $\sigma \cdot 10^3$, Дж/м ² | $\mu_r \cdot 10^5$, Па·с | $\mu_j \cdot 10^3$, Па·с | $n_{ст}$ |
|----------|-------------|----------------------------|----------------------------|------------------------------|------------------------------|---|---------------------------|---------------------------|----------|
| 4.14 | Провальная | 36,8 | 33,5 | 4,6 | 870 | 29 | 1,6 | 4,2 | 12 |
| 4.15 | То же | 43,3 | 47,5 | 5,8 | 675 | 41 | 1,8 | 2,4 | 14 |
| 4.16 | —«— | 30,1 | 29,5 | 9,7 | 890 | 36 | 2,3 | 2,7 | 10 |

Примечание. G_r — нагрузка колонны по газу; L_j — нагрузка колонны по жидкости; ρ_r, ρ_j — плотности газа и жидкости; σ — поверхностное натяжение жидкости; μ_r, μ_j — вязкости газа и жидкости; $n_{ст}$ — число ступеней изменения концентрации.

Задачи 4.17–4.32. Рассчитать диаметр, высоту и гидравлическое сопротивление тарельчатых ректификационных колонн.

Исходные данные приведены в табл. 4.16.

Таблица 4.16. Исходные данные к задачам 4.17–4.32 [4.6]

| № задачи | Исходная смесь | Тарелки | G_F , кг/ч | \bar{x}_F | \bar{x}_D | \bar{x}_W | P , МПа | $t_{охл}$, °C |
|----------|--------------------------------|-------------|--------------|-------------|-------------|-------------|-----------|----------------|
| 4.17 | Бензол–толуол | Ситчатые | 13000 | 0,25 | 0,95 | 0,03 | 2,5 | 18 |
| 4.18 | То же | Клапанные | 15500 | 0,43 | 0,94 | 0,025 | 3 | 19 |
| 4.19 | —«— | Колпачковые | 17000 | 0,52 | 0,90 | 0,035 | 3,5 | 20 |
| 4.20 | Метиловый спирт–вода | Ситчатые | 15000 | 0,40 | 0,92 | 0,02 | 3 | 22 |
| 4.21 | То же | Клапанные | 17500 | 0,65 | 0,96 | 0,05 | 3 | 23 |
| 4.22 | —«— | Решетчатые | 22500 | 0,35 | 0,90 | 0,06 | 4 | 19 |
| 4.23 | Метиловый спирт–этиловый спирт | Колпачковые | 12500 | 0,42 | 0,94 | 0,045 | 3,5 | 18 |
| 4.24 | То же | Решетчатые | 21000 | 0,62 | 0,93 | 0,04 | 2,5 | 21 |
| 4.25 | —«— | Клапанные | 135000 | 0,30 | 0,95 | 0,02 | 3,5 | 21 |
| 4.26 | Вода–уксусная кислота | Ситчатые | 20000 | 0,52 | 0,96 | 0,05 | 4 | 20 |
| 4.27 | То же | Колпачковые | 14000 | 0,63 | 0,93 | 0,04 | 3 | 22 |
| 4.28 | —«— | Решетчатые | 20500 | 0,45 | 0,92 | 0,06 | 2,5 | 23 |

Окончание табл. 4.16

| № задачи | Исходная смесь | Тарелки | G_F , кг/ч | \bar{x}_F | \bar{x}_D | \bar{x}_W | P , МПа | $t_{\text{охл}}$, °C |
|----------|------------------|-------------|--------------|-------------|-------------|-------------|-----------|-----------------------|
| 4.29 | Хлороформ–бензол | Клапанные | 14000 | 0,57 | 0,90 | 0,065 | 3 | 19 |
| 4.30 | То же | Колпачковые | 16500 | 0,32 | 0,96 | 0,02 | 3 | 20 |
| 4.31 | —«— | Решетчатые | 18000 | 0,64 | 0,97 | 0,04 | 3 | 21 |
| 4.32 | Ацетон–вода | Ситчатые | 12000 | 0,55 | 0,94 | 0,025 | 3 | 22 |

Примечание. G_F — производительность колонны по питанию; \bar{x}_F , \bar{x}_D , \bar{x}_W — массовая доля низкокипящего компонента соответственно в питании, дистилляте и остатке; P — абсолютное давление пара в колонне; $t_{\text{охл}}$ — температура охлаждающей воды на дефлегматор.

Задачи 4.33–4.37. Рассчитать толщину стенки корпуса, днища ректификационных колонн и укрепление отверстий.

Исходные данные приведены в табл. 4.17.

Таблица 4.17. Исходные данные к задачам 4.33–4.37

| № задачи | P , МПа | D , м | d , м | ϕ | Материал |
|----------|-----------|---------|---------|--------|-----------|
| 4.33 | 1,2 | 2,0 | 0,25 | 0,9 | ВСт3 |
| 4.34 | 1,8 | 1,5 | 0,25 | 0,8 | 16 ГС |
| 4.35 | 2,0 | 2,5 | 0,3 | 0,9 | 12 ХМ |
| 4.36 | 2,2 | 2,0 | 0,28 | 0,9 | 12Х18Н10Т |
| 4.37 | 2,5 | 3,0 | 0,35 | 0,8 | 12Х18Н10Т |

Примечание. P — давление в аппарате; D — внутренний диаметр аппарата; d — диаметр отверстия в аппарате под штуцер; ϕ — коэффициент сварного шва.

Задачи 4.38–4.42. Рассчитать опору ректификационных колонн.

Исходные данные приведены в табл. 4.18.

Таблица 4.18. Исходные данные к задачам 4.38–4.42

| № задачи | Тип опоры | G_{max} , МН | G_{min} , МН | M_{max} , МНм | M_{min} , МНм | M'_{max} , МНм | D , м | S , м |
|----------|----------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|---------|---------|
| 4.38 | Цилиндрическая | 3,0 | 0,8 | 2,7 | 2,5 | 2,1 | 3,0 | 0,02 |
| 4.39 | Коническая | 2,5 | 0,7 | 2,5 | 2,45 | 2,2 | 2,5 | 0,2 |

Окончание табл. 4.18

| № задачи | Тип опоры | G_{\max} , МН | G_{\min} , МН | M_{\max} , МНм | M_{\min} , МНм | M'_{\max} , МНм | D , м | S , м |
|----------|----------------|-----------------|-----------------|------------------|------------------|-------------------|---------|---------|
| 4.40 | Цилиндрическая | 2,1 | 0,6 | 2,1 | 1,95 | 2,0 | 2,0 | 0,025 |
| 4.41 | —«— | 1,6 | 0,55 | 2,0 | 1,9 | 1,9 | 1,6 | 0,015 |
| 4.42 | Коническая | 2,7 | 0,7 | 2,2 | 2,0 | 1,95 | 3,0 | 0,02 |

Примечание. G_{\max} , G_{\min} — максимальный и минимальный вес аппарата; M_{\max} , M_{\min} — изгибающий момент относительно опорной площади соответственно при максимальном и минимальном весе аппарата; M'_{\max} — изгибающий момент относительно сварного шва при максимальном весе аппарата; D — внутренний диаметр аппарата; S — толщина стенки аппарата.

Задача 4.43. Подобрать наиболее рациональную сушилку (табл. 4.8).

Исходные данные. Осуществляется сушка материала со следующими характеристиками: пастообразный, допустимая температура нагрева до 100 °С, склонный к адгезии, пожароопасный, содержащий органические растворители. Время сушки 0,5–2 мин. Производство среднетоннажное.

Задача 4.44. Рассчитать и подобрать нормализованную барабанную сушилку для сушки хлористого калия.

Исходные данные. Производительность по высушенному продукту 3000 кг/ч; $w_1 = 7\%$, $w_2 = 0,5\%$, $t_1 = 700\text{ °С}$, $t_2 = 170\text{ °С}$; $\rho_m = 1650\text{ кг/м}^3$; насыпная плотность высушенного материала $\rho_n = 1000\text{ кг/м}^3$. Средний размер частиц $d_{\text{ср}} = 1,5\text{ мм}$. Удельная теплоемкость сухого продукта $c_m = 1,16\text{ кДж/(кг·К)}$.

Задача 4.45. Проверить на прочность элементы сушильного барабана (барабан, бандаж, ролик).

Исходные данные. Наружный диаметр барабана 2 м, длина барабана 8 м, частота вращения 4,32 об/мин, масса барабана без обрабатываемого материала 4050 кг. Масса обрабатываемого материала 5000 кг. Нагрузка от зубчатой шестерни 8000 Н. Материал барабана — Ст3, бандаж и опорного ролика — ВСт5, толщина стенки барабана 20 мм. Другие геометрические размеры принять конструктивно.

Задача 4.46. Рассчитать и подобрать нормализованную барабанную сушилку для сушки диаммофоса.

Исходные данные. Производительность по высушенному продукту 15000 кг/ч; $w_1 = 4\%$, $w_2 = 0,5\%$, $t_1 = 200\text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 90\text{ }^\circ\text{C}$, $c_m = 1,05\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $\rho_m = 1850\text{ кг}/\text{м}^3$, $\rho_n = 1100\text{ кг}/\text{м}^3$, $d_{cp} = 2\text{ мм}$.

Задача 4.47. Рассчитать диаметр, длину, число оборотов, угол наклона барабана, необходимую мощность для вращения барабанной сушилки для сушки поливинилхлорида.

Исходные данные. $G_2 = 12000\text{ кг}/\text{ч}$, $w_1 = 25\%$, $w_2 = 0,3\%$, $t_1 = 130\text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 55\text{ }^\circ\text{C}$, $c_m = 1,2\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $\rho_m = 1200\text{ кг}/\text{м}^3$, $\rho_n = 550\text{ кг}/\text{м}^3$, $d_{cp} = 0,2\text{ мм}$.

Задача 4.48. Рассчитать и подобрать нормализованную барабанную сушилку для сушки хлористого аммония.

Исходные данные. $G_1 = 2000\text{ кг}/\text{ч}$, $w_1 = 8\%$, $w_2 = 0,8\%$, $t_1 = 400\text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 120\text{ }^\circ\text{C}$, $c_m = 1,2\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $\rho_m = 1800\text{ кг}/\text{м}^3$, $\rho_n = 1100\text{ кг}/\text{м}^3$, $d_{cp} = 0,2\text{ мм}$.

Задача 4.49. Рассчитать и подобрать нормализованную барабанную сушилку для сушки суперфосфата.

Исходные данные. $G_2 = 4000\text{ кг}/\text{час}$; $w_1 = 14\%$, $w_2 = 2\%$, $t_1 = 600\text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 120\text{ }^\circ\text{C}$, $c_m = 1,21\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $\rho_m = 1700\text{ кг}/\text{м}^3$, $\rho_n = 1000\text{ кг}/\text{м}^3$, $d_{cp} = 2\text{ мм}$.

Задача 4.50. Рассчитать диаметр и длину барабана барабанной сушилки для сушки нитрата натрия.

Исходные данные. $G_1 = 30000\text{ кг}/\text{ч}$, $w_1 = 4\%$, $w_2 = 0,5\%$, $t_1 = 200\text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 60\text{ }^\circ\text{C}$, $c_m = 0,97\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $\rho_m = 2250\text{ кг}/\text{м}^3$, $\rho_n = 1300\text{ кг}/\text{м}^3$, $d_{cp} = 0,5\text{ мм}$.

Задачи 4.51–4.54. Рассчитать на прочность корпус барабанной сушилки, выполненной из стали ВСт3, бандажа и ролика, выполненных из стали ВСт5.

Исходные данные приведены в табл. 4.19.

Таблица 4.19. Исходные данные к задачам 4.51–4.54

| № задачи | D , м | $D_{нб}$, м | S , м | l_6 , м | l , м | l_1 , м | l_2 , м | m , кг | m_m , кг | m_k , кг | m_ϕ , кг |
|----------|---------|--------------|---------|-----------|---------|-----------|-----------|----------|------------|------------|---------------|
| 4.51 | 1,56 | 1,9 | 0,01 | 9,0 | 1,7 | 0,8 | 5,8 | 9800 | 5600 | 4200 | 0 |
| 4.52 | 2,0 | 2,3 | 0,012 | 10,0 | 2,0 | 0,9 | 6,0 | 8900 | 4000 | 4700 | 200 |

Окончание табл. 4.19

| № задачи | D , м | $D_{нб}$, м | S , м | l_6 , м | l , м | l_1 , м | l_2 , м | m , кг | m_m , кг | m_k , кг | $m_{ф}$, кг |
|----------|---------|--------------|---------|-----------|---------|-----------|-----------|----------|------------|------------|--------------|
| 4.53 | 1,0 | 1,26 | 0,008 | 8,0 | 1,2 | 0,5 | 5,6 | 5650 | 2500 | 3000 | 150 |
| 4.54 | 1,2 | 1,5 | 0,01 | 10 | 2,0 | 0,9 | 6,0 | 7280 | 3000 | 41 | 180 |

Примечание. D – внутренний диаметр барабана; $D_{нб}$ – наружный диаметр банджа; S – толщина стенки барабана; l_6 – длина барабана; l_1 , l_2 , l – см. рис. 4.16; m – общая масса барабана; m_m , m_k , $m_{ф}$ – масса материала, загруженного в барабан, масса барабана, масса футеровки.

Задача 4.55. Рассчитать однокамерную цилиндрическую сушилку с кипящим слоем для сушки тетраоксихромата цинка (пасту перед кипящим слоем подают в гранулятор).

Исходные данные. $G_2 = 300$ кг/ч, $w_1 = 0,58$ кг/кг, $w_2 = 0,012$ кг/кг, критическое влагосодержание $w_{кр} = 0,031$ кг/кг, $d_{ср} = 3$ мм, $\rho_m = 3000$ кг/м³, $c_m = 1,4$ кДж/(кг·К), $\theta_1 = 20$ °С, $\theta_2 = 90$ °С, $t_1 = 170$ °С, $x_1 = 0,0085$ кг/кг, давление атмосферное 100 кПа.

Задача 4.56. Рассчитать пневматическую трубную сушилку для сушки суспензионного поливинилхлорида.

Исходные данные. $G_2 = 1000$ кг/ч, $w_1 = 0,35$ кг/кг, $w_2 = 0,003$ кг/кг, $w_{кр} = 0,05$ кг/кг, $d_{max} = 0,2$ мм, $d_{ср} = 0,12$ мм, $\psi = 0,68$, $\rho_m = 1200$ кг/м³, $c_m = 1,2$ кДж/(кг·К), $\theta_1 = 20$ °С, $\theta_2 = 60$ °С, $t_1 = 180$ °С, $x_1 = 0,008$ кг/кг, давление атмосферное 100 кПа.

Задача 4.57. Рассчитать пневматическую трубную сушилку для сушки сополимера стирола.

Исходные данные. $G_2 = 500$ кг/ч, $w_1 = 0,12$ кг/кг, $w_2 = 0,008$ кг/кг, $w_{кр} = 0,024$ кг/кг, $d_{max} = 0,8$ мм, $d_{ср} = 0,2$ мм, $\psi = 0,75$, $\rho_m = 1080$ кг/м³, $c_m = 1,25$ кДж/(кг·К), $\theta_1 = 20$ °С, $t_1 = 165$ °С, $t_2 = 90$ °С, $x_1 = 0,01$ кг/кг, давление атмосферное 100 кПа.

Задача 4.58. Рассчитать однокамерную цилиндрическую сушилку с кипящим слоем для сушки силикагеля.

Исходные данные. $G_1 = 5500$ кг/ч, $w_1 = 40$ кг/кг, $w_2 = 15$ кг/кг, $w_{кр} = 30$ кг/кг, $d_{ср} = 0,2$ мм, $\rho_m = 2300$ кг/м³, $c_m = 0,85$ кДж/(кг·К), $\theta_1 = 18$ °С, $t_1 = 200$ °С, $t_2 = 70$ °С.

Задача 4.59. Рассчитать однокамерную цилиндрическую сушилку с кипящим слоем для сушки сополимера ВХВД-40.

Исходные данные. $G_2 = 400$ кг/ч, $w_1 = 40$ кг/кг, $w_2 = = 0,3$ кг/кг, $w_{кр} = 0,6$ кг/кг, $d_{ср} = 0,5$ мм, $\rho_m = 1300$ кг/м³, $c_m = = 1,2$ кДж/(кг·К), $\theta_1 = 20$ °С, $t_1 = 120$ °С, $t_2 = 50$ °С.

Задача 4.60. Рассчитать однокамерную сушилку квадратного сечения с кипящим слоем для сушки сополимера ВМК-5.

Исходные данные. $G_2 = 500$ кг/ч, $w_1 = 25$ кг/кг, $w_2 = = 0,3$ кг/кг, $w_{кр} = 0,8$ кг/кг, $d_{ср} = 0,3$ мм, $\rho_m = 1100$ кг/м³, $c_m = = 1,2$ кДж/(кг·К), $\theta_1 = 18$ °С, $t_1 = 110$ °С, $t_2 = 45$ °С.

Задача 4.61. Рассчитать двухкамерную сушилку прямоугольного сечения с кипящим слоем (рис. 4.22) для сушки сополимера винилхлорида марки СНХ-60.

Исходные данные. $G_1 = 70$ кг/ч, $w_1 = = 0,33$ кг/кг, $w_2 = = 0,003$ кг/кг, $w_{кр} = 0,018$ кг/кг, $\theta_1 = 20$ °С, $\theta_2 = 80$ °С, $d_{ср} = 0,2$ мм, $\psi = 0,4$, $\rho_m = = 1040$ кг/м³, $c_m = 1,5$ кДж/(кг·К), $x_1 = 0,01$ кг/кг, $t_1 = = 160$ °С.

Задача 4.62. Рассчитать пневматическую трубную сушилку для сушки буры ($\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$).

Исходные данные. $G_1 = 50$ кг/ч, $w_1 = = 0,42$ кг/кг, $w_2 = 0,006$ кг/кг, $w_{кр} = = 0,125$ кг/кг, $d_{\max} = 4$ мм, $d_{ср} = 1,25$ мм, $\psi = = 0,9$, $\rho_m = 1713$ кг/м³, $c_m = 1,61$ кДж/(кг·К), $\theta_1 = = 20$ °С, $t_1 = 170$ °С, $t_2 = 90$ °С.

Задача 4.63. Рассчитать однокамерную сушилку с кипящим слоем для сушки мыла.

Исходные данные. $G_2 = 2100$ кг/ч, $w_1 = 50$ кг/кг, $w_2 = 12$ кг/кг, $w_{кр} = 36$ кг/кг, $d_{ср} = 8$ мм, $\psi = 0,4$, $\rho_m = 1600$ кг/м³, $c_m = = 2$ кДж/(кг·К), $\theta_1 = 30$ °С, $t_1 = 160$ °С, $t_2 = = 60$ °С.

Задачи 4.64–4.67. Рассчитать активную высоту и диаметр распылительной сушилки (рис. 4.21).

Исходные данные приведены в табл. 4.20.

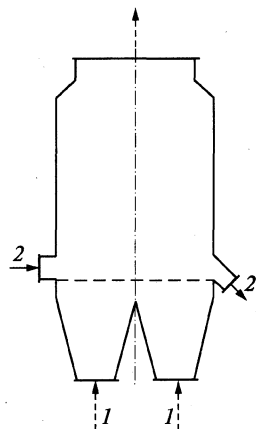


Рис. 4.22. Схема двухкамерной сушилки с кипящим слоем:
1 – воздух; 2 – материал

Таблица 4.20. Исходные данные для расчета распылительной сушилки

| № задачи | G_1 , кг/ч | G_2 , кг/ч | w_1 , % | w_2 , % | $\rho_{ср}$, кг/м ³ | $c_{ср}$, кДж/(кг·К) | d_{min} , мм | t_1 , °C | t_2 , °C | θ_1 , °C | t'_1 , °C | t'_2 , °C | $A_{в}$, кг/(м ³ ·ч) | θ'_1 , °C | θ'_2 , °C |
|----------|--------------|--------------|-----------|-----------|---------------------------------|-----------------------|----------------|------------|------------|-----------------|-------------|-------------|----------------------------------|------------------|------------------|
| 4.64 | 10000 | | 35 | 4 | 1200 | 2,0 | 0,13 | 350 | 90 | 75 | 15 | 60 | 10,0 | 100 | 65 |
| 4.65 | 8000 | | 40 | 5 | 1250 | 1,8 | 0,15 | 340 | 95 | 80 | 18 | 65 | 11,0 | 105 | 65 |
| 4.66 | 11000 | | 42 | 6 | 1300 | 1,9 | 0,14 | 340 | 95 | 75 | 15 | 60 | 10,1 | 100 | 65 |
| 4.67 | 9000 | | 35 | 4 | 1200 | 2,0 | 0,12 | 330 | 90 | 70 | 20 | 65 | 9,0 | 105 | 60 |
| 4.68 | | 6000 | 38 | 4,5 | 1300 | 2,1 | 0,2 | 350 | 95 | 75 | | | 8,5 | | |
| 4.69 | | 6500 | 40 | 5 | 1450 | 1,7 | 0,25 | 340 | 90 | 80 | | | 9,0 | | |
| 4.70 | | 850 | 38 | 4,5 | 1350 | 1,8 | 0,2 | 320 | 85 | 70 | | | 8,0 | | |
| 4.71 | | 1200 | 40 | 4 | 1200 | 1,9 | 0,3 | 340 | 90 | 75 | | | 8,5 | | |

Примечание. G_1 — производительность по исходному (влажному) продукту; G_2 — производительность по высушенному продукту; w_1 , w_2 — начальное, конечное влагосодержание продукта; $\rho_{ср}$, $c_{ср}$ — плотность и теплоемкость сухого продукта; t_1 , t_2 — начальная и конечная температура сушильного агента; θ_1 — температура поступающей композиции; t'_1 , t'_2 — начальная и конечная температура воздуха, поступающего для охлаждения порошка; $A_{в}$ — напряжение единицы объема сушильной башни; θ'_1 , θ'_2 — начальная и конечная температура порошка, поступающего в конус для охлаждения воздухом; d_{min} — минимальный диаметр частиц продукта.

Задачи 4.68–4.71. Рассчитать активную высоту и диаметр распылительной сушилки (рис. 4.21) при отсутствии охлаждения порошка воздухом.

Исходные данные приведены в табл. 4.20.

Задачи 4.72–4.76. Рассчитать толщину цилиндрической и конической частей распылительной башни, исходя из условий прочности и устойчивости.

Исходные данные приведены в табл. 4.21.

Таблица 4.21. Исходные данные для расчета на прочность

| № задачи | D , м | l_p , м | D_o , м | α , град. | P , Па | Материал стенки башни |
|----------|---------|-----------|-----------|------------------|----------|-----------------------|
| 4.72 | 6 | 3 | 2 | 30 | 50 | X18H10T |
| 4.73 | 7,5 | 3,5 | 2,2 | 30 | 40 | 12X18H10T |
| 4.74 | 5 | 2,5 | 1,8 | 30 | 45 | X18H10T |
| 4.75 | 3 | 2 | 1,0 | 30 | 50 | BT 1-0 |
| 4.76 | 4 | 2,5 | 1,2 | 30 | 30 | 08X22H6T |

Примечание. D – диаметр башни; l_p – расчетная высота царги; D_o – диаметр усеченного конуса; α – угол конусности; P – давление в сушильной камере.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 4.1. Кузнецов А.А., Кагерманов С.М., Судаков Е.Н. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. Л.: Химия, 1974. 343 с.
- 4.2. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры (справочник). Л.: Машиностроение, 1970. 752 с.
- 4.3. Машины и аппараты химических производств (Примеры и задачи) / Под общ. ред. В.Н. Соколова. Л.: Машиностроение, 1982. 884 с.
- 4.4. Основные процессы и аппараты химической технологии / Под ред. Ю.И. Дытнерского. М.: Химия, 1991. 493 с.
- 4.5. Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки. М.: Альфа-М, 2006. 605 с.
- 4.6. Примеры и задачи по курсу «Машины и аппараты химических производств» / Под ред. В.М. Ульянова. Н. Новгород: Нижегородский государственный технический университет, 2003. 355 с.
- 4.7. Романков П.Г., Фролов В.Ф., Флисюк О.М., Курочкин М.И. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи). СПб.: Химия, 1993. 494 с.
- 4.8. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: Справочник / Под ред. Е.Н. Судакова. М.: Химия, 1979. 566 с.

ГЛАВА

5.1. Расчет емкостных реакторов-котлов

Емкостные реакторы-котлы широко используются в химической и других отраслях промышленности для проведения гомогенных и гетерогенных химических реакций в жидкой среде. Реакторы этого типа могут работать как в периодическом, так и в непрерывном режиме. Для иллюстрации на рис. 5.1 представлена типичная конструкция реактора-котла. Эти аппараты стандартизованы в диапазоне объемов от 0,1 до 200 м³ и изготавливаются на рабочее давление от 0,1 до 10 МПа. В табл. 5.1 представлены технические характеристики наиболее распространенных стандартизованных реакторов-котлов.

Таблица 5.1. Основные технические данные реакторов-котлов с эллиптическими днищами и крышками

| Номиналь- ный объем $V_n, \text{м}^3$ | Диаметр ап- парата D , мм | Площадь по- верхности те- плообмена ру- башки $F_p, \text{м}^2$ | Площадь поверх- ности теплообмена змеевика $F_z, \text{м}^2$ | | Диаметр вала мешал- ки $D_{\text{в}}$, мм | Высота уровня жидкости $H_{\text{ж}}$, м | |
|---|--------------------------------|--|--|---------|--|--|-----------------|
| | | | 1-й ряд | 2-й ряд | | $\varphi = 0,75$ | $\varphi = 0,5$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 0,1 | 500 | 0,7 | — | — | 40 | 0,42 | 0,29 |
| 0,16 | 600 | 0,9 | | | | 0,47 | 0,33 |
| 0,25 | 700 | 1,3 | | | | 0,5 | 0,38 |
| 0,4 | 800 | 1,9 | | | | 0,66 | 0,46 |
| 0,63 | 1000 | 2,5 | | | 40; 50; 65 | 0,68 | 0,48 |
| 1,0 | 1200 | 3,4 | | | 50; 65 | 0,76 | 0,54 |
| 1,25 | | — | 50; 65; 80 | 0,93 | 0,65 | | |
| 1,6 | | | | 1,16 | 0,81 | | |

Окончание табл. 5.1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------|------|------|------|------|-----------------|------|------|
| 2,0 | 1400 | 6,5 | 3,5 | — | | 1,09 | 0,77 |
| 2,5 | | 7,8 | — | | | 1,33 | 0,93 |
| 3,2 | 1600 | 8,5 | 5,2 | 9,5 | 65; 80 | 1,33 | 0,93 |
| 4,0 | 1600 | 11,3 | — | — | 65; 80 | 1,63 | 1,11 |
| 5,0 | 1800 | 12,0 | 4,9 | 9,1 | 65; 80; 95 | 1,63 | 1,13 |
| 6,3 | | 14,8 | 11,5 | 20,7 | | 2,01 | 1,39 |
| 8,0 | 2000 | 17,0 | — | — | | 2,08 | 1,44 |
| 10,0 | 2200 | 20,0 | 12,4 | 22,9 | 80; 95 | 2,16 | 1,50 |
| 12,5 | 2400 | 21,0 | — | — | 80; 95; 110 | 2,27 | 1,58 |
| 16 | 2400 | 25,5 | 13,4 | 24,6 | | 2,86 | 1,97 |
| 20 | 2600 | 33,5 | — | — | 95; 110; 130 | 3,04 | 2,10 |
| 25 | 2800 | 38,0 | 12,8 | 24,9 | | 3,28 | 2,26 |
| 32 | 3000 | 39,0 | 12,8 | 24,9 | | 3,64 | 2,51 |
| 40 | 3200 | 54,0 | — | — | | 4,00 | 2,76 |
| 50 | 3000 | 69,7 | 12,8 | 24,9 | | 5,57 | 3,79 |
| 63 | 3200 | 82,8 | — | — | | 6,14 | 4,18 |

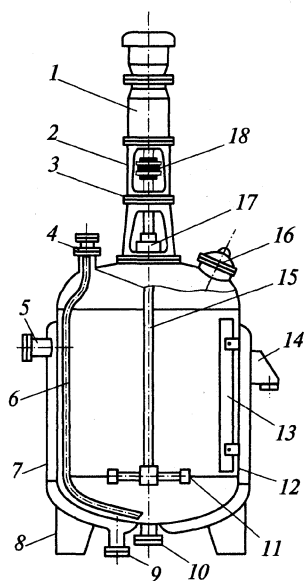


Рис. 5.1. Емкостный реактор-котел:
 1 — привод мешалки (мотор-редуктор); 2 — стойка; 3 — подшипниковая опора; 4, 5, 9, 10 — штуцеры для реагентов, продукта и теплоносителя; 6 — труба передавливания; 7 — теплообменная рубашка; 8 — опора; 11 — мешалка; 12 — корпус; 13 — отражательная перегородка; 14 — опора-лапа; 15 — валь мешалки; 16 — люк; 17 — уплотнение вала; 18 — муфта

Основные соотношения для расчета реакторов-котлов периодического действия

При формальном описании химических превращений стехиометрическое уравнение реакции обычно представляют в виде

$$aA + bB = cC + dD, \quad (5.1)$$

где A, B — исходные вещества (реагенты); C, D — продукты реакции; a, b, c, d — коэффициенты реакции.

Уравнение (5.1) дает возможность по заданной массе одного из реагентов или продуктов реакции рассчитать теоретически необходимые для полного превращения массы остальных компонентов реакции.

Для реакторов периодического действия время процесса τ , с, может быть определено:

♦ для реакций нулевого порядка

$$\tau_p = \frac{1}{K_{p0}} (x_{Aн} - x_{Ак}), \quad (5.2)$$

где K_{p0} — константа скорости реакции нулевого порядка, кмоль/(м³·с); $x_{Aн}, x_{Ак}$ — начальная и конечная концентрация реагирующего вещества A в системе, кмоль/м³ (5.1);

♦ для реакции первого порядка

$$\tau_p = \frac{1}{K_{p1}} \ln \frac{x_{Aн}}{x_{Ак}}, \quad (5.3)$$

где K_{p1} — константа скорости реакции первого порядка, с⁻¹;

♦ для реакции второго порядка

$$\tau_p = \frac{1}{K_{p2}} \frac{1}{x_{Bн} - x_{Aн}} \ln \frac{(x_{Bн} - x_{Aн} + x_{Ак}) x_{Aн}}{x_{Ак} x_{Bн}}, \quad (5.4)$$

где K_{p2} — константа скорости реакции второго порядка, м³/кмоль·с; $x_{Bн}$ — начальная концентрация реагирующего вещества B в системе, кмоль/м³.

При массовой производительности по готовому продукту G , кг/ч, объем реактора-котла, м³:

$$V = \frac{G\tau_{\text{ц}}}{\varphi \rho n}, \quad (5.5)$$

где $\tau_{\text{ц}}$ — время одного цикла, с; φ — коэффициент заполнения реактора: $\varphi = 0,7-0,8$ при обработке непениющихся жидкостей, $\varphi = 0,4-0,6$ при обработке пенящихся жидкостей; ρ — плотность готового продукта, кг/м³; n — число параллельно работающих реакторов.

Окончательно номинальный объем реактора выбирается по табл. 5.1.

В общем случае время цикла $\tau_{\text{ц}}$ определяется как сумма:

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{р}} + \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5. \quad (5.6)$$

Рассмотрим каждое слагаемое (5.6):

- ♦ $\tau_{\text{р}}$ — продолжительность реакции, зависит от порядка реакции и рассчитывается по (5.2)–(5.4);
- ♦ τ_1 — время подготовки реактора к новому циклу, задается регламентом и составляет $\tau_1 = 10-60$ мин;
- ♦ τ_2 — длительность загрузки реактора жидкостью

$$\tau_2 = V_{\text{ж}} / V_{\text{н.с}}, \quad (5.7)$$

где $V_{\text{ж}}$ — объем жидкости в реакторе, м³; $V_{\text{н.с}}$ — производительность насоса, подающего жидкость в реактор, м³/с;

- ♦ τ_3, τ_4 — продолжительность разогрева τ_3 и охлаждения τ_4 реактора при известной площади поверхности рубашки (змеевика):

$$\tau_{3,4} = \frac{Q_{3,4}}{FK_{3,4}(\Delta t_{\text{ср}})_{3,4}}; \quad (5.8)$$

- ♦ τ_5 — длительность опорожнения реактора, зависит от способа загрузки из него прореагировавшей жидкости.

В (5.8) F — площадь поверхности теплообмена, м²; $K_{3,4}$ — коэффициент теплопередачи при нагревании или охлаждении, Вт/(м²·К); $(\Delta t_{\text{ср}})_{3,4}$ — средняя разность температур при нагревании или охлаждении; $Q_{3,4}$ — количество теплоты, затрачиваемое для нагревания или охлаждения реакционной массы и реактора:

$$Q_{3,4} = (m_{\text{р}}c_{\text{р}} + m_{\text{ж}}c_{\text{ж}}) \Delta t_{3,4}; \quad (5.9)$$

$m_{\text{р}}, m_{\text{ж}}$ — масса реактора и загруженной в него жидкости, кг; $c_{\text{р}}, c_{\text{ж}}$ — удельные теплоемкости материала реактора и жидкости,

Дж/кг·К; $\Delta t_{3,4}$ — разности температур в процессе нагревания и охлаждения:

$$\Delta t_3 = t_p - t_n; \Delta t_4 = t_p - t_k.$$

Здесь t_p — температура реакции; t_n — начальная температура жидкости до нагревания; t_k — конечная температура жидкости после охлаждения.

Средняя разность температур Δt_{cp} в (5.8) рассчитывается по условиям нестационарного процесса теплообмена, так как при нагревании или охлаждении температура реакционной массы изменяется во времени.

Если при нагревании реакционной смеси от t_n до t_p жидкий теплоноситель не изменяет своего агрегатного состояния, т.е. температура теплоносителя меняется от θ'_2 до θ_2 (см. рис. 5.2, а), средняя разность температур

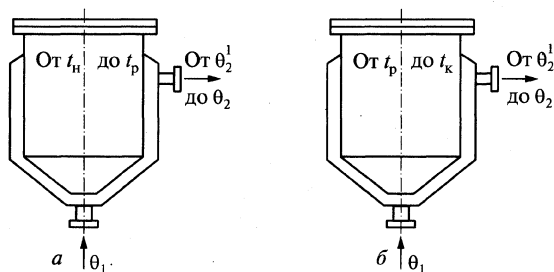


Рис. 5.2. Изменения температур в реакторе периодического действия

$$(\Delta t_{cp})_3 = \frac{t_p - t_n}{\ln \frac{\theta_1 - t_n}{\theta_1 - t_p}} \frac{A-1}{A \ln A}, \quad (5.10)$$

$$\text{где } A = \frac{\theta_1 - t_p}{\theta_2 - t_p}.$$

Если при нагревании реакционной массы конденсирующимся водяным паром $\theta_1 = \theta'_2 = \theta_2$, то $(\Delta t_{cp})_3$ рассчитывается как средняя арифметическая или логарифмическая разность температур.

При охлаждении реактора хладоагентом от t_p до t_k , конечная температура которого θ_2 изменяется во времени (рис. 5.2, б), средняя разность температур определяется как

$$(\Delta t_{\text{ср}})_4 = \frac{t_p - t_k}{\ln \frac{t_p - \theta_1}{t_k - \theta_1}} \frac{A - 1}{A \ln A}, \quad (5.11)$$

где $A = \frac{t_k - \theta_1}{t_k - \theta_2}$.

Время τ_5 ориентировочно может быть рассчитано по формуле

$$\tau_5 = \frac{900 V_{\text{ж}}}{D^2}, \quad (5.12)$$

а при опорожнении реактора через нижний сливной штуцер:

$$\tau_5 = \frac{11 \cdot 10^3 V_{\text{ж}}}{(H_{\text{ж}}^{0.5} D^2)}, \quad (5.13)$$

где $V_{\text{ж}}$ — объем жидкости в аппарате, м^3 ; D — диаметр аппарата, м; $H_{\text{ж}}$ — начальная высота уровня жидкости в аппарате, м.

Коэффициенты теплопередачи, входящие в (5.8), определяются частными коэффициентами теплоотдачи α от перемешиваемой среды к стенке и от стенки к теплоносителю, поступающему в змеевик.

Теплоотдача от перемешиваемой среды к стенке сосуда, заключенного в рубашку, или к змеевику, расположенному вдоль стенки сосуда, описывается уравнением

$$\text{Nu} = C \text{Re}_{\text{цб}}^a \text{Pr}^{0.33}. \quad (5.14)$$

При этом $\text{Nu} = \frac{\alpha D}{\lambda}$ при теплоотдаче к рубашке; $\text{Nu} = \frac{\alpha d_{\text{зм}}}{\lambda}$ при теплоотдаче к змеевикам.

Здесь D — внутренний диаметр реактора, м; $d_{\text{зм}}$ — наружный диаметр трубы змеевика; $\text{Re}_{\text{цб}}^a = \frac{n d_{\text{м}}^2}{\nu_{\text{ж}}}$ — центробежный критерий

Рейнольдса; n — частота вращения мешалки, с^{-1} ; $d_{\text{м}}$ — диаметр мешалки, м; $\nu_{\text{ж}}$ — кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Значения C и a в (5.14) для различных случаев приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2. Дополнительные данные в (5.14)

| Тип мешалки | Наличие перегородок | C | a |
|----------------------------------|---------------------|-------|------|
| <i>Для аппарата с рубашкой</i> | | | |
| Турбинная (открытая) | Есть | 0,760 | 0,67 |
| | Нет | 0,350 | 0,67 |
| Пропеллерная (трехлопастная) | Есть | 0,514 | 0,67 |
| | Нет | 0,380 | 0,67 |
| Двухлопастная | Есть | 0,526 | 0,67 |
| | Нет | 0,360 | 0,67 |
| Якорная | — | 1,000 | 0,50 |
| | — | 0,380 | 0,67 |
| <i>Для аппарата со змеевиком</i> | | | |
| Турбинная | Нет | 0,036 | 0,67 |
| Пропеллерная (трехлопастная) | Есть | 0,068 | 0,67 |
| | Нет | 0,078 | 0,62 |
| Двухлопастная | Нет | 0,030 | 0,62 |

Коэффициент теплоотдачи теплоносителя, поступающего в рубашку из полутруб или в змеевик при развитом турбулентном режиме ($Re > 10\,000$), рассчитывается по уравнению

$$Nu = 0,021 \varepsilon Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (5.15)$$

где $\varepsilon = 1 + \frac{3,6d_3}{D_{зм}}$ — коэффициент, учитывающий искривленность

каналов; $D_{зм}$ — диаметр витка полутрубы или змеевика; d_3 — эквивалентный диаметр канала, причем для полутруб $d_3 = 0,6 d_{тр}$; $d_{тр}$ — внутренний диаметр трубы-заготовки, являющийся также характерным линейным размером в критериях Nu и Re .

Обычно теплоотдача внутри цилиндрической рубашки происходит в условиях естественной конвекции, и даже в случаях $Re \leq 2300$ ее рекомендуют рассчитывать по формуле

$$Nu = \frac{\alpha H_p}{\lambda} = C (Gr \cdot Pr)^a, \quad (5.16)$$

где $C = 0,76$, $a = 0,25$ при $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$; $C = 0,15$ и $a = 0,33$ при $Gr \cdot Pr > 10^9$.

Если в качестве теплоносителя используется вода, произведение $Gr \cdot Pr$ рассчитывают по упрощенной формуле

$$Gr \cdot Pr = H_p^3 (t_{ст} - \theta_{ср}) B, \quad (5.17)$$

где H_p — высота стенки сосуда, заключенной в рубашку, м; $t_{ст}$ — температура стенки сосуда, °С; $\theta_{ср}$ — температура теплоносителя (воды) в рубашке, °С.

Коэффициент B зависит от $\theta_{ср}$:

| | | | | | | | | | | |
|-------------------------------|------|-----|------|------|------|------|-----|-----|-----|-----|
| $\theta_{ср}, ^\circ\text{C}$ | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 60 | 80 | 100 | 150 | 200 |
| $B \cdot 10^{-9}$ | 2,64 | 8,0 | 15,5 | 27,0 | 39,0 | 68,0 | 102 | 147 | 290 | 493 |

Во время реакции можно принять $\theta_{ср} = (\theta_1 + \theta_2) / 2$,
 $t_{ст} = (t_p + \theta_{ср}) / 2$.

При охлаждении аппарата

$$\theta_{ср} = \frac{t_p - t_k}{\ln(t_p / t_k)} - (\Delta t_{ср})_4 \quad (5.18)$$

и в уравнении (5.17) можно принять

$$t_{ст} - \theta_{ср} = (\Delta t_{ср})_4 / 2.$$

Расчет мощности привода мешалок. Выбор мощности привода аппарата с перемешивающим устройством производят по результатам гидродинамического расчета с учетом механического КПД привода. Расчетная мощность привода равна

$$N_{расч} = \frac{N}{\eta_{пр} \eta_{упл}}, \quad (5.19)$$

где N — мощность для перемешивания реакционной массы; $\eta_{пр}$ — КПД привода; $\eta_{упл}$ — КПД уплотнения. В зависимости от исполнения и мощности привода, конструкции уплотнения $\eta_{пр} \approx 0,75 - 0,95$; $\eta_{упл} \approx 0,9 - 0,98$.

По значению $N_{расч}$ выбирают стандартный привод, удовлетворяющий ближайшему большему значению $N_{расч}$.

Расчет мощности для перемешивания реакционной среды в ламинарном режиме ($Re_{цб} < 100$) производится по формуле

$$N = C_\mu n^2 d_M^3, \quad (5.20)$$

где C — коэффициент, зависящий от типа и конструкции аппарата; μ — динамическая вязкость, Па·с; n — число оборотов мешалки, об/с; d_m — диаметр мешалки, м.

Значения C в уравнении (5.20) для ньютоновских жидкостей:

♦ для рамной и ленточной мешалок

$$C = \frac{\pi^2}{2} \left[Z_{\text{л}} K_2 \frac{H_1}{d_m} \left(1 - \frac{b_{\text{л}}}{d_m} \right)^2 + 3,5 Z_0 \left(1 - \frac{2b_{\text{л}}}{d_m} \right)^3 \right]; \quad (5.21)$$

♦ для шнековой и шнековой в направляющей в трубе

$$C = \frac{\pi^2}{6} K_2 \frac{H_1}{d_m} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{в}}}{d_m} \right)^3 \right]; \quad (5.22)$$

♦ для ленточной со скребками

$$C = \frac{\pi^2}{2} \left[Z_{\text{л}} K_2 \frac{H_1}{d_m} \left(1 - \frac{b_{\text{л}}}{d_m} \right)^2 + Z_0 K_3 \frac{H}{d_m} \left(\frac{D_0}{d_m} \right)^2 + Z_{\text{с}} K_4 \frac{H}{d_m} \left(\frac{D_0}{d_m} \right)^2 \right]. \quad (5.23)$$

В (5.21)–(5.23) $Z_{\text{л}}$ — число заходов винтовой линии; H_1 — высота мешалки, м; $b_{\text{л}}$ — ширина витка ленты (лопасти), м; Z_0 — число

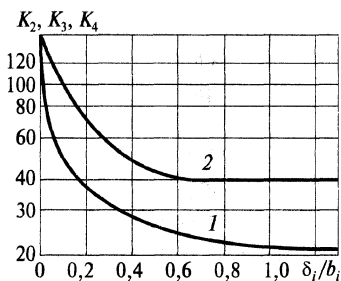


Рис. 5.3. Коэффициенты, учитывающие влияние зазоров между стенкой и вращающимися элементами перемешивающих устройств

вертикальных штанг для ленточной мешалки со скребками или число горизонтальных траверз для рамной мешалки; $Z_{\text{с}}$ — число скребков (в горизонтальном сечении аппарата); $d_{\text{в}}$ — диаметр вала, м; D_0 — диаметр окружности оси вертикальных штанг ленточной мешалки со скребками, м; H — высота уровня жидкости, м.

Значения коэффициентов K_2 , K_3 , K_4 , учитывающих влияние относительных зазоров δ , выбирают по зависимостям $K_i = f(\delta_i / b_i)$ на рис. 5.3, где по кривой 1 выбирают

значение коэффициентов для мешалок рамной, ленточной и ленточной со скребками, а по кривой 2 — для мешалок шнековой и шнековой в направляющей в трубе.

При определении K_2 на рис. 5.3 значения относительных размеров радиальных зазоров δ_i / b_i вычисляют по формулам:

- ♦ для мешалок рамной, ленточной и ленточной со скребками

$$\frac{\delta}{b_{\text{л}}} = \frac{D - d_{\text{м}}}{2 b_{\text{л}}}; \quad (5.24)$$

- ♦ для шнековой

$$\frac{\delta}{b_{\text{ш}}} = \frac{D - d_{\text{м}}}{2 b_{\text{ш}}}; \quad (5.25)$$

- ♦ для шнековой в направляющей трубе

$$\frac{\delta}{b_{\text{ш}}} = \frac{d_{\text{т}} - d_{\text{м}}}{2 b_{\text{ш}}}, \quad (5.26)$$

где δ – зазор между стенкой аппарата и вращающимися элементами мешалки, м; D – диаметр аппарата, м; $b_{\text{ш}}$ – ширина лопасти шнека, м; $d_{\text{т}}$ – внутренний диаметр направляющей трубы, м.

При определении коэффициента K_3 для вертикальной трубы используют формулу $\frac{\delta}{b_0} = \frac{D - D_0}{2 b_0}$, где b_0 – ширина проекции вертикальной штанги ленточной мешалки со скребками на радиальную плоскость.

При определении коэффициента K_4 для скребков $\delta = 0$ и $\delta / b_{\text{с}} = 0$, где $b_{\text{с}}$ – ширина проекции скребка на радиальную плоскость.

При использовании ленточных и шнековых мешалок в переходных и турбулентных режимах работы при $\text{Re}_{\text{цб}} > 100$ для приближенных расчетов потребляемой мощности можно пользоваться следующей критериальной зависимостью (K_N – критерий мощности):

- ♦ для ленточных мешалок

$$K_N = 7,0 \frac{H_1}{d_{\text{м}}} \text{Re}_{\text{цб}}^{-0,33}; \quad (5.27)$$

- ♦ для шнековых мешалок

$$K_N = 4,0 \frac{H_1}{d_{\text{м}}} \text{Re}_{\text{цб}}^{-0,33}; \quad (5.28)$$

♦ для шнековых мешалок в направляющей трубе

$$K_N = 1,5 \frac{H_1}{d_m} \text{Re}_{\text{шб}}^{-1/6}. \quad (5.29)$$

Зная значение K_N , можно рассчитать потребляемую мощность

$$N = K_N \rho n^3 d_m^2. \quad (5.30)$$

Расчет реактора-котла непрерывного действия

Номинальный объем реактора определяется как

$$V = \frac{V_p \tau (1+a)}{\varphi}, \quad (5.31)$$

где V_p — объемный расход реакционной смеси по условиям выхода, м³/с; a — коэффициент резерва мощности (для реактора с мешалками, уплотнением, приводом $a = 0,1 - 0,2$); φ — коэффициент заполнения реактора, см. (5.5); τ — время реакции для достижения требуемой степени превращения:

$$\tau = \frac{x_{\text{Ан}} - x_{\text{Ак}}}{r_A}, \quad (5.32)$$

где

$$r_A = K_p x_A^a x_B^b - \quad (5.33)$$

скорость реакции: K_p — константа скорости химической реакции; a, b — коэффициенты реакции (5.1).

Для нахождения $x_{\text{Ак}}, x_{\text{Бк}}$ в (5.32) производят расчеты на 1 т готового продукта массы веществ A, B :

$$m_A = m_c \frac{a M_A}{c M_C}; \quad m_B = m_c \frac{b M_B}{c M_C}, \quad (5.34)$$

где m_A, m_B — массы веществ A, B , приходящиеся на 1 т готового продукта, кг/т; c — коэффициент в стехиометрическом уравнении (5.1); M_A, M_B, M_C — молекулярные массы веществ, кг/кмоль.

Массы реагентов A и B должны быть увеличены с учетом степени превращения χ :

$$m'_A = \frac{K_A m_A}{\chi}; \quad m'_B = \frac{K_B m_B}{\chi}. \quad (5.35)$$

Тогда избыточные массы непрореагировавших веществ A и B

$$m''_A = m'_A - m_A; \quad m''_B = m'_B - m_B, \quad (5.36)$$

что позволяет определить количество вещества компонентов на выходе

$$n'_A = m''_A / M_A; \quad n'_B = m''_B / M_B \quad (5.37)$$

и концентрации компонентов на выходе

$$x_{Ak} = \frac{n'_A}{V_{уд}}; \quad x_{Bk} = \frac{n'_B}{V_{уд}}. \quad (5.38)$$

Константу скорости реакции определяют опытным путем. Для реакции в гомогенной среде при небольших концентрациях реагента она может быть рассчитана по уравнению Аррениуса

$$K_p = \kappa_0 \exp \left(-\frac{E}{RT} \right),$$

где κ_0 — коэффициент пропорциональности, характеризующий число парных столкновений молекул в единицу времени; E — энергия активации химической реакции, Дж/кмоль; $R = 8314$ Дж/(кмоль·К) — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура, К.

Объемный расход реакционной смеси рассчитывается по формуле

$$V = V_{уд} G, \quad (5.39)$$

где G — заданная производительность реактора по целевому продукту, т/с; $V_{уд}$ — объем реакционной смеси, приходящийся на 1 т продукта, м³/т:

$$V_{уд} = \frac{\sum m_i}{\rho_{см}}; \quad (5.40)$$

$\sum m_i$ — сумма масс продуктов, составляющих реакционную смесь, приходящихся на 1 т целевого продукта, кг/т.

По значению номинального объема V выбирают по табл. 5.1 стандартизованный реактор (при необходимости — несколько реакторов с требуемым суммарным объемом).

Расчет потребляемой мощности для перемешивания реакционной смеси производят по формулам для реакторов-котлов периодического действия.

Пример 5.1. Рассчитать и подобрать нормализованный реактор-котел периодического действия для переработки 85 кг/ч реакционной массы.

Исходные данные. Начальная концентрация реагирующего вещества $x_n = 0,17$ кмоль/м³. Степень превращения $\chi = 0,7$. Константа скорости реакции, протекающей по первому порядку, $K_{p1} = 5,5 \cdot 10^{-5}$ кмоль/(м²·с); температура реакции 120 °С; давление в реакторе 0,25 МПа; $\rho_{ж} = 1050$ кг/м³; $\mu_{ж} = 0,015$ Па·с; $c_{ж} = 1900$ Дж/(кг·К); $\lambda_{ж} = 0,18$ Вт/(м·К).

При степени превращения $\chi = (x_n - x_k) / x_n = 0,7$ и начальной концентрации $x_n = 0,17$ кмоль/м³ определим конечную концентрацию: $x_k = x_n (1 - \chi) = 0,17 \cdot 0,3 = 0,051$ кмоль/м³.

Необходимое время реакции первого порядка по (5.3):

$$\tau_p = \frac{1}{K_{p1}} \ln \frac{x_n}{x_k} = \frac{1}{5,5 \cdot 10^{-5}} \ln \frac{0,17}{0,051} = 2,18 \cdot 10^4 \text{ с.}$$

Принимаем предварительно временный КПД реактора

$$\eta = \frac{\tau_p}{\tau_p + \tau_v} = 0,7,$$

где τ_v – вспомогательное время работы реактора, и находим общее время цикла

$$\tau_{ц} = \frac{2,18 \cdot 10^4}{0,7} = 3,13 \cdot 10^4 \text{ с.}$$

Номинальный объем реактора рассчитываем по (5.5) при $n = 1$, $\varphi = 0,75$

$$V = \frac{G \tau_{ц}}{\varphi \rho} = \frac{0,0236 \cdot 3,13 \cdot 10^4}{0,75 \cdot 1050} = 0,94 \text{ м}^3,$$

где $G = 85$ кг/ч = 0,0236 кг/с.

По табл. 5.1 предварительно принимаем реактор со следующими техническими данными: номинальный объем 1 м³, диа-

метр аппарата $D = 1,2$ м, высота уровня жидкости в аппарате $0,76$ м, площадь поверхности теплообмена рубашки $3,4$ м².

Выполним уточненный расчет.

Примем время подготовки реактора к новому циклу $\tau_1 = 15$ мин = 900 с. Для заполнения реактора реакционной массой используем насос производительностью $v_{nc} = 3$ м³/ч. Тогда по (5.7):

$$\tau_2 = 0,75 \cdot 1 \cdot 3600 / 3 = 900 \text{ с.}$$

Время опорожнения реактора рассчитаем по (5.13), исходя из условия слива жидкости через нижний штуцер:

$$\tau_5 = \frac{1,1 \cdot 10^3 V_{\text{ж}}}{H^{0,5} D^2} = \frac{1,1 \cdot 10^3 \cdot 0,75}{0,76^{0,5} 1,2^2} = 657 \text{ с.}$$

Для расчета τ_3 и τ_4 дополнительно к исходным данным примем температуры реакционной массы до нагревания $t_n = 20$ °С и после охлаждения $t_k = 30$ °С, теплоемкость материала реактора (стали) $c_p = 515$ Дж/кг·К.

Масса реактора приближенно

$$m_p = 230 P D^2 = 230 \cdot 0,25 \cdot 1,2^2 = 82,8 \text{ кг,}$$

где P — избыточное давление в реакторе, МПа.

Определяем по (5.9) количество теплоты:

♦ затраченной на нагревание реакционной массы и реактора

$$Q_3 = (m_p c_p + m_{\text{ж}} c_{\text{ж}}) \Delta t_3 = (82,8 \cdot 515 + 0,75 \cdot 1050 \cdot 1900) \cdot (120 - 20) = 153 \cdot 10^6 \text{ Дж;}$$

♦ отведенной при охлаждении реактора

$$Q_4 = (82,8 \cdot 515 + 0,75 \cdot 1050 \cdot 1900) \cdot (120 - 30) = 138 \cdot 10^6 \text{ Дж.}$$

Средняя разность температур при нагревании реактора водяным паром при температуре его конденсации $\theta_{cp} = 140$ °С равна

$$(\Delta t_{cp})_3 = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} = \frac{(140 - 20) - (140 - 120)}{\ln \frac{140 - 20}{140 - 120}} = 56 \text{ °С.}$$

Приняв $\theta_1 = 20$ °С, $\theta_2 = 25$ °С и рассчитав предварительно

$$A = \frac{t_k - \theta_1}{t_k - \theta_2} = \frac{30 - 20}{30 - 25} = 2,$$

найдем по (5.11) среднюю разность температур при охлаждении реактора водой, которая не меняет своего агрегатного состояния:

$$(\Delta t_{\text{ср}})_3 = \frac{t_p - t_k}{4 \ln \frac{t_p - \theta_1}{t_k - \theta_1}} \frac{A-1}{A \ln A} = \frac{120-30}{\ln \frac{120-20}{30-20}} \frac{2-1}{2 \ln 2} = 28,3^\circ \text{C}.$$

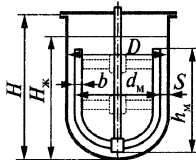
Так как при нагревании реакционной массы используется конденсирующий пар, можно принять коэффициент теплопередачи равным коэффициенту теплоотдачи перемешиваемой среды. Для его расчета определим:

♦ центробежный критерий Рейнольдса

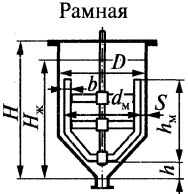
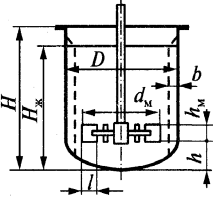
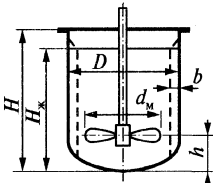
$$\text{Re}_{\text{цб}} = \frac{\rho n d_m^2}{\mu} = \frac{1050 \cdot 0,83 \cdot 0,92^2}{0,015} = 49175,$$

где $n = 0,83 \text{ с}^{-1}$; d_m — диаметр мешалки, м. Проектируем якорную мешалку, для которой $d_m = \frac{D}{1,05 \div 1,3} = \frac{1,2}{1,3} = 0,92 \text{ м}$ (табл. 5.3);

Таблица 5.3. Основные параметры и условия работы перемешивающих устройств

| Тип мешалки | Основные параметры | Условия работы |
|--|---|--|
| <p>Лопастная</p>  | $D/d_m = 1,4-1,7$ $h_m/d_m = 0,1$ $h/d_m = 0,40-1,0$ $b/d_m = 0,1$ $\xi_m = 0,86$ | <p>Перемешивание взаиморастворимых жидкостей</p> <p>Взвешивание твердых и волокнистых частиц в жидкости</p> <p>Взмучивание легких осадков</p> <p>Медленное растворение кристаллических и волокнистых веществ:</p> <p>$\omega = 1,5-5 \text{ м/с}$ при $\mu \leq 0,5 \text{ Па}\cdot\text{с}$</p> <p>$\omega = 1,5-3,2 \text{ м/с}$ при $\mu = 0,5-3 \text{ Па}\cdot\text{с}$</p> |
| <p>Якорная</p>  | $D/d_m = 1,05-1,30$ $h_m/d_m = 0,8-1,0$ $S/d_m = 0,01-0,06$ $\xi_m = 1,2$ | <p>Перемешивание вязких и тяжелых жидкостей</p> <p>Интенсификация теплообмена</p> <p>Предотвращение выпадения осадка на стенках и днище</p> <p>Суспендирование в вязких средах</p> <p>$\omega = 0,5-4 \text{ м/с}$</p> <p>при $\mu \leq 10 \text{ Па}\cdot\text{с}$</p> |

Окончание табл. 5.3

| | | |
|--|--|---|
| <p>Рамная</p>  | $D/d_m = 1,05-1,30$ $b/d_m = 0,07$ $h_m/d_m = 0,9-1,0$ $h/d_m = 0,01-0,06$ $S/d_m = 0,01-0,06$ $\xi_m = 1,28$ | |
| <p>Турбинная</p>  | $D/d_m = 3-4$ $h_m/d_m = 0,2$ $h/d_m = 0,4-1$ $l/d_m = 0,25$ $b/d_m = 0,1$ $\xi_m = 8,4$ | <p>Взвешивание и растворение твердых кристаллических частиц (с массовым содержанием до 80 %) и волокнистых (с массовым содержанием до 5 %)</p> <p>Эмульгирование жидкостей с большой разностью плотностей</p> <p>Диспергирование газа и жидкости</p> <p>Перемешивание ньютоновских жидкостей: $\omega = 2,5-10$ м/с при $\mu \leq 10$ Па·с</p> <p>$\omega = 2,5-7$ м/с при $\mu = 10-40$ Па·с</p> |
| <p>Трехлопастная (пропеллерная)</p>  | $D/d_m = 3 \div 4$; $h/d_m = 0,4 \div 1$; $b/d_m = 0,1$; $\xi_m = 0,56$ | <p>Взвешивание твердых (с массовым содержанием до 50 %) и волокнистых частиц</p> <p>Взмучивание шламов</p> <p>Эмульгирование жидкостей</p> <p>Интенсификация теплообмена</p> <p>$\omega = 3,8-16$ м/с при $\mu \leq 0,1$ Па·с</p> <p>$\omega = 3,8-10$ м/с при $\mu = 0,1-4$ Па·с</p> |

♦ критерий Прандтля

$$Pr = c_{ж} \mu_{ж} / \lambda_{ж} = 1900 \cdot 0,015 / 0,18 = 158;$$

♦ критерий Нуссельта для якорной мешалки по (5.14):

$$Nu = 0,38 Re_{цб}^{0,67} \cdot Pr^{0,33} = 0,38 \cdot 49412^{0,67} \cdot 158^{0,33} = 2820,$$

где параметры C , α взяты из табл. 5.2, откуда находим коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды к стенке сосуда:

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda_{ж}}{D} = \frac{2820 \cdot 0,18}{1,2} = 423 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Приняв среднюю температуру воды по (5.18)

$$\theta_{\text{cp}} = \frac{t_p - t_k}{\ln\left(\frac{t_p}{t_k}\right)} - (\Delta t_{\text{cp}})_4 = \frac{120 - 30}{\ln\frac{120}{30}} - 28,3 = 37^\circ\text{C},$$

которой соответствует (см. с. 425) $B = 33,4 \cdot 10^9$, находим разность температур $t_{\text{ct}} - \theta_{\text{cp}} = (\Delta t_{\text{cp}})_4 / 2 = 28,3 / 2 \approx 14^\circ\text{C}$ и по (5.17) произведение

$$\text{Gr} \cdot \text{Pr} = H_p^3 (t_{\text{ct}} - \theta_{\text{cp}}) B = 0,76^3 \cdot 14 \cdot 33,4 \cdot 10^9 = 205 \cdot 10^9.$$

Используя это значение, по (5.16) рассчитаем:

$$\text{Nu} = C (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^a = 0,15 (205 \cdot 10^9)^{0,33} = 811$$

и коэффициент теплоотдачи от стенки сосуда к воде во время охлаждения по (5.16):

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \lambda_{\text{в}}}{H_p} = \frac{811 \cdot 0,6}{0,76} = 640 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где теплопроводность воды $\lambda_{\text{в}} = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; высота рубашки $H_p = H_{\text{ж}} = 0,76 \text{ м}$.

Приняв термическое сопротивление загрязнений со стороны перемешиваемой среды $r_1 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ и со стороны воды $r_2 = 2,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ (табл. 3.1), определим коэффициент теплопередачи во время охлаждения по (3.8):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{423} + 2 \cdot 10^{-4} + 2,3 \cdot 10^{-4} + 2,3 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{640}} = 218 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{0,004}{17} = 2,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Определим длительность:

♦ периода нагревания реактора по (5.8):

$$\tau_3 = \frac{Q_3}{F \alpha_1 (\Delta t_{\text{cp}})_3} = \frac{153 \cdot 10^6}{3,4 \cdot 423 \cdot 56} = 1900 \text{ с},$$

где F — площадь поверхности теплообмена рубашки, м^2 (табл. 5.1);

♦ периода охлаждения

$$\tau_4 = \frac{Q_4}{FK(\Delta t_{\text{ср}})_4} = \frac{138 \cdot 10^6}{3,4 \cdot 218 \cdot 28,3} = 6579 \text{ с};$$

♦ одного цикла реактора по (5.6):

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_p + \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5 = 21800 + 900 + 900 + 1900 + 6579 + 657 = 32736 \text{ с}.$$

Уточненное время 32736 с отличается от ранее принятого 31300 на 3,9 %. В этом случае нет необходимости в повторном уточненном расчете.

Таким образом, окончательно выбираем реактор-котел номинальным объемом 1 м³, диаметром $D = 1200$ мм, с площадью теплообмена 3,4 м², высотой уровня жидкости при $\varphi = 0,75$ $H_{\text{ж}} = 0,76$ м.

Пример 5.2. Рассчитать мощность привода реактора-котла с рамной мешалкой.

Исходные данные. Плотность реакционной смеси $\rho = 900$ кг/м³; $\mu = 20$ Па·с; $n = 0,834$ об/с. Диаметр мешалки $d_{\text{м}} = 0,9$ м и аппарата $D = 1,0$ м. Высота мешалки $H_1 = 0,85$ м.

Вычислим значение центробежного критерия Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{цб}} = \frac{\rho n d_{\text{м}}^2}{\mu} = \frac{960 \cdot 0,834 \cdot 0,9^2}{20} = 32,43.$$

Так как $\text{Re}_{\text{цб}} < 100$, режим течения ламинарный.

Для ламинарного режима мощность определяем по (5.20):

$$N = C \mu n^2 d_{\text{м}}^3.$$

Для рамной мешалки по (5.21) находим

$$C = \frac{\pi^2}{2} \left[Z_{\text{л}} K_2 \frac{H_1}{d_{\text{м}}} \left(1 - \frac{b_{\text{л}}}{d_{\text{м}}} \right)^2 + 3,5 Z_0 \left(1 - \frac{2b_{\text{л}}}{d_{\text{м}}} \right)^3 \right],$$

где $Z_0 = 2$ – число горизонтальных штанг; $Z_{\text{л}} = 2$ – число лопастей.

$$\text{При } \frac{\delta}{b_{\text{л}}} = \frac{D - d_{\text{м}}}{2b_{\text{л}}} = \frac{1000 - 900}{2 \cdot 60} = 0,83,$$

где $b_{\text{л}} = 60$ мм – ширина лопасти, по рис. 5.3 определяем $K_2 = 22$ и

$$C = \frac{3,14^2}{2} \left[2 \cdot 22 \cdot \frac{850}{900} \left(1 - \frac{60}{900} \right)^2 + 3,5 \cdot 2 \left(1 - \frac{2 \cdot 60}{900} \right)^3 \right] = 201.$$

Тогда $N = 201 \cdot 20 \cdot 0,834^2 \cdot 0,9^3 = 2038 \text{ Вт} \approx 2,0 \text{ кВт}$.

По (5.19) находим расчетное значение мощности привода

$$N_{\text{расч}} = \frac{N}{\eta_{\text{пр}} \eta_{\text{упл}}} = \frac{2,0}{0,9 \cdot 0,92} = 2,42 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель-редуктор типа МПО-2 с параметрами: $N = 3 \text{ кВт}$, $n_{\text{вых}} = 50 \text{ об/мин}$ (табл. 5.4).

Пример 5.3. Произвести расчет на прочность основных элементов реактора-котла с рубашкой.

Исходные данные. Внутренний диаметр котла $D = 1000 \text{ мм}$, рубашки — $D_1 = 1100 \text{ мм}$ (см. рис. 5.1), расчетная длина цилиндрической обечайки корпуса аппарата $l = 960 \text{ мм}$, давление в корпусе аппарата избыточное $0,3 \text{ МПа}$, вакуумметрическое до $0,08 \text{ МПа}$; температура в корпусе аппарата $160 \text{ }^\circ\text{C}$, в рубашке — $160 \text{ }^\circ\text{C}$; давление в рубашке $0,6 \text{ МПа}$.

Принимаем расчетное наружное давление для обечайки и эллиптического днища корпуса аппарата равным сумме внутреннего избыточного давления в рубашке и вакуумметрического давления в корпусе, т.е. $P_n = 0,6 + 0,08 = 0,68 \text{ МПа}$. Полагая, что в корпусе аппарата и рубашке среды не коррозионно-активные, в качестве материала реактора выбираем ВСтЗсп.

Расчет цилиндрической обечайки рубашки аппарата. Толщину стенки цилиндрической обечайки, нагруженной внутренним давлением, определяем по (1.1):

$$S_p = \frac{D_1 P}{2 [\sigma] \varphi - P} + C = \frac{0,6 \cdot 1,1}{2 \cdot 149 \cdot 1 - 0,6} + 0,002 = 4,22 \text{ мм}.$$

Принимаем $S_p = 6 \text{ мм}$.

Тогда допускаемое избыточное давление по (1.2):

$$[P] = \frac{2 [\sigma] \varphi (S_p - C)}{D_1 + (S_p - C)} = \frac{2 \cdot 149 \cdot 1 \cdot (0,006 - 0,002)}{1,1 + (0,006 - 0,002)} = 1,08 \text{ МПа}.$$

Так как $P = 0,6 \text{ МПа} < [P] = 1,08 \text{ МПа}$, условие прочности выполняется.

Окончание табл. 5.4

| Номинальная мощность электродвига- теля, $N_{эл}$, кВт | Частота вращения выходного вала мотор-редуктора $n_{вых}$ об/мин | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|---|----|------|----|----|----|----|----|-----|----|----|-----|-------|-------|-----|-----|
| | 6,3 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 170 | 200 | 250 |
| | $n_{вых}$ 1/с | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 30 | 2 | | | | | | | | | 2,3 | | | | | 1**** | 1 | |
| 37 | | | | | | | 3 | | | 2,3 | | | | | | | 1 |
| 45 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 55 | | | | | 2 | | | 3 | 3 | | 3 | | | 1**** | 1 | 1 | 1 |
| 75 | | | | | 2 | | | | | 3 | | | | 1**** | 1 | 1 | 1 |
| 90 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 100 | | | | | | | 2 | 2 | | | 2 | | | | | 1 | 1 |
| 132 | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Примечания. 1 – тип МПО-1; 2 – МПО-2; 3 – МР-2. * $n_{вых}$ = 45 об/мин; ** $n_{вых}$ = 59 об/мин; *** $n_{вых}$ = 160 об/мин; **** $n_{вых}$ = 132 об/мин.

Расчет цилиндрической обечайки корпуса реактора. Толщину стенки обечайки из условия прочности от внутреннего давления определим по (1.1):

$$S = \frac{DP}{2[\sigma]\varphi - P} + C = \frac{0,3 \cdot 1}{2 \cdot 149 \cdot 1 - 0,3} + 0,002 = 3 \text{ мм.}$$

Приняв толщину стенки корпуса аппарата равной толщине обечайки рубашки $S = 6$ мм, найдем допускаемое внутреннее избыточное давление по (1.2):

$$[P] = \frac{2[\sigma]\varphi(S_p - C)}{D_1 + (S_p - C)} = \frac{2 \cdot 149 \cdot 1 \cdot (0,006 - 0,002)}{1 + (0,006 - 0,002)} = 1,19 \text{ МПа.}$$

Так как $P = 0,3 \text{ МПа} < [P] = 1,19 \text{ МПа}$, условие прочности выполняется.

Толщина стенки обечайки из условия действия наружного давления по (1.11):

$$S = 1,18D \left(\frac{P_n}{E} \frac{l}{D} \right)^{0,4} + C = 1,18 \cdot 1 \left(\frac{0,68}{1,85 \cdot 10^5} \frac{0,96}{1} \right)^{0,4} + 0,002 = 9,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $S = 10$ мм.

Проверим соблюдение условий (1.12):

$$1,5 \sqrt{\frac{2(0,01 - 0,002)}{1}} < \frac{0,96}{1} < \sqrt{\frac{1}{2(0,01 - 0,002)}}; \quad 0,19 < 0,96 < 7,9;$$

$$\frac{0,96}{1} > 0,3 \cdot \frac{1,85 \cdot 10^5}{250} \sqrt{\left[\frac{2 \cdot (0,01 - 0,002)}{1} \right]^3}; \quad 0,96 > 0,444,$$

где $\sigma_t = 250 \text{ МПа}$. Условия (1.12) выполняются. Следовательно, можно не проверять на допускаемое наружное давление.

Окончательно принимаем толщину стенки корпуса аппарата равной $S = 10$ мм.

Расчет эллиптических днищ. Толщина эллиптического днища рубашки рассчитывается по (1.16):

$$S_d = \frac{PR}{2[\sigma]\varphi - 0,5P} + C = \frac{0,6 \cdot 1,1}{2 \cdot 149 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,6} + 0,002 = 4,22 \text{ мм,}$$

где $R = D_1^2 / (4H_d) = 1,1^2 / (4 \cdot 0,25 D_1) = D_1$.

Принимаем толщину днища равной толщине обечайки рубашки, т.е. $S_p = 6$ мм.

Допускаемое внутреннее избыточное давление рассчитываем по (1.17):

$$[P] = \frac{2(S_d - C) \varphi[\sigma]}{R + 0,5(S_d - C)} = \frac{2(0,006 - 0,002)1,149}{1,1 + 0,5(0,006 - 0,002)} = 1,08 \text{ МПа.}$$

Так как $P = 0,6 \text{ МПа} < [P] = 1,08 \text{ МПа}$, условие прочности выполняется.

Толщину эллиптического днища корпуса аппарата от внутреннего давления вычисляем по (1.16):

$$S_d = \frac{0,3 \cdot 1,0}{2 \cdot 149 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,3} + 0,002 = 3,1 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину стенки днища равной толщине цилиндрического корпуса аппарата $S_d = 10$ мм и определяем допускаемое внутреннее избыточное давление по (1.17):

$$[P] = \frac{2(0,01 - 0,002)1,149}{1,1 + 0,5(0,01 - 0,002)} = 2,16 \text{ МПа.}$$

Так как $P = 0,3 \text{ МПа} < [P] = 2,16 \text{ МПа}$, условие прочности выполняется.

Толщину стенки эллиптического днища от действия наружного давления определяем по (1.18):

$$S_d \geq S_p + C,$$

$$\text{где } S_p = \max \left\{ \frac{K_3 R_1}{300} \sqrt{\frac{P_H}{10^{-6} E}}; \frac{P_H R_1}{2[\sigma]_1} \right\}.$$

Для предварительного расчета принимаем $K_3 = 0,9$. Тогда

$$\frac{0,9 \cdot 1000}{300} \sqrt{\frac{0,68}{1,85 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6}}} = 5,75 \text{ мм; } \frac{P_H R_1}{2[\sigma]_1} = \frac{0,68 \cdot 1000}{2 \cdot 149} = 2,28 \text{ мм;}$$

$$S_p = \max\{5,75; 2,28\} = 5,75 \text{ мм; } S_d \geq 5,75 + 2 = 7,75 \text{ мм.}$$

Принимаем $S_d = 10$ мм и рассчитываем допускаемое наружное избыточное давление по (1.21):

$$[P] = \frac{[P]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_n}{[P]_E}\right)^2}} \geq P,$$

где

$$[P]_n = \frac{2[\sigma]_1(S_{д1} - C)}{R_1 + 0,5(S_{д1} - C)} = \frac{2 \cdot 149 \cdot (10 - 2)}{1000 + 0,5 \cdot (10 - 2)} = 2,37 \text{ МПа};$$

$$[P]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100(S_{д1} - C)}{K_3 R_1} \right]^2 = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4} \times \\ \times \left[\frac{100 \cdot (10 - 2)}{0,933 \cdot 1000} \right]^2 = 1,474 \text{ МПа},$$

где коэффициент $K_3 = 0,933$ при $\frac{H_1}{D_1} = 0,25$ и $\frac{D_1}{S_{д1} - C} = \frac{1000}{10 - 2} = 125$;

$n_y = 2,4$ — коэффициент запаса устойчивости при рабочих условиях. Тогда

$$[P] = \frac{2,37}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,37}{1,474}\right)^2}} = 1,25 \text{ МПа}.$$

Условие прочности и устойчивости $p_n \leq [p]$ выполняется ($0,68 \text{ МПа} < 1,25 \text{ МПа}$).

Расчет вала мешалки на виброустойчивость. Условие виброустойчивости вала с мешалкой при $\mu_c < 0,3 \text{ Па} \cdot \text{с}$ и $\rho_c < 1500 \text{ кг/м}^3$ (рассмотрим этот случай) по (1.127) имеет вид $\omega_p \leq 0,7 \cdot \omega_{кр}$.

Примем частоту вращения вала равной 50 об/мин и найдем угловую скорость вращения $\omega_p = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 50}{30} = 5,2 \text{ рад/с}$.

Выбирая из табл. 5.1 диаметр вала $d_b = 0,05 \text{ м}$ для реактора-котла с $D = 1 \text{ м}$, найдем момент инерции сечения вала

$$J = \frac{\pi}{64} d_b^4 = \frac{3,14}{64} 0,05^4 = 30,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Для реактора-котла с номинальным объемом 1 м^3 и диаметром $D = 1 \text{ м}$ принимаем длину вала $l = 1,8 \text{ м}$, длину консоли $a = 1,2 \text{ м}$, массу мешалки $25,0 \text{ кг}$, массу консольной части вала $18,0 \text{ кг}$, массу закрепленного диска (лопасти) на валу

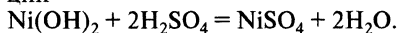
$$25,0 \text{ кг} + 18,0 \text{ кг} = 31,0 \text{ кг}.$$

Согласно (1.133):

$$\omega_{\text{кр}}^2 = \frac{3 EJ}{m l a^2} = \frac{3 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 30,6 \cdot 10^{-8}}{31,0 \cdot 1,8 \cdot 1,2^2} = 2513; \quad \omega_{\text{кр}} = 50,1 \text{ рад/с}.$$

Условие виброустойчивости выполняется: $\omega_p = 5,2 \text{ рад/с} < 0,7 \times \omega_{\text{кр}} = 35 \text{ рад/с}$.

Пример 5.4. Рассчитать скорость химической реакции и объем реактора-котла непрерывного действия для получения сульфата никеля путем взаимодействия гидроксида никеля с серной кислотой по реакции



Исходные данные. Производительность установки $G = 2,0 \text{ т/сут}$ по безводному NiSO_4 . Степень превращения $\chi = 0,85$. Константа скорости реакции второго порядка $K_p = 5,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{кмоль} \cdot \text{с})$. Сумма масс продуктов, составляющих реакционную смесь, приходящихся на 1 т целевого продукта, $\Sigma m_i = 6257 \text{ кг/т}$. Плотность реакционной смеси $\rho_{\text{см}} = 1167 \text{ кг/м}^3$.

Массу веществ A, B , приходящихся на 1 т продукта C ($m_C = 1000 \text{ кг}$), определим по (5.34):

$$m_A = m_C \frac{aM_A}{cM_C} = 1000 \frac{93}{155} = 600 \text{ кг/т};$$

$$m_B = m_C \frac{bM_B}{cM_C} = 1000 \frac{98}{155} = 632 \text{ кг/т},$$

где $a = b = c = 1$; M_A, M_B, M_C — молекулярные веса соответственно $\text{Ni}(\text{OH})_2, \text{H}_2\text{SO}_4, \text{NiSO}_4$.

С учетом степени превращения массы реагентов по (5.35) находим

$$m'_A = \frac{K_A m_A}{\chi} = \frac{1 \cdot 600}{0,85} = 706 \text{ кг/т}; \quad m'_B = \frac{K_B m_B}{\chi} = \frac{1,1 \cdot 632}{0,85} = 818 \text{ кг/т}.$$

Далее последовательно рассчитываем:

- ♦ избыточную массу непрореагировавших веществ A и B по (5.36):

$$m_A'' = m_A' - m_A = 706 - 600 = 106 \text{ кг/т};$$

$$m_B'' = m_B' - m_B = 818 - 632 = 186 \text{ кг/т};$$

- ♦ массу вещества A и B на выходе по (5.37):

$$n_A' = \frac{m_A''}{M_A} = \frac{106}{93} = 1,14 \text{ кмоль/т};$$

$$n_B' = \frac{m_B''}{M_B} = \frac{186}{98} = 1,9 \text{ кмоль/т};$$

- ♦ объем реакционной смеси, приходящейся на 1 т продукта, по (5.40)

$$V_{\text{уд}} = \frac{\sum m_i}{\rho_{\text{см}}} = \frac{6257}{1167} = 5,36 \text{ м}^3/\text{т};$$

- ♦ концентрацию реагентов на выходе

$$x_{\text{Ак}} = \frac{n_A'}{V_{\text{уд}}} = \frac{1,14}{5,36} = 0,213 \text{ кмоль/м}^3;$$

$$x_{\text{Бк}} = \frac{n_B'}{V_{\text{уд}}} = \frac{1,9}{5,36} = 0,354 \text{ кмоль/м}^3;$$

- ♦ начальную концентрацию реагента A

$$x_{\text{Ан}} = \frac{x_{\text{Ак}}}{1-x} = \frac{0,213}{1-0,85} = 1,42 \text{ кмоль/м}^3;$$

- ♦ скорость реакции по (5.33):

$$r_A = K_p x_{\text{Ак}}^a x_{\text{Бк}}^b = 5,76 \cdot 10^{-4} \cdot 0,213 \cdot 0,354 = 4,34 \cdot 10^{-5} \text{ кмоль/(м}^3 \cdot \text{с)};$$

- ♦ время, необходимое для реакции, по (5.32):

$$\tau = \frac{x_{\text{Ан}} - x_{\text{Ак}}}{r_A} = \frac{1,42 - 0,213}{4,34 \cdot 10^{-5}} = 2,78 \cdot 10^4 \text{ с};$$

- ♦ объемный расход реакционной массы по (5.39):

$$V_p = V_{\text{уд}} G = 5,36 \cdot 2 = 10,72 \text{ м}^3/\text{сут} = 0,446 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Приняв коэффициент заполнения реактора $\varphi = 0,75$ и коэффициент резерва мощности $a = 0,15$, найдем номинальный объем реактора по (5.31):

$$V = \frac{V_p \tau(1+a)}{\varphi} = \frac{0,446 \cdot 2,78 \cdot 10^4 (1+0,15)}{3600 \cdot 0,75} = 5,28 \text{ м}^3.$$

По табл. 5.1 выбираем стандартизованный реактор-котел со следующими параметрами: $V = 6,3 \text{ м}^3$, диаметр 1,8 м, площадь поверхности рубашки $F = 14,8 \text{ м}^2$, высота уровня жидкости 2,01 м (при $\varphi = 0,75$).

5.2. Расчет трубчатых реакторов для проведения реакций в жидкой среде

Трубчатые реакторы применяют главным образом для проведения химических процессов при высоких давлениях. Эти реакторы работают в режиме идеального вытеснения и конструктивно довольно просты (рис. 5.4). Их изготавливают в виде змеевика, собираемого из горизонтальных или вертикальных труб, заключенных в теплообменные рубашки и соединенных последовательно калачами. Как правило, длина труб у таких реакторов весьма велика, что обуславливает повышенное гидравлическое сопротивление. Поэтому конструкторы при расчете находят оптимальный размер трубы, чтобы обеспечить нужный режим

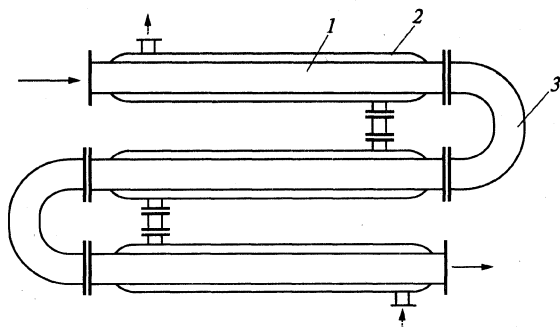


Рис. 5.4. Принципиальное устройство трубчатого реактора:
1 – труба; 2 – рубашка; 3 – калач

движения при минимальном гидравлическом сопротивлении. В реакторах, используемых для быстрых или мгновенных реакций, длина труб незначительна.

Основные расчетные соотношения

В трубчатом реакторе как в аппарате идеального вытеснения в стационарном режиме устанавливается определенное распределение параметров реакционной среды по длине трубы. При этом принимают постоянными концентрации и температуры по ее поперечному сечению. Таким образом, бесконечно тонкий слой поперечного сечения реакционной среды, который перемещается вдоль трубы в виде поршня, можно рассматривать как микрореактор идеального смешения периодического действия, причем длительность реакций равна времени прохождения рассматриваемого сечения всей длины реактора.

При допущении поршневого движения жидкости длина реактора составляет

$$L = \omega \tau, \quad (5.41)$$

где ω — скорость всех частиц потока, м/с; τ — время реакции, с.

Скорость среды в трубе диаметром d , м:

$$\omega = \frac{4v_p}{\pi d^2}, \quad (5.42)$$

где v_p — объемный расход реакционной среды, рассчитываемый по данным материального баланса, м³/с.

Пример 5.5. Рассчитать время реакции, диаметр трубы реактора и скорость движения в ней реакционной среды, приняв, что режим движения среды в реакторе — турбулентный. Определить число секций реактора и рассчитать его гидравлическое сопротивление.

Исходные данные. Объемный расход реакционной среды $v_p = 16$ м³/ч. Начальная концентрация компонента A $x_{Aн} = 16$ кмоль/м³, компонента B $x_{Bн} = 1,8$ кмоль/м³. Степень превращения $\chi = 0,85$. Константа скорости реакции $K_{p2} = 0,05$ м³/(кмоль·с). Плотность реакционной среды $\rho = 980$ кг/м³, ее вязкость $6,0 \cdot 10^{-3}$ Па·с. Реакция протекает по стехиометрическому уравнению типа (5.1).

Конечную концентрацию компонента *A* находим из уравнения

$$\chi = 1 - \frac{x_{Ak}}{x_{Ah}},$$

откуда $x_{Ak} = x_{Ah} (1 - \chi) = 1,6 (1 - 0,85) = 0,24$ кмоль/м³.

Время реакции для реакций второго порядка рассчитываем по (5.4):

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{1}{K_{p2}} \frac{1}{x_{Bh} - x_{Ah}} \ln \frac{(x_{Bh} - x_{Ah} + x_{Ak}) x_{Ah}}{x_{Ak} x_{Bh}} = \\ &= \frac{1}{0,05} \frac{1}{1,8 - 1,6} \ln \frac{(1,8 - 1,6 + 0,24) 1,6}{0,24 \cdot 1,8} = 49 \text{ с.} \end{aligned}$$

Турбулентный режим течения в трубах и каналах обеспечивается, если

$$Re = \frac{\omega d \rho}{\mu} \geq 10^4.$$

Принимая $Re = 2 \cdot 10^4$, находим требуемый диаметр трубы

$$d = \frac{Re \mu}{\omega \rho}.$$

Кроме того, диаметр трубы можно определить из уравнения расхода как

$$d = \sqrt{\frac{4 v_p}{\pi \omega}}.$$

Совместное решение двух последних уравнений дает

$$d = \frac{4 v_p \rho}{\pi Re \mu} = \frac{4 \cdot 16 \cdot 980}{3,14 \cdot 3600 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = 0,046 \text{ м} = 46 \text{ мм.}$$

Приняв стандартную трубу $d_n \times S = 48 \times 4$ мм, получаем $d_b = d_n - 2S = 48 - 2 \cdot 4 = 40$ мм = 0,04 м и рассчитываем действительные значения скорости и критерия Рейнольдса:

$$\omega = \frac{4 v_p}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 16}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,04^2} = 3,54 \text{ м/с;}$$

$$Re = \frac{3,34 \cdot 0,04 \cdot 980}{6,0 \cdot 10^{-3}} = 21821 > 10^4 - \text{турбулентный режим.}$$

Определив длину трубы реактора

$$L = \omega \tau = 3,54 \cdot 49 = 173,5 \text{ м}$$

и приняв длину одной секции реактора $l = 6$ м, найдем число секций

$$n = \frac{L}{l} = \frac{173,5}{6} = 28,91 = 29 \text{ секций.}$$

Рассчитаем гидравлическое сопротивление трубного пространства реактора.

Потери давления представим в виде суммы потерь давления на трение при движении жидкости в прямых трубах и каналах и потерь давления на местные сопротивления:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с.}}$$

Считая поток изотермическим, принимая абсолютную шероховатость трубы $\Delta = 0,2$ мм, найдем $e = \frac{\Delta}{d_g} = \frac{0,2}{40} = 0,005$. При этом

$$\frac{10}{e} < Re < \frac{560}{e}. \text{ Тогда по (3.37):}$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{тр}}}} = -2 \lg \left[0,27e + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] = -2 \lg \left[0,27 \cdot 0,005 + \left(\frac{6,81}{2,18 \cdot 10^4} \right)^{0,9} \right] = 5,35$$

$$\text{и } \lambda_{\text{тр}} = 0,035.$$

Используем формулу (3.35):

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{L}{d_g} \frac{\omega^2 \rho}{2}.$$

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,035 \frac{173,5}{0,04} \frac{3,54^2 \cdot 980}{2} = 9,3 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Перепад давления слишком велик, поэтому, задавшись большим диаметром трубы 89×7 мм, получим $d_b = 89 - 2 \cdot 7 = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м}$ и уточним значения следующих величин:

$$\omega = \frac{4 \cdot 16}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,075^2} = 1,007 \text{ м/с;}$$

$$Re = \frac{1,007 \cdot 0,075 \cdot 980}{6,0 \cdot 10^{-3}} = 12335;$$

$$e = \frac{0,2}{75} = 0,0027;$$

$$\lambda_{тр} = 0,032.$$

Уточним требуемую длину труб $L = \omega \tau = 1,007 \cdot 49 = 49$ м и примем $l = 4$ м.

$$\text{Тогда число секций } n = \frac{L}{l} = \frac{49}{4} = 12,25 = 13 \text{ и } L = 13 \cdot 4 = 52 \text{ м.}$$

Далее определяем потери давления

♦ на трение

$$\Delta p_{тр} = 0,032 \frac{52}{0,075} \frac{1,007^2 \cdot 980}{2} = 11024 \text{ Па};$$

♦ на местные сопротивления по (3.34):

$$\Delta p_{м.с} = \sum \xi \frac{\omega^2 \rho}{2}.$$

В нашем случае местными сопротивлениями служат калачи с гибом радиусом $R = 2d$ в количестве $n - 1 = 13 - 1 = 12$. В этом случае (табл. 3.4) $\xi = 1,5$ и $\Delta p_{м.с} = 12 \cdot 1,5 \cdot \frac{1,007^2 \cdot 980}{2} = 8944 \text{ Па}$.

Тогда общее сопротивление реактора

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м.с} = 11024 + 8944 = 19968 \text{ Па или } \approx 0,2 \text{ кгс/см}^2.$$

5.3. Расчет трубчатых печей для процессов пиролиза [5.11]

Трубчатые печи-реакторы для химических процессов отличаются от нагревательных печей условиями работы и конструктивным оформлением. Технологические расчеты также имеют ряд особенностей, что показано на примере расчета пиролизной печи.

Высокотемпературные процессы пиролиза при необходимости равномерного подвода теплоты к сырьевым змеевикам предо-

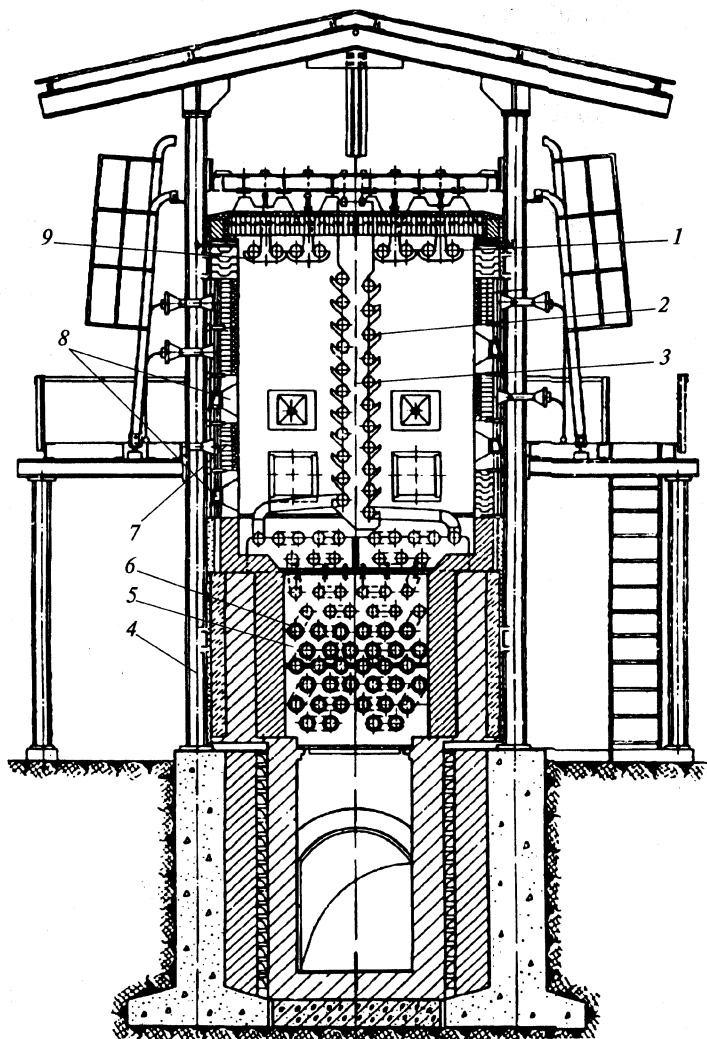


Рис. 5.5. Печь пиролиза производительностью 6–8 т/ч с экранами двустороннего облучения (конструкция Гипрокаучука):

1 — потолочный экран; 2 — экран двустороннего облучения; 3 — трубная решетка; 4 — каркас; 5 — конвекционная камера; 6 — трубная решетка конвекционной части змеевика; 7 — панельные горелки; 8 — гляделки; 9 — подвеска потолочного экрана

пределили особенности конструкции камеры радиации — двустороннее облучение труб от раскаленной кладки, расположенной вблизи многопоточных змеевиков. Одна из распространенных конструкций печи пиролиза показана на рис. 5.5.

Расчет печи пиролиза осуществляется в следующей последовательности.

1. Производят расчет процесса горения топлива.
2. По производительности сырья, его составу и составу пирогаза определяют молекулярную массу и плотность сырья и пирогаза, массовые и мольные количества каждого компонента в сырье и пирогазе; состав парогазовой смеси на входе и выходе в массовых и мольных долях.
3. Определяют температуру пирогаза на выходе из печи, предварительно задавшись временем пребывания сырья в змеевике.
4. Рассчитывают полезную тепловую нагрузку печи, КПД и расход топлива.
5. Определяют температуру дымовых газов, выходящих из камеры радиации.
6. Рассчитывают площадь поверхности реакционного змеевика, диаметр и длину труб, принимают число потоков, формируют размеры печи.
7. Определяют время пребывания парогазовой смеси в сырьевом змеевике.
8. Определяют потери напора.

Пример 5.6. Рассчитать камеру радиации печи пиролиза для этановой фракции.

Исходные данные. Производительность по сырью $G = 7000$ кг/ч; расход добавляемого водяного пара $Z = 700$ кг/ч; температура сырья на входе в печь 35°C ; состав сырья для пиролиза и состав продуктов пиролиза даны в табл. 5.5 и 5.6. Сжигается газовое топливо следующего состава: $\text{CH}_4 - 59\%$ и $\text{H}_2 - 41\%$ об.

Расчет процесса горения состоит из нескольких этапов, в ходе которых определяются:

- ♦ теплота сгорания топлива по (3.73):

$$Q_p^H = \sum_{i=1}^n Q_{pi}^H y_i = 10,8 \cdot 0,41 + 35,84 \cdot 0,59 = 25,574 \text{ МДж/м}^3 =$$

$$= 25574 \text{ кДж/м}^3 = 55838,4 \text{ кДж/кг};$$

- ♦ плотность топлива при нормальных условиях

$$\rho_T = \sum \frac{M_i}{22,4} y_i = \frac{2}{22,4} \cdot 0,41 + \frac{16}{22,4} \cdot 50 = 0,393 \text{ кг/м}^3;$$

- ♦ средняя молекулярная масса топлива по (3.75):

$$M_T = \sum M_i y_i = 2 \cdot 0,41 + 16 \cdot 0,59 = 10,26 \text{ кг/моль};$$

- ♦ элементарный состав газообразного топлива, % масс., по (3.74):

$$C = \frac{12,01}{M_T} \sum n_{Ci} y_i = \frac{12,01}{10,26} \cdot 59 = 69;$$

$$H = \frac{1}{M_T} \sum n_{Hi} y_i = \frac{1,0}{10,26} (4 \cdot 59 + 2 \cdot 41) = 31;$$

- ♦ теоретический расход воздуха, необходимого для сжигания 1 кг топлива, по (3.55):

$$L_0 = 0,115 C + 0,345 H = 0,115 \cdot 69 + 0,345 \cdot 31 = 18,63 \text{ кг/кг};$$

- ♦ фактический расход воздуха по (3.57):

$$L = \alpha L_0 = 1,3 \cdot 18,63 = 24,22 \text{ кг/кг},$$

где 1,3 – принятый коэффициент избытка воздуха;

- ♦ массовый состав дымовых газов, кг/кг, по (3.60)–(3.63):

$$m_{CO_2} = 0,03667 C = 0,03667 \cdot 69 = 2,53;$$

$$m_{H_2O} = 0,09 H = 0,09 \cdot 31 = 2,79;$$

$$m_{O_2} = 0,232 L_0 (a - 1) = 0,232 \cdot 18,63 \cdot 0,3 = 1,297;$$

$$m_{N_2} = 0,768 L_0 a = 0,768 \cdot 18,63 \cdot 1,3 = 18,6;$$

- ♦ общая масса продуктов сгорания по (3.65):

$$G_{п.с} = 2,53 + 2,79 + 1,297 + 18,6 = 25,21 \text{ кг/кг}$$

$$\text{или } G_{п.с} = 1 + a L_0 = 1 + 1,3 \cdot 18,63 = 25,2 \text{ кг/кг};$$

- ♦ объемный состав продуктов сгорания, м³/кг, по (3.66)–(3.70):

$$V_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{M_{CO_2}} \cdot 22,4 = \frac{2,53 \cdot 22,4}{44} = 1,29; \quad V_{H_2O} = \frac{2,79 \cdot 22,4}{18} = 3,47;$$

$$V_{O_2} = \frac{1,297 \cdot 22,4}{28} = 1,03; \quad V_{N_2} = \frac{18,6 \cdot 22,4}{28} = 14,88;$$

- ♦ суммарный объем продуктов сгорания по (3.71):

$$V_{\text{п.с}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} = 1,29 + 3,47 + 1,03 + 14,88 = 20,67 \text{ м}^3/\text{кг};$$

- ♦ плотность дымовых газов при нормальных условиях по (3.72):

$$\rho_{\text{п.с}} = \frac{G_{\text{п.с}}}{V_{\text{п.с}}} = \frac{25,2}{30,67} = 0,82 \text{ кг/м}^3.$$

Расчет состава сырья и пирогаза требует знания характеристик сырья и пирогаза (табл. 5.5 и 5.6).

Из табл. 5.5 имеем: молекулярная масса сырья $M_c = 29,3 \text{ кг/кмоль}$, плотность сырья $\rho_c = \frac{M_c}{22,4} = \frac{29,3}{22,4} = 1,308 \text{ кг/м}^3$; из

табл. 5.6: молекулярная масса пирогаза $M_{\text{п}} = 27,16 \text{ кг/кмоль}$, плотность пирогаза $\rho_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{22,4} = \frac{27,16}{22,4} = 1,21 \text{ кг/м}^3$.

Согласно заданию, пиролиз сырья осуществляется с добавлением 700 кг/ч водяного пара. В табл. 5.7 приведен состав парогазовой смеси при входе ее в змеевик печи (сырье и водяной пар) и на выходе из змеевика (пирогаз и водяной пар).

Из данных табл. 5.7 найдем молекулярную массу парогазовой смеси:

- ♦ на входе в змеевик печи

$$M_{\text{вх}} = \frac{7700}{277,8} = 27,7 \text{ кг/кмоль};$$

- ♦ на выходе из змеевика печи

$$M_{\text{вых}} = \frac{7700}{296,28} = 25,99 = 26 \text{ кг/кмоль}.$$

Расчет конечной температуры реакции, или температуры пирогаза на выходе из змеевика печи, проводят по формуле линейной интерполяции:

$$T = T_2 x_2 + T_3 x_3 + T_3 x_3 + T_4 x_4,$$

где T_2, T_3, T_3, T_4 — конечная температура реакции при пиролизе углеводородов $\text{C}_2\text{H}_6, \text{C}_3\text{H}_6, \text{C}_3\text{H}_8, \text{C}_4\text{H}_{10}$ в чистом виде, К; x_2, x_3, x_3, x_4 — содержание углеводородов $\text{C}_2\text{H}_6, \text{C}_3\text{H}_6, \text{C}_3\text{H}_8, \text{C}_4\text{H}_{10}$ в сырье в расчете только на их смесь, масс. доли.

Таблица 5.5. Сырье – этановая фракция

| Компонент сырья | Молекулярная масса M_i | Массовая доля \bar{y}_i | $\frac{\bar{y}_i}{M_i}$ | Молярная доля $y_i = \frac{\bar{y}_i / M_i}{\sum \bar{y}_i / M_i}$ | Средняя молекулярная масса сырья $M_c = \sum y_i M_i$ | Количество | |
|-------------------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------|--|---|-------------------------------|------------------------------------|
| | | | | | | $G_i = 7000 \bar{y}_i$, кг/ч | $G'_i = \frac{G_i}{M_i}$, кмоль/ч |
| CH ₄ | 16 | 0,1 | 0,00625 | 0,1832 | 2,9312 | 700 | 43,75 |
| C ₂ H ₄ | 30 | 0,7 | 0,02333 | 0,6838 | 20,5140 | 4900 | 163,33 |
| C ₃ H ₈ | 44 | 0,2 | 0,00454 | 0,1331 | 5,8564 | 1400 | 31,82 |
| Сумма | | 1,000 | 0,03412 | 1,000 | 29,3 | 7000 | 238,9 |

Таблица 5.6. Продукты пиролиза (пирогаз)

| Компонент сырья | Молекулярная масса M_i | Молярная доля y_i | Средняя молекулярная масса $M_n = y_i M_i$ | Массовая доля $y_i = \frac{y_i / M_i}{\sum y_i / M_i}$ | Количество | | q'_i / G'_i , кмоль/кмоль сырья |
|--------------------------------|--------------------------|---------------------|--|--|-------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| | | | | | $q_i = 7000 y_i$, кг/ч | $q'_i = \frac{G_i}{M_i}$, кмоль/ч | |
| H ₂ | 2 | 0,025 | 0,05 | 0,0018 | 12,6 | 6,100 | 0,0255 |
| CH ₄ | 16 | 0,22 | 3,52 | 0,1296 | 907,2 | 56,700 | 0,2373 |
| C ₂ H ₆ | 30 | 0,26 | 7,80 | 0,2872 | 2010,4 | 67,013 | 0,2805 |
| C ₂ H ₄ | 28 | 0,43 | 12,04 | 0,4433 | 3103,1 | 110,825 | 0,4639 |
| C ₃ H ₈ | 42 | 0,02 | 0,84 | 0,0309 | 216,3 | 5,150 | 0,0216 |
| C ₄ H ₆ | 54 | 0,012 | 0,65 | 0,0239 | 167,3 | 3,098 | 0,0130 |
| C ₃ H ₁₂ | 72 | 0,029 | 2,09 | 0,0769 | 538,3 | 7,476 | 0,0313 |
| CO ₂ | 44 | 0,004 | 0,18 | 0,0064 | 44,8 | 1,018 | 0,0043 |
| Сумма | | 1,000 | 27,16 | 1,000 | 7000 | 257,38 | 1,077 |

При пиролизе этана без выделения углерода конечная температура процесса связана с оптимальным временем контакта $\tau_{\text{опт}}$ формулой из [5.2]:

$$\lg \tau_{\text{опт}}^{\text{эт}} = -12,75 + \frac{13700}{T_2}. \quad (5.43)$$

Пиролизу подвергается смесь углеводородов, поэтому общее время пребывания газовой смеси в зоне реакции для всех углеводородов одинаково и связано с оптимальным временем соотношением [5.2]:

$$\tau_{\text{общ}} \leq (1,8 + 2,1) \tau_{\text{опт}}.$$

Таблица 5.7. Состав парогазовой смеси на входе в печь и выходе из нее

| Компонент | Парогазовая смесь на входе в печь | | | | Парогазовая смесь на выходе из печи | | | |
|--------------------------------|-----------------------------------|---------|--------|--------|-------------------------------------|---------|--------|--------|
| | количество | | доля | | количество | | доля | |
| | кг/ч | кмоль/ч | масс. | мольн. | кг/ч | кмоль/ч | масс. | мольн. |
| H ₂ | | | | | 12,6 | 6,10 | 0,0016 | 0,0206 |
| CH ₄ | 700 | 43,75 | 0,0909 | 0,1576 | 907,2 | 56,70 | 0,1178 | 0,1914 |
| C ₂ H ₆ | 4900 | 163,33 | 0,6364 | 0,5879 | 2010,4 | 67,013 | 0,2611 | 0,2262 |
| C ₂ H ₄ | | | | | 3103,1 | 110,825 | 0,4030 | 0,3741 |
| C ₃ H ₆ | | | | | 216,3 | 5,150 | 0,0281 | 0,0174 |
| C ₄ H ₆ | | | | | 167,3 | 3,098 | 0,0217 | 0,0104 |
| C ₅ H ₁₂ | | | | | 538,3 | 7,476 | 0,0699 | 0,0252 |
| CO ₂ | | | | | 44,8 | 1,018 | 0,0058 | 0,0034 |
| C ₃ H ₈ | 1400 | 31,82 | 0,1818 | 0,1145 | — | — | — | — |
| H ₂ O | 700 | 38,90 | 0,0910 | 0,1400 | 700 | 38,9 | 0,091 | 0,1313 |
| Сумма | 7700 | 277,8 | 1,000 | 1,000 | 7700 | 296,28 | 1,000 | 1,000 |

Таблица 5.8. Общее время пребывания газов в змеевиках трубчатой печи пиролиза

| Пиролиз углеводородов | Интервал | | |
|--------------------------------|-------------------------|---|-------------------------|
| | Температура процесса, К | Давление процесса Р·10 ⁻³ , Па | $\tau_{\text{общ}}$, с |
| C ₂ H ₆ | 1048–1113 | 208–319 | 0,7–1,30 |
| C ₃ H ₆ | 1065–1095 | 208–319 | 0,5–0,80 |
| C ₃ H ₈ | 883–1103 | 208–319 | 0,7–1,13 |
| C ₄ H ₁₀ | 883–1103 | 208–319 | 0,7–1,13 |

Сырье обогащено этаном, поэтому принимаем общее время пребывания (по данным табл. 5.8) равным 0,7 с. Задавшись кратностью превышения общего времени $\tau_{\text{общ}}$ над оптимальным временем равной 2,1, найдем:

$$\tau_{\text{опт}}^{\text{эт}} = \frac{\tau_{\text{общ}}}{2,1} = \frac{0,7}{2,1} = 0,33.$$

Подставляем это значение $\tau_{\text{опт}}^{\text{эт}}$ в (5.43):

$$\lg 0,33 = -12,75 + \frac{13700}{T_2},$$

определяем температуру реакции этана T_2 :

$$T_2 = 1117 \text{ К} = 844 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При пиролизе пропана на этилен без образования углерода оптимальное время определяется из соотношения [5.2]:

$$\lg \tau_{\text{опт}}^{\text{пр}} = -10,96 + \frac{11038}{T_3}, \text{ т.е. } \lg 0,33 = -10,96 + \frac{11038}{T_3},$$

отсюда $T_3 = 1055 \text{ К} = 782 \text{ }^\circ\text{C}$.

Результаты расчета содержания углеводородов C_2H_6 и C_3H_8 в их смеси даны в табл. 5.9.

Таблица 5.9. Содержание углеводородов C_2H_6 и C_3H_8 в их смеси в сырье

| Компонент | Количество G_i , кг/ч | Массовая доля $\bar{y}_i = \frac{G_i}{\sum G_i}$ |
|------------------------|-------------------------|--|
| C_2H_6 | 4900 | 0,78 |
| C_3H_8 | 1400 | 0,22 |
| Сумма | 6300 | 1,000 |

Определяем конечную температуру пирогаза на выходе из змеевика печи:

$$T = 1117 \cdot 0,78 + 1055 \cdot 0,22 = 1103,36 \text{ К} = 830 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Расчет тепловой нагрузки печи, ее КПД и расхода топлива проводится для условия, что температура сырья перед реакционным змеевиком ниже той, при которой начинается реакция пиролиза.

Согласно опытным данным, примем температуру входа сырья в реакционный змеевик $T = 873 \text{ K} = 600^\circ\text{C}$.

Полезная теплота печи определяется как сумма

$$Q_{\text{пол}} = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{реакц}},$$

где

$$\begin{aligned} Q_1 &= (G + Z)(i_{600} - i_{35}) = (7000 + 700)(1659,83 - 66,07) = \\ &= 12271952 \text{ кДж/ч} = 3408,88 \text{ кВт} - \end{aligned}$$

количество теплоты, затрачиваемое на нагревание парогазовой смеси (сырье и водяной пар) от 35°C на входе в печь до 600°C на входе в реакционный змеевик;

$$\begin{aligned} Q_2 &= (G + Z)(i_{830} - i_{600}) = (7000 + 700)(2389,5 - 1659,83) = \\ &= 5618459 \text{ кДж/ч} = 1560,68 \text{ кВт} - \end{aligned}$$

количество теплоты, затрачиваемое на нагревание парогазовой смеси от температуры 600 до 830°C ;

$Q_{\text{реакц}} = \Delta H \Sigma G'_i$ – расход теплоты на реакцию пиролиза, где $\Sigma G'_i = 238,9$ кмоль/ч – суммарное количество сырья (см. табл. 5.5); ΔH – тепловой эффект реакции, кДж/кмоль.

Расчет энтальпий при соответствующих температурах осуществляется по формуле

$$i_i = \Sigma i_i \bar{y}_i,$$

где i_i – энтальпия i -го компонента из табл. 5.10; \bar{y}_i – массовые доли соответствующих компонентов из табл. 5.7.

Например, $i_{35^\circ\text{C}} = 80,36 \cdot 0,0909 + 65,11 \cdot 0,6364 + 62,47 \cdot 0,1818 + 65,6 \cdot 0,0910 = 66,07 \text{ кДж/кг}$.

Результаты расчета энтальпий сведены в табл. 5.11.

Тепловой эффект реакции найдем по уравнению

$$\Delta H = H_2 - H_1,$$

где H_1 и H_2 – соответственно теплоты образования исходного сырья и пирогаза, кДж/кмоль, которые можно определить по правилу аддитивности путем суммирования парциальных теплот образования компонентов соответственно сырья и пирогаза при конечной температуре реакции $830^\circ\text{C} = 1103 \text{ K}$ (результаты расчета сведены в табл. 5.12).

Таблица 5.10. Энтальпия паров углеводородов и газов, ккал/кг (1 ккал = 4,19 кДж)

| Температура, °С | Водород H_2 | Метан CH_4 | Этан C_2H_6 | Этилен C_2H_4 | Пропан C_3H_8 | Пропилен C_3H_6 | Бутан C_4H_{10} | Бутилен C_4H_8 | Этил-ацетилен C_4H_6 | Пентан C_5H_{12} | Ацетилен C_2H_2 | Углекислый газ CO_2 | Водяной пар H_2O |
|-----------------|---------------|--------------|---------------|-----------------|-----------------|-------------------|-------------------|------------------|------------------------|--------------------|-------------------|-----------------------|--------------------|
| 100 | 342,8 | 54,8 | 44,4 | 39,3 | 42,6 | 38,8 | 43,3 | 40,6 | 38,4 | 43,3 | 42,08 | 20,68 | 44,73 |
| 200 | 688,9 | 117,4 | 98,8 | 87,1 | 96,3 | 86,0 | 96,8 | 90,6 | 84,2 | 96,7 | 80,01 | 43,48 | 90,46 |
| 300 | 1035 | 188,8 | 162,6 | 142,9 | 159,1 | 141,4 | 159,5 | 148,9 | 136,6 | 158,8 | 139,47 | 68,0 | 137,5 |
| 400 | 1383 | 269,1 | 235,6 | 205,0 | 231,2 | 203,8 | 230,9 | 214,2 | 194,7 | 229,8 | 192,78 | 93,9 | 186,1 |
| 500 | 1733 | 357,1 | 316,2 | 273,2 | 309,2 | 272,4 | 308,0 | 285,4 | 257,9 | 306,3 | 248,42 | 121,0 | 236,2 |
| 600 | 2084 | 452,7 | 403,6 | 346,5 | 395,7 | 346,5 | 393,2 | 361,9 | 325,3 | 391,0 | 306,25 | 149,0 | 287,9 |
| 700 | 2439 | 555,2 | 496,9 | 423,4 | 486,4 | 425,4 | 482,6 | 442,9 | 396,1 | 479,5 | 366,02 | 177,9 | 341,4 |
| 800 | 2798 | 655,8 | 595,5 | 505,0 | 581,7 | 508,0 | 575,4 | 528,0 | 470,5 | 571,4 | 427,62 | 207,4 | 396,6 |
| 900 | 3161 | 781,6 | 698,8 | 589,4 | 680,9 | 594,4 | 672,7 | 616,3 | 547,6 | 667,3 | 490,79 | 237,4 | 453,5 |
| 1000 | 3529 | 900,8 | 806,5 | 677,0 | 784,5 | 683,5 | 774,1 | 707,6 | 627,3 | 767,6 | 555,35 | 268,1 | 512,0 |
| 1100 | 3902 | 1023,0 | 917,3 | 767,4 | 891,9 | 775,4 | 879,3 | 801,5 | 709,2 | 871,6 | 621,31 | 299,1 | 572,0 |
| 1200 | 4280 | 1147,0 | 1031,0 | 859,4 | 1003,0 | 869,8 | 988,0 | 897,7 | 792,7 | 979,2 | 688,49 | 330,5 | 633,6 |

Таблица 5.11. Расчет энтальпий парогазовой смеси, кДж/кг

| Компо- нент | $t_1 = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ | | | | $t_2 = 600\text{ }^{\circ}\text{C}$ | | | | $t_3 = 830\text{ }^{\circ}\text{C}$ | | | |
|--------------------------------|------------------------------------|------------------------------|-----------------|-----------------------------|-------------------------------------|-----------------|-----------------------------|------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------|
| | энтальпия i_i , кДж/кг | массовая доля \bar{y}_i | $i_i \bar{y}_i$ | энтальпия i_i , кДж/кг | массовая доля \bar{y}_i | $i_i \bar{y}_i$ | энтальпия i_i , кДж/кг | массовая доля \bar{y}_i | $i_i \bar{y}_i$ | энтальпия i_i , кДж/кг | массовая доля \bar{y}_i | $i_i \bar{y}_i$ |
| H ₂ | | | | | | | | | | 12179,911 | 0,0016 | 19,4879 |
| CH ₄ | 80,36 | 0,0909 | 7,3047 | 1896,8 | 0,0909 | 172,4191 | | | | 2905,9326 | 0,1178 | 342,3189 |
| C ₂ H ₆ | 65,11 | 0,6364 | 41,4360 | 1691,1 | 0,6364 | 1076,2160 | | | | 2624,9931 | 0,2611 | 685,3857 |
| C ₂ H ₄ | | | | | | | | | | 2222,8408 | 0,4030 | 895,8048 |
| C ₃ H ₆ | | | | | | | | | | 2237,1248 | 0,0281 | 62,8632 |
| C ₃ H ₈ | 62,47 | 0,1818 | 11,3570 | 1658,0 | 0,1818 | 301,4244 | | | | — | — | — |
| C ₄ H ₆ | | | | | | | | | | 2068,3097 | 0,0217 | 44,8823 |
| C ₅ H ₁₂ | | | | | | | | | | 2514,7123 | 0,0699 | 175,7784 |
| CO ₂ | | | | | | | | | | 906,716 | 0,0058 | 5,2590 |
| H ₂ O | 65,60 | 0,0910 | 5,9696 | 1206,3 | 0,0910 | 109,7733 | | | | 1733,2773 | 0,091 | 157,7282 |
| Сумма | | 1,000 | 66,0673 | | 1,000 | 1659,8328 | | | | | 1,00 | 2389,5084 |

Таблица 5.12. Теплоты образования исходного сырья и пирогаза при $t = 830^\circ\text{C} = 1103\text{ K}$

| Ком- понент | Теплота об- разования ΔH_f° , кДж/кмоль | Сырье | | Пирогаз | |
|---------------------------|---|-----------------------|--|--|---|
| | | Мольная доля y_i | $y_i \Delta H_f^\circ$, кДж/кмоль сырья | $\frac{q_i'}{\sum G_i'}$, кмоль/кмоль сырья | $\frac{q_i' \Delta H_f^\circ}{\sum G_i'}$, кДж/кмоль сырья |
| H_2 | — | — | — | 0,0255 | — |
| CH_4 | −90713,5 | 0,1832 | −16618,7 | 0,2373 | −21526,3 |
| C_2H_6 | −106845 | 0,6838 | −73060,6 | 0,2805 | −29970,0 |
| C_2H_4 | −37793,8 | | | 0,4639 | +17532,5 |
| C_3H_6 | −754,2 | | | 0,0216 | −16,29 |
| C_4H_6 | +125406,7 | | | 0,0130 | +1630,29 |
| C_5H_{12} | −181720,3 | | | 0,0313 | −5687,85 |
| CO_2 | −395242,7 | | | 0,0043 | −1699,5 |
| C_3H_8 | −90713,5 | 0,1331 | −12074,0 | | |
| Сумма | | | $H_1 =$ −101753,3 | 1,077 | $H_2 =$ −39737,15 |

Используя данные табл. 5.12, определим:

♦ теплоту реакции

$$\Delta H = H_2 - H_1 = -39737,15 - (-101753,3) = 62016,15 \text{ кДж/кмоль сырья};$$

♦ расход теплоты на реакцию пиролиза

$$Q_{\text{реакт}} = 62016,15 \cdot 238,9 = 14815658 \text{ кДж/ч} = 4115,5 \text{ кВт};$$

♦ полезную теплоту печи

$$Q_{\text{пол}} = 3408,88 + 1560,68 + 4115,5 = 9085,06 \text{ кВт}.$$

Потери теплоты печью в окружающую среду $q_{\text{пот}}$ будем считать равными 7 % Q_p^H ($q_{\text{пот}} = 0,07 Q_p^H$), где Q_p^H — теплота сгорания топлива.

Примем температуру уходящих из печи дымовых газов $t_{\text{yx}} = 400^\circ\text{C}$ с последующим их охлаждением в котле-утилизаторе.

Энтальпия дымовых газов при этой температуре составит:

$$i_{t=400}^{\text{д.г}} = 2,53 \cdot 393,44 + 2,76 \cdot 779,8 + 1,297 \cdot 386,3 + 18,6 \cdot 419,42 = 11449,8 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпии отдельных продуктов сгорания приведены в табл. 5.13.

Таблица 5.13. Энтальпии продуктов сгорания в зависимости от температуры сгорания, ккал/кг (1 ккал = 4,19 кДж)

| Температура, °С | CO ₂ | H ₂ O | O ₂ | N ₂ |
|-----------------|-----------------|------------------|----------------|----------------|
| 100 | 20,68 | 44,73 | 22,05 | 24,85 |
| 200 | 43,48 | 90,46 | 44,68 | 49,84 |
| 300 | 68,0 | 137,5 | 68,0 | 75,1 |
| 400 | 93,9 | 186,1 | 92,2 | 100,1 |
| 500 | 121,0 | 236,2 | 116,9 | 127,3 |
| 600 | 149,0 | 287,9 | 142,3 | 154,2 |
| 700 | 177,9 | 341,4 | 168,0 | 181,7 |
| 800 | 207,4 | 396,6 | 194,1 | 209,7 |
| 900 | 237,4 | 453,5 | 220,5 | 238,1 |
| 1000 | 268,1 | 512,0 | 247,2 | 267,0 |
| 1100 | 299,1 | 572,0 | 274,1 | 296,1 |
| 1200 | 330,5 | 633,6 | 301,2 | 325,6 |

В соответствии с заданием определим КПД печи

$$\eta_{\text{п}} = 1 - 0,07 - \frac{11449,8}{55838,4} = 0,725$$

и расход топлива

$$B = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{п}}} = \frac{9085,06 \cdot 3600}{55838,4 \cdot 0,725} = 807,9 = 808 \text{ кг/ч.}$$

Расчет температуры дымовых газов $t_{\text{п}}$, покидающих радиантную камеру, требует знания теплоты, воспринятой в камере радиации:

$$Q_{\text{рад}} = B (Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{т}} - i^{\text{д.г}}),$$

$$\text{отсюда } i^{\text{д.г}} = Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{т}} - \frac{Q_{\text{рад}}}{B},$$

где $\eta_{\text{т}} = 0,95$ — КПД топки.

Так как $Q_{\text{рад}} = Q_{\text{реакц}} + Q_2 = 4115,5 + 1560,68 = 5676,2$ кВт, то

$$i_{\text{д.г}} = 55838,4 \cdot 0,95 - \frac{5676,2 \cdot 3600}{808} = 27756,5 \text{ кДж/кг.}$$

По графику на рис. 5.6 находим $t_{\text{п}} = 940$ °С.

Расчет площади поверхности нагрева реакционного змеевика производится по формуле

$$F_p = Q_{\text{рад}} / q_p,$$

где q_p — средняя теплонапряженность поверхности нагрева экранных реакционных труб, кВт/м². Для печей современных конструкций q_p принимают равной 57,4 кВт/м² [5.4]. Тогда

$$F_p = 5676,2 / 57,4 = 98,9 \text{ м}^2.$$

Принимая диаметр труб 140×8 мм, находим общую рабочую длину труб:

$$l_p = \frac{F_p}{\pi d_n} = \frac{98,9}{3,14 \cdot 0,14} = 225 \text{ м.}$$

Для проектируемой печи принято (см. рис. 5.5) число потоков $m = 2$. Рабочая длина труб в одном потоке:

$$l'_p = \frac{l_p}{m} = \frac{225}{2} = 112,5 \text{ м.}$$

Выбрав рабочую длину одной трубы $l_t = 11$ м, определим число труб в одном потоке реакционного змеевика:

$$N'_p = \frac{l'_p}{l_t} = \frac{112,5}{11} = 10,23. \text{ Принимаем 11 труб.}$$

При полной длине одной трубы с учетом отводов $l'_t = 11,5$ м общая длина труб в одном потоке составит:

$$l'_p = N'_p l'_t = 11 \cdot 11,5 = 126,5.$$

Расчет времени пребывания парогазовой смеси в реакционном змеевике проводится по формуле

$i \cdot 10^{-3}$ кДж/кг

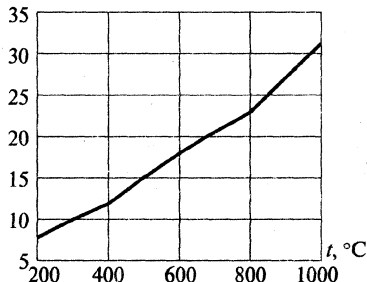


Рис. 5.6. Зависимость энтальпии дымовых газов от температуры

$$\tau_{\text{общ}} = l'_p / \omega_{\text{ср}},$$

где $\omega_{\text{ср}}$ – средняя линейная скорость газа в реакционном змеевике, м/с.

Для определения величины $\omega_{\text{ср}}$ предварительно вычислим:

- ♦ массовую скорость парогазовой смеси в реакционном змеевике

$$U = \frac{4(G+Z)}{3600 m \pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4(7000+700)}{3600 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,124^2} = 88,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

- ♦ давление в начале реакционного змеевика, приняв давление парогазовой смеси на выходе из печи равным $112,82 \cdot 10^3$ Па, а перепад давления – $352,2 \cdot 10^3$ Па:

$$P_{\text{н}} = P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{реак}}^{\text{общ}} = (112,82 + 352,2) \cdot 10^3 = 465 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

- ♦ плотность парогазовой смеси в начале змеевика:
при нормальных условиях

$$\rho'_0 = \frac{M_{\text{вх}}}{22,4} = \frac{27,7}{22,4} = 1,24 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

при $t = 600$ °С и $P_{\text{н}} = 465 \cdot 10^3$ Па:

$$\rho_{\text{н}} = \rho'_0 \frac{P_{\text{н}} T_0}{P_0 T} = 1,24 \frac{465 \cdot 10^3 \cdot 273}{98,1 \cdot 10^3 \cdot 873} = 1,45 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

- ♦ плотность парогазовой смеси в конце реакционного змеевика:
при нормальных условиях

$$\rho'_0 = \frac{M_{\text{вых}}}{22,4} = \frac{26}{22,4} = 1,1607 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

при $t = 830$ °С = 1103 К и $P_{\text{н}} = 112,82 \cdot 10^3$ Па:

$$\rho_{\text{к}} = \rho'_0 \frac{P_{\text{к}} T_0}{P_0 T} = 1,1607 \frac{112,82 \cdot 10^3 \cdot 273}{98,1 \cdot 10^3 \cdot 1103} = 0,33 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

- ♦ среднюю плотность смеси в реакционном змеевике

$$\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_{\text{н}} + \rho_{\text{к}}}{2} = \frac{1,45 + 0,33}{2} = 0,89 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

- ♦ линейную скорость парогазовой смеси:
в начале реакционного змеевика

$$\omega_{\text{н}} = \frac{U}{\rho_{\text{н}}} = \frac{88,6}{1,45} = 61,1 \text{ м/с};$$

в конце реакционного змеевика

$$\omega_{\text{к}} = \frac{U}{\rho_{\text{к}}} = \frac{88,6}{0,33} = 268,5 \text{ м/с};$$

среднюю

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\text{н}} + \omega_{\text{к}}}{2} = \frac{61,1 + 268,5}{2} = 164,8 \text{ м/с};$$

♦ время пребывания смеси в реакционном змеевике

$$\tau_{\text{общ}} = 126,5 / 164,8 = 0,768 \text{ с.}$$

Полученное значение времени пребывания в реакционном змеевике не превышает практической длительности пребывания 0,8–1,0 с [5.4], поэтому перерасчет не требуется.

Расчет потери напора в реакционном (радиантном) змеевике печи проводится по формуле

$$\Delta P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{реакц}}^{\text{тр}} + \Delta P_{\text{реакц}}^{\text{м.с}},$$

где

$$\Delta P_{\text{реакц}}^{\text{тр}} = \lambda \frac{l_{\text{экв}}}{d} \frac{\omega_{\text{ср}}^2}{2} \rho_{\text{ср}}, \text{ Па}; \lambda - \text{коэффициент гидравлического}$$

сопротивления трения, зависящий от критерия Рейнольдса; $l_{\text{экв}}$ – эквивалентная длина труб одного потока радиантного змеевика, м.

В нашем случае

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{ср}} d_{\text{внутр}} \rho_{\text{ср}}}{\mu_{\text{ср}}}.$$

Имеем:

$$t_{\text{ср}} = \frac{600 + 830}{2} = 715 \text{ °C} = 988 \text{ К};$$

$$M_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{с}} + M_{\text{п}}}{2} = \frac{29,3 + 27,16}{2} = 28,23.$$

Чтобы несколько упростить расчет, учтем, что средняя молекулярная масса углеводородных газов в реакционном змеевике

соответствует этилену C_2H_4 , и найдем динамическую вязкость смеси (пирогаз и водяной пар).

Усредним содержание водяного пара в сырье и пирогазе (табл. 5.7):

$$y_{\text{ср}}^{\text{в.п}} = \frac{0,14 + 0,131}{2} = 0,136; \quad y_{C_2H_4} = 1 - 0,136 = 0,864.$$

Воспользуемся тем, что

$$\frac{M_{\text{ср}}}{\mu_{\text{ср}}} = \sum \frac{M_i y_i}{\mu_i},$$

где μ_i — динамическая вязкость водяного пара и этилена при $t = 715^\circ\text{C}$, Па·с. Тогда

$$\frac{28,23}{\mu_{\text{ср}}} = \frac{18 \cdot 0,136}{0,0325 \cdot 10^{-3}} + \frac{28 \cdot 0,864}{0,026 \cdot 10^{-3}},$$

откуда $\mu_{\text{ср}} = 0,028 \cdot 10^{-3}$ Па·с;

$$\text{Re} = \frac{159,1 \cdot 0,124 \cdot 1,084}{0,028 \cdot 10^{-3}} = 763770.$$

Для турбулентного режима

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,316}{763770^{0,25}} = 0,0107;$$

$$l_{\text{экв}} = N'_p l'_T + (N'_p - 1) 50d = 11 \cdot 11,5 + 10 \cdot 50 \cdot 0,124 = 188,5 \text{ м};$$

$$\Delta P_{\text{реакц}}^{\text{тр}} = 0,0107 \frac{188,5}{0,124} \frac{159,1^2}{2} 1,084 = 223,16 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{\text{реакц}}^{\text{м.с}} = \xi_{\text{м.с}} \frac{\omega_{\text{ср}}^2}{2} \rho_{\text{ср}},$$

где $\xi_{\text{м.с}} = 0,64$ — коэффициент сопротивления при повороте на 180° ;

$$\Delta P_{\text{реакц}}^{\text{м.с}} = 0,64 (11 - 1) \frac{159,1^2}{2} 1,084 = 87,8 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = (223,16 + 87,8) \cdot 10^3 \text{ Па} = 310,96 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Полученное значение $\Delta P_{\text{общ}} = 310,96 \cdot 10^3$ Па мало отличается от ранее принятого, поэтому пересчет не требуется.

5.4. Задачи для самостоятельной работы

Задачи 5.1–5.4. Рассчитать и подобрать нормализованный реактор-котел периодического действия по исходным данным табл. 5.14.

Таблица 5.14. Исходные данные к задачам 5.1–5.4

| № задачи | G , кг/ч | x_n , кмоль/м ³ | χ | K_{p1} , кмоль/(м ² ·с) | t_p , °C | P , МПа | $\rho_{ж}$, кг/м ³ | $c_{ж}$, Дж/(кг·К) | $\mu_{ж}$, Па·с | $\lambda_{ж}$, Вт/(м·К) |
|----------|------------|------------------------------|--------|--------------------------------------|------------|-----------|--------------------------------|---------------------|------------------|--------------------------|
| 5.1 | 100 | 0,18 | 0,7 | $5,5 \cdot 10^{-5}$ | 120 | 0,3 | 1100 | 1900 | 0,015 | 0,18 |
| 5.2 | 120 | 0,2 | 0,75 | $4 \cdot 10^{-5}$ | 110 | 0,4 | 1050 | 1800 | 0,02 | 0,19 |
| 5.3 | 150 | 0,3 | 0,8 | $4,5 \cdot 10^{-5}$ | 130 | 0,4 | 1200 | 2000 | 0,025 | 0,19 |
| 5.4 | 200 | 0,25 | 0,7 | $5 \cdot 10^{-5}$ | 125 | 0,4 | 1250 | 1800 | 0,02 | 0,185 |

Примечание. G – производительность по реакционной массе; x_n – начальная концентрация реагирующего вещества; χ – степень превращения; K_{p1} – константа скорости реакции первого порядка; t_p – температура реакции; P – давление в реакторе; $\rho_{ж}$ – плотность; $\mu_{ж}$ – вязкость; $c_{ж}$ – теплоемкость; $\lambda_{ж}$ – теплопроводность.

Задачи 5.5–5.10. Рассчитать скорость химической реакции и объем реактора-котла непрерывного действия по исходным данным табл. 5.15.

Таблица 5.15. Исходные данные к задачам 5.5–5.10 [5.6]

| № задачи | Уравнение химической реакции $aA + bB = cC + dD$ | G , т/сут | χ , % | x_A , % | x_B , % | $k_0 \times 10^{-10}$ | $E \cdot 10^{-6}$, Дж/кмоль | Плотность чистых веществ, г/см ³ | | | |
|----------|---|-------------|------------|-----------|-----------|-----------------------|------------------------------|---|----------|----------|----------|
| | | | | | | | | ρ_A | ρ_B | ρ_C | ρ_D |
| 5.5 | $\text{CuO} + \text{H}_2\text{SO}_4 = \text{CuSO}_4 + \text{H}_2\text{O}$ | 4 | 77 | 30* | 80 | 1,0 | 105 | 6,40 | 1,83 | 3,80 | 1,0 |
| 5.6 | $\text{CuO} + 2\text{HCl} = \text{CuCl}_2 + \text{H}_2\text{O}$ | 3 | 81 | 30* | 35 | 2,0 | 110 | 6,40 | 1,60 | 3,05 | 1,0 |
| 5.7 | $\text{FeO} + \text{H}_2\text{SO}_4 = \text{FeSO}_4 + \text{H}_2\text{O}$ | 8 | 82 | 25* | 75 | 98 | 120 | 5,18 | 1,83 | 1,90 | 1,0 |
| 5.8 | $\text{CaO} + 2\text{HCl} = \text{CaCl}_2 + \text{H}_2\text{O}$ | 7 | 84 | 100 | 20 | 97 | 114 | 3,37 | 1,60 | 2,51 | 1,0 |
| 5.9 | $\text{HCl} + \text{NH}_4\text{OH} = \text{NH}_4\text{Cl} + \text{H}_2\text{O}$ | 3 | 85 | 5 | 10 | 50 | 100 | 1,60 | 1,70 | 1,53 | 1,0 |
| 5.10 | $2\text{HCl} + \text{Ca}(\text{OH})_2 = \text{CaCl}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$ | 5 | 86 | 6 | 18* | 55 | 106 | 1,60 | 2,24 | 2,51 | 1,0 |

Примечания: 1. G – производительность по продукту C ; x_A , x_B – концентрации исходных веществ A и B в водных растворах или суспензиях; k_0 – коэффициент пропорциональности в уравнении Аррениуса; E – энергия активации химической реакции. 2. Константы k_0 и E взяты произвольно. * Реагент находится в водной суспензии.

Задачи 5.11–5.16. Рассчитать мощность привода реактора-котла с мешалкой по исходным данным табл. 5.16.

Таблица 5.16. Исходные данные к задачам 5.11–5.16

| № задачи | D , м | H_1 , м | d_m , м | Тип мешалки | ρ , кг/м ³ | μ , Па·с | n , об/мин |
|----------|---------|-----------|-----------|-------------|----------------------------|--------------|--------------|
| 5.11 | 1,2 | 0,9 | 1,1 | Рамная | 1100 | 10 | 50 |
| 5.12 | 1,0 | 0,7 | 0,9 | Рамная | 1200 | 15 | 50 |
| 5.13 | 2,0 | 2,0 | 1,86 | Ленточная | 1400 | 10 | 60 |
| 5.14 | 2,2 | 2,16 | 2,04 | Ленточная | 1200 | 5 | 60 |
| 5.15 | 2,4 | 2,2 | 2,3 | Шнековая | 1300 | 20 | 50 |
| 5.16 | 2,8 | 3,2 | 2,6 | Шнековая | 950 | 20 | 50 |

Примечание. D – внутренний диаметр аппарата; H_1 – высота мешалки; d_m – диаметр мешалки; ρ – плотность реакционной массы; μ – вязкость реакционной массы; n – частота вращения мешалки.

Задачи 5.17–5.20. Рассчитать на прочность основные элементы (цилиндрической рубашки, корпуса, эллиптического днища) реактора-котла по исходным данным табл. 5.17.

Таблица 5.17. Исходные данные к задачам 5.17–5.20

| № задачи | D , м | D_1 , м | l , м | P , МПа | P_p , МПа | t , °C | t_p , °C | Материал |
|----------|---------|-----------|---------|-----------|-------------|----------|------------|----------|
| 5.17 | 1,2 | 1,34 | 1,0 | 0,4 | 0,6 | 150 | 160 | ВСтЗсп |
| 5.18 | 1,4 | 1,6 | 1,8 | 0,2 | 0,6 | 170 | 170 | ВСтЗсп |
| 5.19 | 2,0 | 2,16 | 2,8 | 0,8 | 0,6 | 200 | 210 | X18H10T |
| 5.20 | 2,2 | 2,4 | 3,0 | 0,8 | 0,6 | 200 | 210 | X18H10T |

Примечание. D – внутренний диаметр реактора; D_1 – внутренний диаметр рубашки; l – расчетная длина цилиндрической обечайки аппарата; P – давление в реакторе; P_p – давление в рубашке; t – температура в реакторе; t_p – температура в рубашке.

Задачи 5.21–5.24. Проверить на виброустойчивость вал мешалки реактора-котла по исходным данным табл. 5.18.

Таблица 5.18. Исходные данные к задачам 5.21–5.24

| № задачи | d_v , м | l , м | a , м | m_m , кг | n_p , об/мин |
|----------|-----------|---------|---------|------------|----------------|
| 5.21 | 0,04 | 1,5 | 1,1 | 20,0 | 50 |
| 5.22 | 0,06 | 2,0 | 1,3 | 30,0 | 60 |
| 5.23 | 0,065 | 2,1 | 1,4 | 33,0 | 60 |
| 5.24 | 0,055 | 1,8 | 1,2 | 25,0 | 50 |

Примечание. d_v – диаметр вала; l – длина вала; a – длина консоли вала; m_m – масса лопасти мешалки; n_p – рабочая частота вращения вала.

Задачи 5.25–5.35. Рассчитать время реакции, диаметр трубы и гидравлическое сопротивление трубчатого реактора по исходным данным в табл. 5.19.

Таблица 5.19. Исходные данные к задачам 5.25–5.35 [5.6]

| № задачи | v , м ³ /ч | $C_{Aн}$, кмоль/м ³ | $C_{Bн}$, кмоль/м ³ | χ | N | k_p^3 | ρ , кг/м ³ | $\mu \cdot 10^3$, Па·с |
|----------|-------------------------|---------------------------------|---------------------------------|--------|-----|---------|----------------------------|-------------------------|
| 5.25 | 4 | 2,0 | — | 0,50 | 0 | 5,0 | 800 | 4,35 |
| 5.26 | 8 | 1,8 | — | 0,60 | 0 | 3,6 | 850 | 6,31 |
| 5.27 | 12 | 1,5 | — | 0,70 | 1 | 4,8 | 900 | 7,62 |
| 5.28 | 16 | 1,1 | — | 0,80 | 1 | 8,0 | 950 | 8,25 |
| 5.29 | 20 | 0,81 | 0,92 | 0,85 | 2 | 17 | 1000 | 10,4 |
| 5.30 | 24 | 0,52 | 0,57 | 0,75 | 2 | 20 | 1050 | 11,4 |
| 5.31 | 28 | 0,33 | — | 0,65 | 1 | 5,8 | 1100 | 13,6 |
| 5.32 | 32 | 0,24 | — | 0,55 | 1 | 5,3 | 820 | 11,6 |
| 5.33 | 36 | 0,18 | — | 0,82 | 0 | 1,0 | 930 | 12,4 |
| 5.34 | 40 | 0,15 | — | 0,72 | 0 | 1,1 | 1020 | 14,4 |
| 5.35 | 35 | 0,20 | 0,22 | 0,63 | 2 | 40 | 1070 | 13,2 |

Примечание. v – объемный расход реакционной смеси; $C_{Aн}$, $C_{Bн}$ – начальная концентрация исходных веществ *A* и *B*; χ – степень превращения; N – порядок реакции; k_p – константа скорости реакции; ρ , μ – плотность и динамическая вязкость реакционной среды соответственно.

Задачи 5.36–5.40. Рассчитать камеру радиации пиролиза для этановой фракции. Исходные данные приведены в табл. 5.20, остальные данные – в примере 5.6.

Таблица 5.20. Исходные данные к задачам 5.36–5.40

| № задачи | G , кг/ч | Z , кг/ч | t_n , °C | CH_4 , % (об.) | H_2 , % (об.) |
|----------|------------|------------|------------|------------------|-----------------|
| 5.36 | 10000 | 1000 | 35 | 59 | 41 |
| 5.37 | 15000 | 1500 | 30 | 56 | 44 |
| 5.38 | 6000 | 600 | 25 | 58 | 42 |
| 5.39 | 8000 | 800 | 25 | 60 | 40 |
| 5.40 | 13000 | 1300 | 35 | 60 | 40 |

Примечание. G – производительность по сырью; Z – количество добавляемого водяного пара; t_n – температура сырья на входе в печь; CH_4 – содержание метана в газовом топливе; H_2 – содержание водорода в газовом топливе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Васильцов В.А., Ушаков В.Г.* Аппараты для перемешивания жидких сред: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1979. 271 с.
2. *Клименко А.П.* Получение этилена из нефти и газа. М.: Гостоптехиздат, 1962. 236 с.
3. *Кузнецов А.А., Кагерманов С.М., Судаков Е.Н.* Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности Л.: Химия, 1974. 342 с.
4. *Масальский К.Е., Годак В.М.* Пиролизные установки. М.: Химия, 1968. 142 с.
5. *Машины и аппараты химических производств (примеры и задачи) / Под общ. ред. В.Н. Соколова.* Л.: Машиностроение, 1982. 382 с.
6. *Примеры и задачи по курсу «Машины и аппараты химических производств» / Под ред. В.М. Ульянова.* Н. Новгород, 2003. 355 с.
7. *Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г.* Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки. М.: Альфа-М, 2006. 605 с.
8. *Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: Справочник / Под ред. Е.Н. Судакова.* М.: Химия, 1979. 566 с.
9. *Сарданашвили А.Г., Львова А.И.* Примеры и задачи по технологии переработки нефти и газа. М.: Химия, 1980. 254 с.
10. *Смирнов Н.Н., Волжинский А.Н.* Химические реакторы в примерах и задачах. Л.: Химия, 1977. 260 с.
11. *Шарихин В.В., Коновалов А.А., Скороход А.А.* Трубчатые печи. Самара: Офорт, 2005. 442 с.

ГЛАВА 6 АППАРАТЫ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ НЕОДНОРОДНЫХ СРЕД

6.1. Расчет фильтров

Основные конструкции, параметры и классификация фильтров

Тип фильтра включает три классификационных признака — вид фильтровального элемента (определяющий признак), конструктивно-технологический признак и способ съема (выгрузки) осадка.

Основные типы фильтров, определяемые по виду фильтрующего элемента, также классифицируются по конструктивно-технологическому признаку:

- ♦ барабанные фильтры — с фильтрованием через намывной слой, безъячейковые, с механическим отжимом осадка, с короткими каналами и с повышенным давлением фильтрования;
- ♦ дисковые — с фильтрованием через намывной слой, пакетные, динамические и с повышенным давлением фильтрования;
- ♦ тарельчатые — ковшового типа;
- ♦ ленточные — с механическим отжимом осадка и без дренажа;
- ♦ листовые (мешочные) — горизонтальные и вертикальные;
- ♦ патронные — глубинные, щелевые, тканевые, керамические, металлокерамические, промывочно-регенерационные, с вращающимися патронами и сгустители;
- ♦ фильтр-прессы — открытые, закрытые, с промывкой и без промывки, с бабиной бумажной ленты, с механическим отжимом;
- ♦ емкостные — с зернистой загрузкой, плавающей загрузкой, промывочно-регенерационные, с мешалкой и работающие под повышенным давлением.

Основные типы фильтров, определенные по виду фильтрующего элемента, классифицируются и по способу съема (выгрузки) осадка:

- ◆ барабанные — с ножевым съемом осадка, со сходящим полотном, с помощью валика и отдувкой;
- ◆ дисковые — с ручным, механизированным, центробежным, инерционным способом съема и отдувкой;
- ◆ тарельчатые (ковшовые) — с механизированным, шнековым и ножевым способом;
- ◆ ленточные — с ножевым, со сходящим полотном и с помощью отдувки;
- ◆ листовые — с ручным, механизированным, вибрационным, инерционным, жидкостным и комбинированным способами;
- ◆ патронные — с ручным, механизированным, вибрационным способами, с помощью жидкостной промывки и отдувки осадка;
- ◆ фильтр-прессы — с ручным, механизированным, ножевым, со сходящим полотном, при помощи жидкостной промывки и встряхивания;
- ◆ емкостные — с ручным, механизированным способами, со сходящим полотном, с открытием корпуса и с помощью жидкостной промывки.

Технические характеристики и описание конструкций различных типов фильтров приведены в [6.2, 6.5].

Выбор необходимого типа фильтра проводится на основе анализа физико-химических свойств разделяемой суспензии и образующихся осадка и фильтрата, технологических требований, предъявляемых к процессу разделения (непрерывный или периодический процесс, требуемая производительность, основной продукт разделения, дальнейшая переработка осадка, состав суспензии, осадка и фильтрата, температуры суспензии и промывной жидкости, необходимость применения герметичного, взрывобезопасного оборудования, содержание твердой фазы в суспензии и влажность осадка, возможность применения растворителя для регенерации фильтрационных свойств фильтровальной перегородки и др.), и экономических факторов. Так как для выбора типа фильтра невозможно дать всесторонних рекомендаций, учитывающих все перечисленные аспекты, при предварительном выборе типа фильтра можно ориентироваться на данные табл. 6.1, учитывающие только некоторые основные свойства суспензии.

Таблица 6.1. Влияние свойств суспензий и технологических условий на выбор типа фильтра

| Фактор, влияющий на выбор фильтра | Периодического действия | | | Непрерывного действия | | | |
|--|-------------------------|---------------|----------------|-----------------------|------------|---------|----------|
| | Емкостные фильтры | Фильтр-прессы | | Листовые | Барабанные | | Дисковые |
| | | Рамные | Горизонтальные | | с ВП | с НПФ | |
| Начальная объемная концентрация суспензии, %: | 1 | 2 | | 2 | — | | — |
| до 0,5 | 2-3 | 1 | | 1-2 | — | | — |
| до 1,0 | 4 | 2-3 | | 3-4 | 1-2 | | 2 |
| до 15 | 4 | 4 | | 4 | 1 | | 1-2 |
| выше 15 | 1-2 | 1 | | 1 | 3 | | 3 |
| Возможность получения чистого филтрат | 4 | 2 | | 3 | 1 | | — |
| Возможность промывки осадка | 1 | 4 | | 4 | 1 | | 4 |
| Возможность изготовления из кислотостойкой стали | | | | | | | |
| Скорость осаждения твердой фазы, мм/с | Не ограничена | 18 | Не ограничена | Медленно | 12 | 18 | 18 |
| Скорость образования осадка, мм/мин | 10 | 10 | 1 | Не ограничена | 2 | 1 | 2,7 |
| Скорость фильтрования, 10 ⁴ м/с | 400 | 400 | 0,08 | 1,7 | 400 | 400-0,2 | 1,7 |

Примечание. Технико-экономические показатели: 1 — лучшие; 2 — хорошие; 3 — удовлетворительные; 4 — низкие; прочерк означает неприменимость данного типа фильтра.

Расчет барабанных вакуум-фильтров

Барабанные вакуум-фильтры безъячейкового типа с намывным слоем осадка часто применяют для работы с намывным слоем вспомогательного фильтрующего вещества (ВФВ). Технические характеристики таких фильтров приведены в табл. 6.2, а схема распределения рабочих зон — на рис. 6.1.

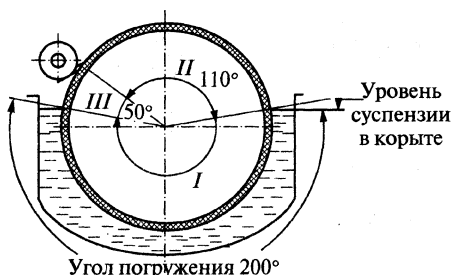


Рис. 6.1. Схема распределения рабочих зон на барабанном вакуум-фильтре с намывным слоем осадка:
I — зона фильтрации; II — зона просушки; III — зона дополнительной просушки после прохождения ножа

Плотность влажного осадка, ρ_n , кг/м³, получаемого при разделении суспензии вспомогательного фильтрующего вещества

$$\rho_n = \frac{100 \rho_{жн} \rho_{тн}}{100 \rho_{жн} + (\rho_{тн} - \rho_{жн}) w_n}, \quad (6.1)$$

где $\rho_{тн}$ — плотность твердой фазы, кг/м³; $\rho_{жн}$ — плотность жидкой фазы при температуре фильтрования, кг/м³; w_n — содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке до просушки, % к массе.

Отношение объема отфильтрованного влажного осадка к объему полученного фильтрата при образовании намывного слоя:

$$u_n = \frac{c_n \rho_{жн}}{\rho_n [100 - (w_n + c_n)]}, \quad (6.2)$$

где c_n — концентрация твердой фазы в суспензии, % масс.

При получении единицы объема фильтрата на фильтре отлагается твердая фаза ВФВ массой $q_{тн}$, кг/м³,

$$q_{тн} = \frac{c_n \rho_{жн} (100 - w_n)}{100 [100 - (w_n + c_n)]}. \quad (6.3)$$

Масса твердой фазы ВФВ, кг/м³, приходящейся на единицу толщины уплотненного слоя осадка, отложившегося на единице поверхности

$$j = \frac{q_{\text{тн}} K_{\text{упл}}}{u_{\text{н}}}, \quad (6.4)$$

где $K_{\text{упл}}$ — коэффициент, учитывающий уплотнение намывного слоя осадка по толщине.

Таблица 6.2. Технические характеристики безъячеевых вакуум-фильтров с наружной фильтрующей поверхностью для работы с намывным слоем

| Характеристика | Б6НК1-1 | Б6НК3-1,75 | Б6НК10-2,6 | Б6НР45-3,14 |
|--|--------------|--------------|--------------|-------------|
| Поверхность фильтрования, м ² | 1 | 3 | 10 | 45 |
| Диаметр барабана, м | 1 | 1,75 | 2,6 | 3,14 |
| Частота вращения барабана, об/мин | 0,1–2,05 | 0,1–2,05 | 0,1–2,05 | 0,22–1,33 |
| Угловая скорость вращения барабана, рад/с | 0,0104–0,215 | 0,0104–0,215 | 0,0104–0,215 | 0,023–0,14 |
| Угол погружения барабана в суспензию, град. | 120 | 120 | 120 | 140–200 |
| Распределение зон на поверхности барабана, град. | | | | |
| Зона фильтрования | 120 | 120 | 120 | 140–200 |
| Зона просушки | 216 | 212°30' | 27°30' | 165–135 |
| Зона дополнительной просушки после прохождения ножа | 24 | 27°30' | 12°30' | 55–25 |
| Подача ножа на 1 оборот барабана, мм | 0,021–0,26 | 0,021–0,26 | 0,021–0,26 | 0–1 |
| Максимальная толщина намывного слоя, мм | 40–50 | 40–50 | 40–50 | 70–80 |
| Перепад давления при фильтровании до 550 мм рт. ст., кН/м ² | 73 | 73 | 73 | 73 |

Следует иметь в виду, что значения $q_{\text{тн}}$ и $u_{\text{н}}$ соответствуют процессу образования осадка на фильтрующей перегородке.

Расчет времени образования намывного слоя начинается с определения времени, τ , с, одного оборота барабана фильтра:

$$\tau_t = 60/n \quad (6.5)$$

и времени фильтрования τ , с, за один оборот

$$\tau = \varphi \tau_t / 360, \quad (6.6)$$

где n — частота вращения барабана фильтра, об/мин; φ — угол сектора зоны фильтрования, град.

Средний объем фильтрата, получаемого за один оборот барабана фильтра V' , $\text{м}^3/\text{м}^2$, рассчитывается на основе уравнения фильтрования для режима $p = \text{const}$:

$$V' = \sqrt{(V'_0)^2 + \frac{\tau}{b_1}} - V'_0, \quad (6.7)$$

где $b_1 = \frac{\mu q_T \alpha_{\text{ср}}}{2p}$ — константа фильтрования при режиме постоянного давления, $\text{с}/\text{м}^2$; $V'_0 = \frac{\beta}{\alpha_{\text{ср}} q_T}$ — объем фильтрата, при получении

которого с единицы поверхности отлагается слой осадка сопротивлением, равным сопротивлению фильтрующей перегородки, $\text{м}^3/\text{м}^2$; p — перепад давления при образовании намывного слоя, Па; $\alpha_{\text{ср}}$ — среднее удельное сопротивление осадка для неуплотненного намывного слоя, $\text{м}/\text{кг}$; β — сопротивление фильтрующей перегородки, отнесенное к единице вязкости, $1/\text{м}$; μ — вязкость жидкой фазы при температуре фильтрования, Па·с.

При нанесении намывного слоя сопротивление фильтрованию в начале процесса создается лишь самой фильтрующей перегородкой, а при каждом последующем погружении в суспензию рассматриваемого элемента фильтрующей поверхности — перегородкой и отложившимся слоем ВФВ.

Таким образом, сопротивление фильтрующего основания в момент погружения в суспензию

$$R_0 = \beta + R_n = \beta + \frac{q_{\text{тн}} K_{\text{упл}}}{u_n} \delta_{\text{упл}} \bar{\alpha}_{\text{упл}}, \quad (6.8)$$

где R_0 — сопротивление фильтрующего основания, отнесенное к единице вязкости, в момент погружения в суспензию, $1/\text{м}$; R_n — сопротивление уже образовавшегося на фильтрующей перегородке намывного слоя, отнесенное к единице вязкости, $1/\text{м}$; $\delta_{\text{упл}}$ — принимаемая конечная толщина уплотненного намывного слоя, м; $\bar{\alpha}_{\text{упл}}$ — среднее значение среднего удельного сопротивления осадка для уплотненного намывного слоя заданной толщины за время его образования, $\text{м}/\text{кг}$.

С увеличением толщины уплотненного намывного слоя осадка от нуля до заданного конечного значения $\delta_{\text{упл}}$ объем фильтрата, получаемого с единицы поверхности зоны фильтрования за один оборот барабана, будет уменьшаться и его можно представить как

$$V'_H = \int_0^{\delta_{\text{упл}}} \left[\sqrt{\left(\frac{j\delta_{\text{упл}} \bar{\alpha}_{\text{упл}} + \beta}{q_{\text{тн}} \alpha_{\text{ср.н}}} \right)^2 + \frac{2\rho_{\text{н}} \tau_{\text{н}}}{\mu_{\text{н}} q_{\text{тн}} \alpha_{\text{ср.н}}}} - \frac{j\delta_{\text{упл}} \bar{\alpha}_{\text{упл}} + \beta}{q_{\text{тн}} \alpha_{\text{ср.н}}} \right] d\delta_{\text{упл}} \quad (6.9)$$

и определить средний объем фильтрата по формуле

$$V'_{\text{ср.н}} = \frac{V'_H}{\delta_{\text{упл}} - 0}. \quad (6.10)$$

Далее определяем:

- ♦ среднюю скорость фильтрования, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, при образовании намывного слоя заданной толщины за полное время одного оборота барабана

$$v_{\text{ср.лн}} = V'_{\text{ср.н}} / \tau_t; \quad (6.11)$$

- ♦ средний объем фильтрата, $\text{м}^3/\text{м}^2$, получаемого с единицы поверхности при образовании намывного слоя заданной толщины,

$$V'_{\text{нз}} = \frac{\delta_{\text{упл}} K_{\text{упл}}}{u_{\text{н}}}, \quad (6.12)$$

что позволяет вычислить время, необходимое для образования уплотненного намывного слоя заданной толщины,

$$\Sigma \tau_t = \frac{V'_{\text{нз}}}{v_{\text{ср.лн}}}. \quad (6.13)$$

Расчет площади поверхности фильтрования и других основных параметров вновь проектируемого фильтра требует предварительного определения:

- ♦ плотности влажного осадка

$$\rho_o = \frac{100\rho_{\text{т}}\rho_{\text{ж}}}{100\rho_{\text{ж}} + (\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}})w}, \quad (6.14)$$

где $\rho_{\text{т}}$ — плотность твердой фазы, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкой фазы при температуре фильтрования, $\text{кг}/\text{м}^3$; w — содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке, % к массе;

- ♦ отношения объема отфильтрованного осадка к объему полученного фильтрата

$$u = \frac{c \rho_{\text{ж}}}{\rho_o [100 - (w + c)]}, \quad (6.15)$$

где c — содержание твердой фазы в суспензии;

- ♦ массы твердой фазы, $\text{кг}/\text{м}^3$, отлагающейся при получении единицы объема фильтрата,

$$q_{\text{т}} = \frac{c_{\text{н}} \rho_{\text{ж}} (100 - w)}{100 [100 - (w + c)]}; \quad (6.16)$$

- ♦ параметров расчетного уравнения фильтрования:

$$b_1 = \frac{\mu q_{\text{т}} \alpha_{\text{ср}}}{2p} \text{ с}/\text{м}^2, \quad (6.17)$$

$$V'_0 = \frac{\alpha_{\text{упл}} \frac{q_{\text{тн}}}{u_{\text{н}}} K_{\text{упл}} \delta_{\text{упл}} + \beta}{\alpha_{\text{ср}} q_{\text{т}}} \text{ м}^3/\text{м}^2, \quad (6.18)$$

где μ — вязкость жидкой фазы разделяемой суспензии при температуре фильтрования, $\text{кПа}\cdot\text{с}$; $q_{\text{т}}$ — масса твердой фазы, отлагающейся при получении единицы объема фильтрата в процессе разделения основной суспензии, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\alpha_{\text{ср}}$ — среднее удельное сопротивление осадка, получаемого при разделении суспензии, $\text{м}/\text{кг}$; p — перепад давлений при фильтровании, кПа ; $\delta_{\text{упл}}$ — толщина образуемого намывного слоя на фильтре, м ; $\alpha_{\text{упл}}$ — удельное сопротивление осадка для уплотненного намывного слоя данной толщины, $\text{м}/\text{кг}$.

Время фильтрования τ , с , определяется по уравнению

$$\tau = \frac{b_1 \delta_{\text{ос}} (\delta_{\text{ос}} + 2uV'_0)}{u^2}, \quad (6.19)$$

где $\delta_{\text{ос}}$ — толщина набираемого слоя осадка при фильтровании основной суспензии, м ; u — отношение объемов отфильтрованного влажного осадка и фильтрата, полученного в процессе разделения основной суспензии.

Рассчитав угловую скорость вращения барабана

$$\omega = \varphi / \tau, \quad (6.20)$$

найдем время просушки осадка

$$\tau_c = \varphi_c / \omega \quad (6.21)$$

и время дополнительной просушки после прохождения ножа

$$\tau'_c = \varphi'_c / \omega, \quad (6.22)$$

где φ_c — угол сектора зоны просушки, град.; φ'_c — угол сектора зоны дополнительной просушки после прохождения ножа, град.

За время одного оборота барабана фильтра

$$\tau_t = 360 / \omega \quad (6.23)$$

объем фильтрата, полученного при образовании намывного слоя заданной толщины с единицы поверхности, m^2 , равен

$$V' = \int_{\delta_1}^{\delta_{упл}} \left[\sqrt{\left(\frac{j \delta_{упл} \alpha_{упл} + \beta}{q_T \alpha_{ср}} \right)^2 + \frac{2 p \tau}{\mu q_T \alpha_{ср}}} - \frac{j \delta_{упл} \alpha_{упл} + \beta}{q_T \alpha_{ср}} \right] d\delta_{упл}, \quad (6.24)$$

где j — масса твердой фазы ВФВ, приходящейся на единицу толщины уплотненного намывного слоя осадка, отложившегося на единице поверхности, $кг/м^3$.

Далее определяем:

- ♦ средний объем фильтрата, m^3/m^2 , получаемого с единицы поверхности за один оборот барабана при срезе намывного слоя от $\delta_{упл}$ до δ_1 ,

$$V'_{ср} = \frac{V'}{\delta_{упл} - \delta_1}, \quad (6.25)$$

где δ_1 — конечная толщина намывного слоя при его срезе, m ;

- ♦ среднюю скорость фильтрования, $m^3/(m^2 \cdot c)$, за время среза намывного слоя за полное время одного оборота барабана

$$\tau_{ср, f} = V'_{ср} / \tau_t; \quad (6.26)$$

- ♦ число оборотов барабана фильтра за время фильтрования суспензии через намывной слой при срезе от $\delta_{упл}$ до δ_1

$$N = \frac{\delta_{упл} - \delta_1}{\xi}, \quad (6.27)$$

где ξ — подача ножа на один оборот барабана фильтра, м/об.

Тогда общее время активной работы фильтра

$$\tau_{\text{раб}} = \tau_r N \quad (6.28)$$

и общее время одного периода работы фильтра

$$\tau_{\text{общ}} = \tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{всп}}, \quad (6.29)$$

где $\tau_{\text{всп}}$ — время выполнения вспомогательных операций, с.

Определив среднюю скорость фильтрования, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, отнесенную к общей продолжительности одного периода работы фильтра

$$v_{\text{ср.п}} = \frac{v_{\text{ср.л}} \tau_{\text{раб}}}{\tau_{\text{общ}}}, \quad (6.30)$$

вычислим необходимую полную площадь поверхности фильтрования, м^2 ,

$$S = \frac{Q}{v_{\text{ср.п}}}, \quad (6.31)$$

где Q — производительность по фильтрату, отнесенная к одному периоду работы фильтра, $\text{м}^3/\text{с}$.

Найденное значение S округляется до ближайшего стандартного значения полной поверхности фильтра S_1 по каталогу.

Глубина погружения барабана в суспензию рассчитывается как

$$H = r_b \left(1 - \cos \frac{\psi}{2} \right), \quad (6.32)$$

где r_b — радиус барабана фильтра, значение которого принимается по ГОСТ 5748—63 в соответствии с найденной площадью полной поверхности фильтра.

Далее уточняем производительность по фильтрату

$$Q_1 = S_1 v_{\text{ср.п}} \quad (6.33)$$

и производительность по сухому осадку

$$Q_{\text{сл}} = Q_1 q_{\text{т}}. \quad (6.34)$$

Расчет расхода вспомогательного фильтрующего вещества предполагает определение:

♦ объема ВФВ, м^3 , нанесенного на фильтр,

$$V_{oc} = \pi (r_c^2 - r_b^2) l, \quad (6.35)$$

где $r_c = r_b + \delta_{упл}$ — радиус барабана со слоем, м; l — длина барабана, м;
 $\delta_{упл}$ — толщина уплотненного намывного слоя, м;

♦ массы уплотненного осадка ВФВ, отложившегося на фильтре,

$$m_{упл} = \rho_{упл} V_{oc}, \quad (6.36)$$

где $\rho_{упл}$ — плотность уплотненного осадка ВФВ, отложившегося на фильтре, кг/м³;

♦ массы твердой фазы в осадке ВФВ, кг,

$$m_c = m_{упл} \frac{100 - w_n}{100}, \quad (6.37)$$

где w_n — влажность уплотненного намывного слоя, %;

♦ массы жидкой фазы разделяемой суспензии, получаемой за один период работы фильтра,

$$m = v_{ср.п} S \tau_{общ} \rho_{ж}, \quad (6.38)$$

где S — площадь поверхности фильтрования, м²; $\rho_{ж}$ — плотность жидкой фазы разделяемой суспензии, кг/м³; $\tau_{общ}$ — общая продолжительность одного периода работы фильтра, с.

Тогда удельный расход, кг/кг, сухого ВФВ по массе отфильтрованной жидкой фазы разделяемой суспензии

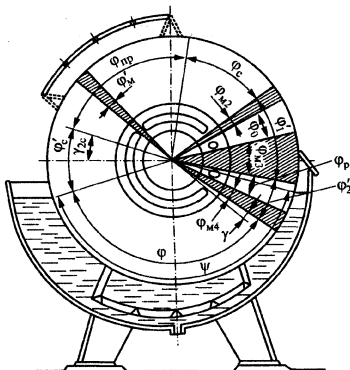
$$m' = m_c / m; \quad (6.39)$$

удельный расход сухого ВФВ по твердой фазе профильтрованной суспензии

$$m'' = \frac{m_c}{v_{ср.п} S \tau_{общ} q_T}. \quad (6.40)$$

Расчет барабанных ячеевых вакуум-фильтров с наружной фильтрующей поверхностью проводят по основным уравнениям процесса фильтрования с образованием осадка. Предварительно надо определить такие постоянные величины, входящие в уравнения, как среднее удельное сопротивление осадка и сопротивление фильтрующей перегородки, отнесенное к единице вязкости.

Технические характеристики и конструкции барабанных вакуум-фильтров общего назначения приведены в [6.2, 6.5], а схема распределения зон — на рис. 6.2.



Р и с. 6.2. Распределение зон на барабанном вакуум-филт্রে с наружной фильтрующей поверхностью

Методика технологического расчета приведена в примерах 6.3, 6.4.

Расчет на прочность элементов барабанных вакуум-филтров по рассматриваемой ниже методике распространяется на филтры, отвечающие условию $1/8 < D/L < 2/3$ (где D и L — диаметр и длина барабана).

На прочность рассчитывают основные узлы: цапфы и сварное соединение цапфы с торцевой стенкой (при расчете барабан с цапфами рассматривают как балку на двух опорах); торцевую стенку барабана, расчетная схема которой сведена к круглой пластине с радиальными ребрами жесткости (в центре пластины от цапфы передается сосредоточенный момент, наружный контур пластины принят защемленным); цилиндрическую обечайку барабана радиусом R и толщиной стенки S , нагруженную гидростатическим давлением суспензии, усилием от механизма съема осадка и изгибающим моментом от силы тяжести барабана.

Расчет на прочность цапф. Напряжения, возникающие в цапфе от действия изгибающего и крутящего моментов, определяют по формулам:

$$\sigma_{\text{изг}} = M_{\text{изг}} / W_x; \quad (6.41)$$

$$\tau_{\text{кр}} = M_{\text{кр}} / W_p, \quad (6.42)$$

где W_x , W_p — моменты сопротивления поперечного сечения цапфы соответственно при изгибе и кручении, м^3 .

Изгибающий и крутящий моменты в наиболее опасных сечениях цапф определяют методами сопротивления материалов, рас-

смагивая барабан с цапфой как брус на двух опорах, на который действуют заданные нагрузки (рис. 6.3, а).

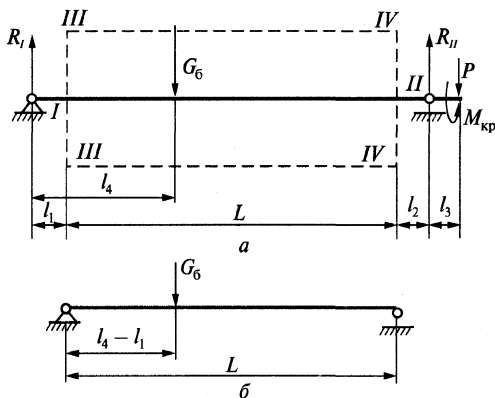


Рис. 6.3. Расчетная схема определения напряжений: а – в цапфе; б – в барабане

В цапфе возникает эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{ц}} = \sqrt{\sigma_{\text{изг}}^2 + 3\tau^2}. \quad (6.43)$$

В швах сварного соединения цапфы с торцевой стенкой возникают напряжения (рис. 6.4):

$$\sigma_{\text{ш1}} = \frac{Q_1}{2rh_1}; \quad \sigma_{\text{ш2}} = \frac{Q_2}{2rh_2}, \quad (6.44)$$

где $Q_1 = Q + 0,5R_{\text{оп}}$; $Q_2 = Q - 0,5R_{\text{оп}}$; $Q = R_{\text{оп}}l_5 / l_2$ – усилия в местах приварки цапфы; $R_{\text{оп}}$ – реакция опоры, равная соответственно R_I или R_{II} для левой или правой цапфы; r – радиус цапфы.

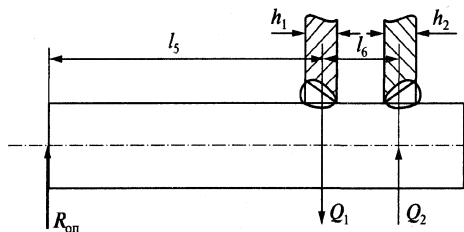


Рис. 6.4. Расчетная схема определения напряжений в сварных швах цапфы

Определим коэффициент запаса прочности:

♦ для цапфы

$$n = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon}{\sigma_{\text{экв}}^{\text{II}} \beta K_{\sigma}} \geq n_{\text{доп}}; \quad (6.45)$$

♦ для сварного шва

$$n = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon}{\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}} \beta K_{\sigma}} \geq n_{\text{доп}}, \quad (6.46)$$

где $\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}}$ — максимальное напряжение в сварном шве принимается большим из значений $\sigma_{\text{ш1}}$ и $\sigma_{\text{ш2}}$; σ_{-1} — предельное изгибающее напряжение при симметричном цикле нагружения. Допускаемый коэффициент запаса прочности для цапфы и сварного шва следует принимать $n_{\text{доп}} = 1,6$.

Значения σ_{-1} , K_{σ} , ε и β принимаются по справочным данным [6.1, 6.3] в зависимости от материалов цапфы, сварного шва, их размеров, конструктивного исполнения и состояния поверхности.

Так, $K_{\sigma} = 4,0$ для тавровых сварных соединений цапфы с торцевой стенкой без разделки кромок; $K_{\sigma} = 1,7$ для соединений с разделкой кромок при полном проваре и обработке сварных швов после приварки.

Расчет на прочность торцевой стенки. Торцевую стенку барабана можно представить в виде круглой пластины с радиальными ребрами жесткости, в центре которой от цапфы передается сосредоточенный момент $M_{\text{изг}}$. Наружный контур пластины принимается защемленным (рис. 6.5).

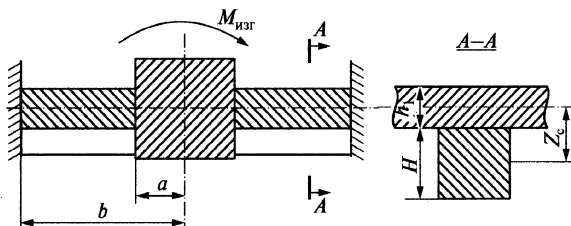


Рис. 6.5. Расчетная схема определения напряжений в торцевой стенке

Определим максимальные напряжения изгиба

♦ в пластине торцевой стенки

$$\sigma_{\text{пл}}^{\text{max}} = \frac{6}{\pi} \frac{(0,5h_1 + e)}{ah_1^3} \frac{(\rho^2 - 1)}{(\rho^2 + 1)} AM_{\text{изг}}, \quad (6.47)$$

где $\rho = b/a$;

в наиболее нагруженном ребре торцевой стенки

$$\sigma_{\max}^p = \frac{6(1-\mu^2)}{\pi} \frac{(\rho^2-1)}{(\rho^2+1)} \frac{(H+0,5h_1-e)}{ah_1^3} AM_{\text{изг}}. \quad (6.48)$$

Смещение нейтрального слоя e относительно срединной поверхности пластины и параметр A рассчитываются по формулам:

$$e = \frac{z_c}{1 + \frac{8\pi}{i(1-\mu^2)} \frac{R_0}{R_u} \frac{ah_1}{F}}; \quad (6.49)$$

$$A = \left[1 + \frac{12e^2}{h_1^2} + \left[J_0 + F(z_c - e)^2 \right] \frac{ik_1}{ah_1^3} \frac{R_u}{R_0} + \frac{J_p}{ah_1^3} ik_2 \frac{R_{\text{кр}}}{R_0} \right]^{-1}, \quad (6.50)$$

где $k_1 = \frac{3(1-\mu^2)}{2\pi}$; $k_2 = \frac{3(1-\mu)}{4\pi}$; $k_1 = 0,4345$, $k_2 = 0,1671$ при $\mu = 0,3$.

Функции R_0 , R_u и $R_{\text{кр}}$, зависящие от ρ , описываются аналитическими зависимостями:

$$R_0 = \ln \rho - \frac{\rho^2 - 1}{\rho^2 + 1}; \quad (6.51)$$

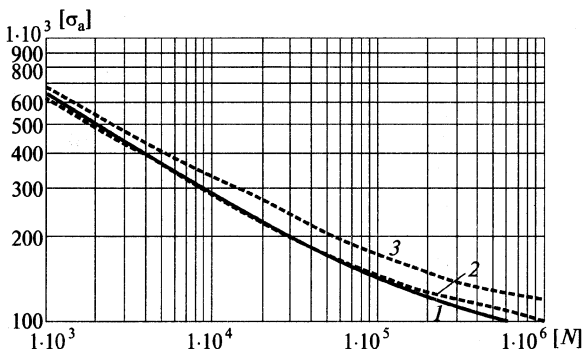
$$R_u = \frac{\rho - 1}{\rho} + \frac{\rho^5 - 1}{5\rho(\rho^2 + 1)^2} + \frac{(\rho^3 - 1)(2\rho^2 - 9\rho + 2)}{3\rho(\rho^2 + 1)^2}; \quad (6.52)$$

$$R_{\text{кр}} = \frac{\rho - 1}{\rho} + \frac{\rho^5 - 1}{5\rho(\rho^2 + 1)^2} - \frac{(\rho^3 - 1)(2\rho^2 - \rho + 2)}{3\rho(\rho^2 + 1)^2} - \frac{2(\rho - 1)(\rho^2 - \rho + 1)}{(\rho^2 + 1)^2}. \quad (6.53)$$

Условия прочности имеют вид

$$\sigma_{\max}^{\text{пл}} \leq \frac{[\sigma_a]}{K_{\sigma}^*}; \quad \sigma_{\max}^p \leq \frac{[\sigma_a]}{K_{\sigma}^*}, \quad (6.54)$$

где $[\sigma_a]$ — допускаемая амплитуда условных упругих напряжений в зависимости от допускаемого числа циклов нагружения $[M]$; для углеродистых, низколегированных и аустенитных сталей определяется по кривым усталости на рис. 6.6; K_σ^* — коэффициент концентрации условных упругих напряжений, приближенно можно принять $K_\sigma^* = 2,5$.



Р и с. 6.6. Расчетные кривые усталости:

1 — для углеродистых сталей до температуры 380 °С; 2 — для низколегированных сталей до температуры 420 °С; 3 — для аустенитных сталей до температуры 525 °С

Расчет на прочность цилиндрической обечайки барабана. Действие гидростатического давления суспензии (γ , Н/м³) вызывает напряжения в середине цилиндрической обечайки:

$$\sigma_{\chi}^{\text{гидр}} = \sqrt{3}\gamma \frac{R^3}{\pi S^2} \sum_{\kappa=2}^6 \frac{B_{\kappa} \Phi_{\kappa}}{\kappa^2 - 1}, \quad (6.55)$$

$$\sigma_{\phi}^{\text{гидр}} = \pm 6\gamma \frac{R^3}{\pi S^2} \left\{ \left[\sum_{\kappa=2}^6 \frac{(A_{\kappa} + 1) \Phi_{\kappa}}{\kappa^2 - 1} \right] \pm 0,0005 \right\}. \quad (6.56)$$

Вследствие действия механизма отжима или съема осадка (q , Н/м) в середине цилиндрической обечайки возникают напряжения

$$\sigma_{\chi}^{\text{осад}} = \sqrt{3}q \frac{R}{\pi S^2} \sum_{\kappa=2}^6 \frac{B_{\kappa}}{\kappa^2 - 1}; \quad (6.57)$$

$$\sigma_{\phi}^{\text{осад}} = \pm 6q \frac{R}{\pi S^2} \left\{ \left[\sum_{\kappa=2}^6 \frac{A_{\kappa} + 1}{\kappa^2 - 1} \right] + 0,155 \right\}. \quad (6.58)$$

В (6.55)–(6.58) ограничиваются пятью членами ряда разложения с $\kappa = 2-6$; знак «+» или «-» перед 0,0005 в (6.56) выбирается таким образом, чтобы сумма в фигурных скобках была максимальной.

От действия изгибающего момента возникают напряжения:

$$\sigma_{\chi}^{\text{изг}} = \pm \frac{M_{\text{изг}}^b}{\pi R^2 S}; \quad (6.59)$$

$$\sigma_{\phi}^{\text{изг}} = \mu \sigma_{\chi}^{\text{изг}}. \quad (6.60)$$

Изгибающий момент $M_{\text{изг}}$ определяется методами сопротивления материалов в предположении, что барабан является балкой, опертой по концам (см. рис. 6.3, б).

Расчет эквивалентных напряжений в наиболее нагруженной точке барабана.

Вычисляются суммарные осевые $\sigma_{\chi}^{\text{сум}}$ и кольцевые $\sigma_{\phi}^{\text{сум}}$ напряжения суммированием соответствующих напряжений по (6.55)–(6.60).

Эквивалентное напряжение в наиболее нагруженной точке поперечного сечения обечайки находится по формуле

$$\sigma_{\text{эб}}^{\text{об}} = \sqrt{(\sigma_{\chi}^{\text{сум}})^2 + (\sigma_{\phi}^{\text{сум}})^2 - \sigma_{\chi}^{\text{сум}} \sigma_{\phi}^{\text{сум}}}. \quad (6.61)$$

Определим коэффициенты A_{κ} , B_{κ} , Φ_{κ} в (6.55)–(6.58):

$$A_{\kappa} = -\frac{F_1}{F_1^2 + 4 F_3^2}; \quad B_{\kappa} = -\frac{4 F_3}{F_1^2 + 3 F_3^2};$$

$$\Phi_{\kappa} = \frac{\sin[(\kappa+1)\varphi_0]}{\kappa+1} + \frac{\sin[(\kappa-1)\varphi_0]}{\kappa-1} - \frac{2 \cos \varphi_0 \sin(\kappa \varphi_0)}{\kappa},$$

где $F_1 = ch x \cos x$; $F_3 = 0,5 sh x \sin x$ – функции Крылова по аргументу $x = 0,5 \beta_{\kappa} L$;

$$\beta_{\kappa} = \sqrt[4]{\frac{S^2}{48 R^2}} \frac{1}{R} \kappa \sqrt{\kappa^2 - 1} \quad (\kappa = 2-6).$$

Условие прочности имеет вид

$$\sigma_{\text{эб}}^{\text{об}} \leq \frac{[\sigma_a]}{K_{\sigma}^*}, \quad (6.62)$$

где $[\sigma_a]$ определяется по рис. 6.6; K_o^* приближенно можно принять равным 2,5.

Пример 6.1. Провести расчет барабанного вакуум-фильтра с образованием намывного слоя осадка. Определить производительность барабанного безъячейкового вакуум-фильтра, имеющего площадь поверхности 45 м^2 , для разделения суспензии метатитановой кислоты (МТК). В качестве фильтрующей перегородки служит ткань фильтро-диагональ, сопротивление которой при расчете принимается равным $\beta = 1,919 \cdot 10^9 \text{ м}^{-1}$.

Предварительно рассчитываем:

- ♦ плотность влажного осадка, получаемого при разделении суспензии древесной муки (ВФВ), по (6.1):

$$\rho_{\text{он}} = \frac{100 \cdot \rho_{\text{тн}} \cdot \rho_{\text{жн}}}{100 \cdot \rho_{\text{жн}} + (\rho_{\text{тн}} - \rho_{\text{жн}}) w_{\text{н}}} = \frac{100 \cdot 1500 \cdot 1000}{100 \cdot 1000 + (1500 - 1000) 85,97} = 1049 \text{ кг/м}^3,$$

где $\rho_{\text{тн}} = 1500 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{\text{жн}} = 1000 \text{ кг/м}^3$; $w_{\text{н}} = 85,97\%$;

- ♦ отношение объема отфильтрованного осадка к объему полученного фильтрата при образовании намывного слоя по (6.2):

$$u_{\text{н}} = \frac{c_{\text{н}} \rho_{\text{жн}}}{\rho_{\text{он}} [100 - (w_{\text{н}} + c_{\text{н}})]} = \frac{1,5 \cdot 1000}{1049 [100 - (85,97 + 1,5)]} = 0,114,$$

где $c_{\text{н}} = 1,5 \%$;

- ♦ массу твердой фазы, отлагающейся на фильтре при получении единицы объема фильтрата, по (6.3):

$$q_{\text{тн}} = \frac{c_{\text{н}} \rho_{\text{жн}} (100 - w_{\text{н}})}{100 [100 - (w_{\text{н}} + c_{\text{н}})]} = \frac{1,5 \cdot 1000 (100 - 85,97)}{100 [100 - (85,97 + 1,5)]} = 16,79 \text{ кг/м}^3;$$

- ♦ массу твердой фазы, приходящейся на единицу толщины уплотненного намывного слоя осадка, отложившегося на единице поверхности, по (6.4):

$$j = \frac{q_{\text{тн}} K_{\text{упл}}}{u_{\text{н}}} = \frac{16,79 \cdot 1,23}{0,114} = 181,16 \text{ кг/м}^3,$$

где $K_{\text{упл}} = 1,23$.

Исходные данные. Перепад давления при образовании намывного слоя возрастает от 0 до 26,68 кН/м². Эквивалентный постоянный перепад давления при образовании намывного слоя $p_n = 13,34$ кПа. Принимаемая конечная толщина уплотненного намывного слоя $\delta_{\text{упл}} = 0,08$ м. Среднее значение среднего удельного сопротивления осадка для уплотненного намывного слоя толщиной 80 мм за время его образования $\alpha_{\text{упл}} = 4,57 \cdot 10^9$ м/кг. Среднее удельное сопротивление осадка для неуплотненного намывного слоя $\alpha_{\text{ср.н}} = 0,781 \cdot 10^9$ м/кг; вязкость жидкой фазы при температуре фильтрования ($t = 20$ °С), $\mu_n = 1 \cdot 10^{-6}$ кПа·с; частота вращения барабана фильтра $n = 1$ об/мин; угол сектора зоны фильтрования $\varphi = 140^\circ$.

Расчет времени образования намывного слоя древесной муки требует определения:

- ♦ времени, за которое барабан фильтра делает один оборот, по (6.5):

$$\tau_t = \frac{60}{n} = \frac{60}{1} = 60 \text{ с;}$$

- ♦ времени фильтрования за один оборот барабана фильтра по (6.6):

$$\tau = \frac{\varphi \tau_t}{360} = \frac{140 \cdot 60}{360} = 23,3 \text{ с;}$$

- ♦ объема фильтрата, получаемого за один оборот барабана фильтра, по (6.9):

$$V'_n = \int_{\delta_{\text{упл}}=0}^{\delta_{\text{упл}}=0,08} \left[\sqrt{\left(\frac{j \delta_{\text{упл}} \alpha_{\text{упл}} + \beta}{q_{\text{тн}} \alpha_{\text{ср.н}}} \right)^2 + \frac{2 p_n \tau_n}{\mu_n q_{\text{тн}} \alpha_{\text{ср.н}}}} - \frac{j \delta_{\text{упл}} \alpha_{\text{упл}} + \beta}{q_{\text{тн}} \alpha_{\text{ср.н}}} \right] \times \\ \times d \delta_{\text{упл}} = 0,00127 \text{ м}^2/\text{об;}$$

- ♦ среднего объема фильтрата по (6.10):

$$V'_{\text{ср.н}} = \frac{V'_n}{\delta_{\text{упл}} - 0} = \frac{0,00127}{0,08} = 0,016 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{об});$$

- ♦ средней скорости фильтрования при образовании намывного слоя древесной муки за один оборот барабана фильтра по (6.11):

$$v_{\text{ср.н}} = \frac{V'_{\text{ср.н}}}{\tau_t} = \frac{0,016}{60} = 2,646 \cdot 10^{-4} \text{ м/с;}$$

- ♦ общего объема фильтрата, получаемого с единицы поверхности при образовании намывного слоя древесной муки, по (6.12):

$$V'_{н\Sigma} = \frac{\delta_{упл} K_{упл}}{u_n} = \frac{0,08 \cdot 1,23}{0,114} = 0,862 \text{ м.}$$

Тогда время, необходимое для образования уплотненного намывного слоя древесной муки, определенное по (6.13), составит

$$\Sigma \tau_i = \frac{V'_{н\Sigma}}{v_{ср.лн}} = \frac{0,862}{2,646 \cdot 10^{-4}} = 3258 \text{ с} = 54,317 \text{ мин.}$$

Расчет производительности барабанного вакуум-филтра.

Предварительно определяем:

- ♦ плотность влажного осадка (6.14):

$$\rho_o = \frac{100 \rho_T \rho_{ж}}{100 \rho_{ж} + (\rho_T - \rho_{ж}) w} = \frac{100 \cdot 3000 \cdot 1265}{100 \cdot 1265 + (3000 - 1265) 69} = 1541 \text{ кг/м}^3,$$

где $\rho_T = 3000 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{ж} = 1265 \text{ кг/м}^3$; $w = 69 \%$;

- ♦ отношение объемов отфильтрованного осадка и полученного фильтрата (6.15):

$$u = \frac{c_{рж}}{\rho_o [100 - (w + c)]} = \frac{12 \cdot 1265}{1541 [100 - (69 + 12)]} = 0,518,$$

где $c_n = 12 \%$ – концентрация суспензии метатитановой кислоты (МТК);

- ♦ массу твердой фазы, отлагающейся при получении единицы объема фильтрата, по (6.16):

$$q_T = \frac{c_{рж}(100 - w)}{100 [100 - (w + c)]} = \frac{12 \cdot 1265(100 - 69)}{100 [100 - (69 + 12)]} = 248 \text{ кг/м}^3.$$

Исходные данные. Поверхность фильтрования $S = 45 \text{ м}^2$; перепад давлений при фильтровании $p = 26,68 \text{ кПа}$; удельное сопротивление осадка для уплотненного намывного слоя древесной муки $\alpha_{упл} = 8,6 \cdot 10^9 \text{ м/кг}$; вязкость жидкой фазы гидролизной кислоты разделяемой суспензии МТК при температуре фильтрования $50 \text{ }^\circ\text{C}$ $\mu = 1,787 \cdot 10^{-6} \text{ кПа}\cdot\text{с}$; среднее удельное сопротивление осадка, получаемого при разделении суспензии МТК, $\alpha_{ср} = 124,55 \cdot 10^9 \text{ м/кг}$; подача ножа на один оборот барабана фильтра $\varepsilon = 0,1 \text{ мм}$; время фильтрования $\tau = 106,1 \text{ с}$; время выполнения вспомогательных операций $\tau_{всп} = 7200 \text{ с}$.

Используя предварительно полученные данные, определяем:

- ♦ время, за которое барабан фильтра делает один оборот, по (6.23) с учетом (6.20):

$$\tau_t = \frac{\tau \cdot 360}{\varphi} = \frac{106,1 \cdot 360}{140} = 272,7 \text{ с};$$

- ♦ частоту вращения барабана фильтра

$$n = \frac{60}{\tau_t} = \frac{60}{272,7} = 0,22 \text{ об/мин};$$

- ♦ объем фильтрата, полученного при образовании намывного слоя древесной муки толщиной $\delta_{\text{упл}}$ с единицы поверхности за один оборот барабана фильтра, по (6.24):

$$V' = \int_{\delta_{\text{упл}}=0}^{\delta_{\text{упл}}=0,08} \left[\sqrt{\left(\frac{j\delta_{\text{упл}} \alpha_{\text{упл}} + \beta}{q_T \alpha_{\text{ср}}} \right)^2 + \frac{2p\tau}{\mu q_m \alpha_{\text{ср}}} - \frac{j\delta_{\text{упл}} \alpha_{\text{упл}} + \beta}{q_T \alpha_{\text{ср}}} \right] \times \\ \times d\delta_{\text{упл}} = 2,127 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{об};$$

- ♦ средний объем фильтрата, получаемого с единицы поверхности за один оборот барабана фильтра при срезе намывного слоя от $\delta_{\text{упл}}$ до $\delta_1 = 0,01 \text{ м}$, по (6.25):

$$V'_{\text{ср}} = \frac{V'}{\delta_{\text{упл}} - \delta_1} = \frac{0,0002127}{0,08 - 0,01} = 0,003038 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{об});$$

- ♦ среднюю скорость фильтрования за время среза намывного слоя древесной муки за полное время одного оборота барабана по (6.26):

$$v_{\text{ср},t} = \frac{V'_{\text{ср}}}{\tau_t} = \frac{0,003038}{272,7} = 1,114 \cdot 10^{-5} \text{ м/с};$$

- ♦ число оборотов барабана фильтра за время фильтрования суспензии МТК через намывной слой древесной муки при срезе от 0,08 до 0,01 м по (6.27):

$$N = \frac{\delta_{\text{упл}} - \delta_1}{\varepsilon} = \frac{0,08 - 0,01}{0,0001} = 700 \text{ об};$$

- ♦ общее время активной работы фильтра по (6.28):

$$\tau_{\text{раб}} = \tau_t N = 272,7 \cdot 700 = 190890 \text{ с};$$

- ♦ производительность за время активной работы фильтра: по фильтрату (6.31):

$$Q = Sv_{\text{ср.л}} = 45 \cdot 1,114 \cdot 10^{-5} = 5,011 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 1,804 \text{ м}^3/\text{ч};$$

по сухому осадку по (6.34):

$$Q_c = Qq_T = 1,804 \cdot 248 = 447,382 \text{ кг/ч};$$

- ♦ общее время одного периода работы фильтра по (6.29):

$$\tau_{\text{общ}} = \tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{всп}} = 190890 + 7200 = 198090 \text{ с};$$

- ♦ среднюю скорость фильтрования, отнесенную к общей продолжительности одного периода работы фильтра, по (6.30):

$$v_{\text{ср.п}} = \frac{v_{\text{ср.л}} \tau_{\text{раб}}}{\tau_{\text{общ}}} = \frac{1,114 \cdot 10^{-5} \cdot 190890}{198090} = 1,074 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}.$$

В итоге находим производительность за время одного периода работы фильтра:

- ♦ по фильтрату по (6.33):

$$Q_1 = Sv_{\text{ср.п}} = 45 \cdot 1,074 \cdot 10^{-5} = 1,74 \text{ м}^3/\text{ч};$$

- ♦ по сухому осадку по (6.34):

$$Q_{c1} = Q_1 q_T = 1,74 \cdot 248 = 431,52 \text{ кг/ч}.$$

Расход древесной муки при фильтровании МТК произведем на основе полученных выше результатов.

Исходные данные. Радиус барабана фильтра $r_6 = 1,57 \text{ м}$; радиус барабана со слоем $r_c = 1,65 \text{ м}$; длина барабана $l = 4,5 \text{ м}$; толщина и влажность уплотненного намывного слоя древесной муки соответственно $\delta_{\text{упл}} = 0,08 \text{ м}$ и $w' = 76 \%$; плотность уплотненного намывного слоя древесной муки, отложившегося на фильтре, $\rho_{\text{упл}} = 1087 \text{ кг/м}^3$; плотность жидкой фазы разделяемой суспензии МТК $\rho_{\text{ж}} = 1265 \text{ кг/м}^3$; общая продолжительность одного периода работы фильтра $\tau_{\text{общ}} = 198090 \text{ с}$; средняя скорость фильтрования, отнесенная к общей продолжительности одного периода работы фильтра, $v_{\text{ср.п}} = 1,056 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$.

Последовательно определим:

- ♦ объем слоя древесной муки, нанесенного на фильтр, по (6.35):

$$V_{\text{ос}} = \pi(r_c^2 - r_6^2)l = \pi(1,65^2 - 1,57^2)4,5 = 3,642 \text{ м}^3;$$

- ♦ массу уплотненного осадка древесной муки, отложившегося на фильтре, по (6.36):

$$m_{\text{упл}} = \rho_{\text{упл}} V'_{\text{ос}} = 1087 \cdot 3,642 = 3959 \text{ кг};$$

- ♦ массу твердой фазы в осадке древесной муки по (6.37):

$$m_c = m_{\text{упл}} \frac{100 - w'}{100} = 3959 \frac{100 - 76}{100} = 950,16 \text{ кг};$$

- ♦ массу гидролизной кислоты, получаемой за время одного периода работы фильтра, по (6.38):

$$m = v_{\text{ср.п}} S \tau_{\text{общ}} \rho_{\text{ж}} = 1,074 \cdot 10^{-5} \cdot 45 \cdot 198090 \cdot 1265 = 1,211 \cdot 10^5 \text{ кг}.$$

Окончательно удельный расход сухой древесной муки по массе отфильтрованной гидролизной кислоты (6.39):

$$m' = \frac{m_c}{m} = \frac{950,16}{1,211 \cdot 10^5} = 7,846 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг}.$$

Пример 6.2. Произвести: 1) расчет барабанного вакуум-фильтра без образования намывного слоя; 2) определение производительности установленного барабанного вакуум-фильтра с площадью поверхности 45 м² для разделения суспензии МТК.

В качестве фильтрующей перегородки служит ткань фильтродиагональ, сопротивление которой принимается равным $\beta = 1,919 \cdot 10^9 \text{ м}^{-1}$.

Предварительно определим:

- ♦ плотность влажного осадка по (6.14):

$$\rho_o = \frac{100 \rho_{\text{т}} \rho_{\text{ж}}}{100 \rho_{\text{ж}} + (\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}) w} = \frac{100 \cdot 3000 \cdot 1265}{100 \cdot 1265 + (3000 - 1265) 69} = 1541 \text{ кг/м}^3,$$

где $\rho_{\text{т}} = 3000 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{\text{ж}} = 1265 \text{ кг/м}^3$; $w = 69 \%$;

- ♦ отношение объемов отфильтрованного осадка и полученного фильтрата по (6.15):

$$u = \frac{c_{\text{р.ж}}}{\rho_o [100 - (w + c)]} = \frac{2 \cdot 1265}{1541 [100 - (69 + 12)]} = 0,518,$$

где $c = 12 \%$;

- ♦ массу твердой фазы, отлагающейся при получении единицы объема фильтрата, по (6.16):

$$q_T = \frac{c_{pж}(100-w)}{100[100-(w+c)]} = \frac{12 \cdot 1265(100-69)}{100[100-(69+12)]} = 248 \text{ кг/м}^3;$$

- ♦ массу твердой фазы, приходящейся на единицу толщины уплотненного намывного слоя осадка, отложившегося на единице поверхности, при $K_{упл} = 1,23$ по (6.4):

$$j = \frac{q_T K_{упл}}{u} = \frac{248 \cdot 1,23}{0,518} = 587,711 \text{ кг/м}^3.$$

Исходные данные. Поверхность фильтрования $S = 45 \text{ м}^2$; перепад давлений при фильтровании $p = 26,68 \text{ кПа}$; удельное сопротивление осадка для уплотненного слоя $\alpha_{упл} = 20 \cdot 10^9 \text{ м/кг}$; вязкость жидкой фазы гидролизной кислоты разделяемой суспензии МТК при температуре фильтрования 50°С $\mu = 1,787 \cdot 10^{-6} \text{ кПа}\cdot\text{с}$; среднее удельное сопротивление осадка, получаемого при разделении суспензии МТК, $\alpha_{ср} = 250 \cdot 10^9 \text{ м/кг}$; толщина образуемого слоя осадка МТК $\delta_{упл} = 0,08 \text{ м}$; конечная толщина осадка при его срезе $\delta_1 = 0 \text{ м}$; подача ножа на один оборот барабана фильтра $\varepsilon = 0,0001 \text{ м}$; угол сектора зоны фильтрования $\varphi = 140^\circ$; время фильтрования $\tau = 106,1 \text{ с}$; время выполнения вспомогательных операций $\tau_{всп} = 7200 \text{ с}$.

Используя полученные в предварительном расчете данные, определяем:

- ♦ время, за которое барабан фильтра совершает один оборот, по (6.6):

$$\tau_t = \frac{\tau \cdot 360}{\varphi} = \frac{106,1 \cdot 360}{140} = 272,7 \text{ с};$$

- ♦ частоту вращения барабана фильтра

$$n = \frac{60}{\tau_t} = \frac{60}{272,7} = 0,22 \text{ об/мин};$$

- ♦ объем фильтрата, полученного при образовании слоя древесной муки толщиной $\delta_{упл}$ с единицы поверхности за один оборот барабана, по (6.24):

$$V' = \int_{\delta_{упл}=0}^{\delta_{упл}=0,08} \left[\sqrt{\left(\frac{j\delta_{упл} \alpha_{упл} + \beta}{q_T \alpha_{ср}} \right)^2 + \frac{2p\tau}{\mu q_T \alpha_{ср}}} - \frac{j\delta_{упл} \alpha_{упл} + \beta}{q_T \alpha_{ср}} \right] \times \\ \times d\delta_{упл} = 2,648 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{об};$$

- ♦ средний объем фильтрата, получаемого с единицы поверхности за один оборот барабана фильтра при срезе слоя осадка заданной толщины, по (6.25):

$$V'_{\text{ср}} = \frac{V'}{\delta_{\text{упл}} - \delta_1} = \frac{0,0002648}{0,08 - 0} = 0,00331 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{об});$$

- ♦ среднюю скорость фильтрования за время срезания слоя древесной муки из расчета за один оборот барабана по (6.26):

$$v_{\text{ср.т}} = \frac{V'_{\text{ср}}}{\tau_t} = \frac{0,0031}{272,7} = 1,213 \cdot 10^{-5} \text{ м/с};$$

- ♦ число оборотов барабана фильтра за время фильтрования суспензии МТК при срезе от $\delta_{\text{упл}}$ до δ_1 (6.27):

$$N = \frac{\delta_{\text{упл}} - \delta_1}{\varepsilon} = \frac{0,08}{0,0001} = 800 \text{ об};$$

- ♦ общее время активной работы фильтра по (6.28):

$$\tau_{\text{раб}} = \tau_t N = 272,7 \cdot 800 = 60,629 \text{ ч};$$

- ♦ производительность за время активной работы фильтра: по фильтрату (6.33):

$$Q = S v_{\text{ср.т}} = 45 \cdot 1,213 \cdot 10^{-5} = 5,46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

по сухому осадку по (6.34):

$$Q_c = Q q_T = 5,46 \cdot 10^{-4} \cdot 248 = 0,135 \text{ кг/с};$$

- ♦ общее время одного периода работы фильтра по (6.29):

$$\tau_{\text{общ}} = \tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{всп}} = 60,629 + 2 = 62,629 \text{ ч};$$

- ♦ среднюю скорость фильтрования, отнесенную к общей продолжительности одного периода работы фильтра, по (6.30):

$$v_{\text{ср.п}} = \frac{v_{\text{ср.т}} \tau_{\text{раб}}}{\tau_{\text{общ}}} = 1,175 \cdot 10^{-5} \text{ м/с};$$

- ♦ производительность за время одного периода работы фильтра: по фильтрату (6.33):

$$Q_1 = S v_{\text{ср.п}} = 45 \cdot 1,175 \cdot 10^{-5} = 1,903 \text{ м}^3/\text{ч};$$

по сухому осадку по (6.34):

$$Q_{cl} = Q_1 q_T = 1,903 \cdot 248 = 471,89 \text{ кг/ч.}$$

Окончательно находим массу гидролизной кислоты, получаемой за время одного периода работы фильтра, по (6.38):

$$m = v_{\text{ср.п}} S \tau_{\text{общ}} \rho_{\text{ж}} = 1,507 \cdot 10^5 \text{ кг.}$$

Пример 6.3. Провести расчет площади поверхности фильтрования и других основных параметров вновь проектируемых барабанных вакуум-фильтров с наружной фильтрующей поверхностью. В качестве разделяемой системы служит алюмосиликатная суспензия.

Предварительно определим:

- ♦ плотность влажного осадка по (6.14):

$$\rho_{\text{ос}} = \frac{100 \rho_T \rho_{\text{ж}}}{100 \rho_{\text{ж}} + (\rho_T - \rho_{\text{ж}}) w} = \frac{100 \cdot 2370 \cdot 990}{100 \cdot 990 + (2370 - 990) 80} = 1120 \text{ кг/м}^3,$$

где $\rho_T = 2370 \text{ кг/м}^3$ — плотность твердой фазы; $\rho_{\text{ж}} = 990 \text{ кг/м}^3$ — плотность жидкой фазы при температуре фильтрования; $w = 80 \%$ — содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке;

- ♦ отношение объемов отфильтрованного осадка и полученного фильтра по (6.15):

$$u = \frac{c_T \rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ос}} [100 - (w + c_T)]} = \frac{3,5 \cdot 990}{1120 [100 - (80 + 3,5)]} = 0,187,$$

где $c_T = 3,5 \%$ — концентрация твердой фазы в суспензии по массе;

- ♦ массу твердой фазы, отлагающейся на фильтре при получении единицы объема фильтра, по (6.16):

$$q_T = \frac{c_T \rho_{\text{ж}} (100 - w)}{100 [100 - (w + c_T)]} = \frac{3,5 \cdot 990 \cdot (100 - 80)}{100 [100 - (80 + 3,5)]} = 42,0 \text{ кг/м}^3.$$

Исходные данные. Необходимая производительность по фильтрату $Q = 0,0015 \text{ м}^3/\text{с}$; перепад давления при фильтровании $p = 66,81 \text{ кПа}$; перепад давлений при промывке $p_{\text{пр}} = 66,81 \text{ кПа}$; среднее удельное сопротивление осадка $\alpha_{\text{ср}} = 542,35 \cdot 10^9 \text{ м/кг}$; сопротивление фильтрующей перегородки, отнесенное к единице жидкости, $\beta = 40,98 \cdot 10^9 \text{ 1/м}$; содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке (до просушки) $w = 80 \%$; содержание жидкой фазы в отфильтрован-

ном осадке (после просушки), найденное экспериментально для условий работы, принимаемое в расчете фильтра, $w' = 77\%$; вязкость жидкой фазы при температуре фильтрования $\mu = 61,89 \cdot 10^{-8}$ кПа·с; толщина слоя осадка на фильтре $\delta_{oc} = 0,007$ м; необходимый объем промывной воды на 1 кг влажного осадка $V_{пр.ж} = 0,0015$ м³/кг; средняя вязкость промывного фильтрата $\mu_{пр} = 59,88 \cdot 10^{-8}$ кПа·с; коэффициент $K_{зб} = 0,8$, учитывающий снижение производительности фильтра в результате постепенной забивки фильтрующей перегородки; отношение поверхности осадка, орошаемой форсунками, к теоретически необходимой поверхности зоны промывки $v = 1,1$; общее число ячеек фильтра $n_{я} = 24$; число ячеек фильтра, одновременно находящихся в зоне просушки, $n''_{я} = 2$; центральный угол, занимаемый сектором съема осадка (принимается из конструктивных соображений) $\varphi'_1 = 50^\circ$; угол сектора мертвой зоны от уровня жидкости в корыте фильтра до верхней границы начала зоны всасывания $\varphi_m = 3^\circ$; угол от горизонтальной оси барабана до верхней границы зоны предварительной просушки $\gamma_{г.с} = 15^\circ$; специальная зона регенерации фильтрующей перегородки не предусматривается.

Используя полученные в предварительном расчете данные, вычисляем:

- ♦ параметры расчетного уравнения

$$b_1 = \frac{\mu q_T \alpha_{ср}}{2p} = \frac{61,89 \cdot 10^{-8} \cdot 42 \cdot 542,35 \cdot 10^9}{2 \cdot 66,81} = 0,108 \cdot 10^6 \text{ с/м}^2;$$

$$V'_0 = \frac{\beta}{\alpha_{ср} q_T} = \frac{40,98 \cdot 10^9}{542,35 \cdot 10^9 \cdot 42} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2;$$

- ♦ время фильтрования по (6.19):

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{b_1 \delta_{oc} (\delta_{oc} + 2uV'_0)}{u^2} = \\ &= \frac{0,106 \cdot 10^6 \cdot 0,007 (0,007 + 2 \cdot 0,187 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3})}{0,187^2} = 161,2 \text{ с;} \end{aligned}$$

- ♦ константу уравнения для времени промывки

$$\begin{aligned} N_{пр} &= \frac{V_{пр.ж} \rho_{ос} \alpha_{ср} q_T \mu_{пр}}{P_{пр}} = \\ &= \frac{0,0015 \cdot 1120 \cdot 542,35 \cdot 10^9 \cdot 42 \cdot 59,88 \cdot 10^{-8}}{66,81} = 0,343 \cdot 10^6 \text{ с/м}^2; \end{aligned}$$

- ♦ искомое время промывки осадка

$$\tau'_{\text{пр}} = \frac{N_{\text{пр}} \delta_{\text{ос}} (\delta_{\text{ос}} + u V'_{\text{о}})}{u} =$$

$$= \frac{0,343 \cdot 10^6 \cdot 0,007 (0,007 + 0,187 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3})}{0,187} = 94,09 \text{ с};$$

- ♦ время промывки осадка при подаче жидкости из форсунок

$$\tau_{\text{пр}} = v \tau'_{\text{пр}} = 1,1 \cdot 94,04 = 103,4 \text{ с.}$$

Определим распределение зон на фильтре:

- ♦ угол сектора зоны просушки

$$\varphi_{\text{с}} = \frac{360 n''}{n_{\text{я}}} = \frac{360 \cdot 2}{24} = 30^\circ;$$

- ♦ угол сектора от уровня жидкости в корыте фильтра до средней линии начала всасывания

$$\varphi'_2 = \varphi_{\text{м}} + \frac{180}{n_{\text{я}}} = 3 + \frac{180}{24} = 10,5^\circ;$$

- ♦ угол, занимаемый секторами съема осадка и мертвых зон,

$$\varphi' = \varphi'_1 + \varphi'_2 = 50 + 10,5 = 60,5^\circ;$$

- ♦ угол сектора зоны фильтрования

$$\varphi = \omega \tau = 0,925 \cdot 161 = 148,9^\circ;$$

- ♦ угол сектора зоны промывки

$$\varphi_{\text{пр}} = \omega \tau_{\text{пр}} = 0,925 \cdot 103 = 95,3^\circ;$$

- ♦ угол погружения барабана в суспензию

$$\psi = \varphi + \varphi'_2 = 148,9 + 10,5 = 159,4^\circ;$$

- ♦ угол сектора зоны предварительной просушки

$$\varphi'_{\text{с}} = \frac{180 - \psi}{2} + \gamma'_{\text{г.с}} = \frac{180 - 159,4}{2} + 15 = 25,3^\circ.$$

В табл. 6.3 приведены полученные значения углов отдельных зон.

Таблица 6.3. Распределение зон на барабанном вакуум-филт্রে с наружной фильтрующей поверхностью

| Зона | Занимаемый центральный угол | | |
|----------------------------|-----------------------------|-------|------|
| | обозначение | град. | % |
| Фильтрования | φ | 148,9 | 41,4 |
| Предварительной просушки | φ'_c | 25,3 | 7,0 |
| Промывки | $\varphi_{пр}$ | 95,3 | 26,4 |
| Просушки | φ_c | 30,0 | 8,3 |
| Съема осадка и мертвых зон | φ' | 60,5 | 16,9 |
| Всего | | 360 | 100 |

Далее вычисляем:

- ♦ время просушки осадка

$$\tau_c = \frac{\varphi_c}{\omega} = \frac{30}{0,925} = 32,4 \text{ с};$$

- ♦ время предварительной просушки осадка

$$\tau'_c = \frac{\varphi'_c}{\omega} = \frac{25,3}{0,925} = 27,3 \text{ с};$$

- ♦ время пребывания ячейки филтра в зоне съема осадка и мертвых зонах

$$\tau' = \frac{\varphi'}{\omega} = \frac{60,5}{0,925} = 65,4 \text{ с};$$

- ♦ время полного цикла работы филтра, или одного оборота барабана,

$$\tau_{ц} = \tau + \tau'_c + \tau_{пр} + \tau_c + \tau' = 161 + 27 + 103 + 32 + 65 = 388 \text{ с}.$$

Это позволяет найти число оборотов барабана филтра в 1 с

$$n = \frac{1}{\tau_{ц}} = \frac{1}{388} = 0,0026 \text{ об/с};$$

угловую скорость вращения барабана

$$\omega = \frac{510 - \varphi'_2 - 2(\varphi'_1 + \varphi_c)}{\tau + 2\tau_{пр}} = \frac{510 - 10,5 - 2(50 + 30)}{161 + 2 \cdot 103} = 0,925 \text{ град/с}.$$

Объем филтраты, получаемого с единицы поверхности филтрования за время τ , равен

$$V' = \frac{\delta_{\text{ос}}}{u} = \frac{0,007}{0,187} = 0,037 \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

Рассчитаем значения средней скорости фильтрования, отнесенной ко времени:

- ♦ собственно фильтрования

$$v_{\text{ср}} = \frac{V'}{\tau} = \frac{0,037}{161} = 0,23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

- ♦ полного цикла работы фильтра

$$v_{\text{ц}} = \frac{V'}{\tau_{\text{ц}}} = \frac{0,037}{388} = 0,096 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

По общей площади поверхности фильтрования

$$S_{\text{об}} = \frac{Q \tau_{\text{ц}}}{K_{36} V'} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 388}{0,8 \cdot 0,037} = 19,45 \text{ м}^2$$

определим необходимое число фильтров. По ГОСТ 5748–63 выбираем стандартный фильтр, площадь поверхности которого $S = 20 \text{ м}^2$. Тогда

$$n_{\text{ф}} = \frac{S_{\text{об}}}{S} = \frac{19,45}{20} \approx 1 \text{ фильтр.}$$

Так как в соответствии с ГОСТ 5748–63 радиус барабанов фильтров поверхностью $S = 20 \text{ м}^2$ равен 1,3 м, то глубина погружения барабана в суспензию по (6.32) составит

$$H = r_6 \left(1 - \cos \frac{\psi}{2} \right) = 1,3 \left(1 - \cos \frac{159,4}{2} \right) = 1,07 \text{ м.}$$

Окончательно рассчитаем:

- ♦ производительность по снимаемому с фильтра влажному осадку, соответствующую заданной производительности по фильтрату,

$$Q_{\text{ос}} = \frac{Q_{\text{фр о}} (100 - w')}{100 - w'} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,187 \cdot 1120 (100 - 80)}{100 - 77} = 0,28 \text{ кг/с,}$$

где $w' = 77\%$ – содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке (после просушки), найдено из анализа пробы осадка, просушенного в течение $\tau_{\text{с}} = 32 \text{ с}$;

- ♦ производительность по снимаемому с фильтра сухому осадку

$$Q_c = Q_{oc} \frac{100 - w'}{100} = \frac{0,28(100 - 77)}{100} = 0,064 \text{ кг/с.}$$

Пример 6.4. Рассчитать производительность установленного барабанного вакуум-фильтра со стандартным распределением рабочих зон. Предварительные расчеты полностью совпадают с примером 6.3.

Исходные данные. Поверхность фильтрования $S = 40 \text{ м}^2$; перепад давления при фильтровании $p = 66,81 \text{ кПа}$; перепад давлений при промывке $p_{пр} = 66,81 \text{ кПа}$; среднее удельное сопротивление осадка $\alpha_{ср} = 542,35 \cdot 10^9 \text{ м/кг}$; сопротивление фильтрующей перегородки, отнесенное к единице жидкости, $\beta = 40,98 \cdot 10^9 \text{ 1/м}$; содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке (до просушки) $w = 80 \%$; содержание жидкой фазы в снимаемом с фильтра осадке (после просушки) $w' = 77 \%$; вязкость жидкой фазы при температуре фильтрования $\mu = 61,89 \cdot 10^{-8} \text{ кПа·с}$; толщина слоя осадка на фильтре $\delta_{oc} = 0,007 \text{ м}$; масса твердой фазы, отлагающейся при получении единицы объема фильтрата ($t = 50^\circ \text{C}$), $q_t = 42,0 \text{ кг/м}^3$; отношение объемов отфильтрованного влажного осадка и полученного фильтрата $u = 0,187$; плотность влажного осадка, $\rho_{oc} = 1120 \text{ кг/м}^3$; необходимый объем промывной воды на 1 кг влажного осадка $V_{пр.ж} = 0,0015 \text{ м}^3/\text{кг}$; средняя вязкость промывного фильтрата $\mu_{пр} = 59,88 \cdot 10^{-8} \text{ кПа·с}$; коэффициент $K_{зб} = 0,8$, учитывающий снижение производительности фильтра в результате постепенной забивки фильтрующей перегородки; отношение площади поверхности осадка, орошаемой форсунками, к теоретически необходимой площади поверхности зоны промывки $v = 1,1$; время просушки осадка $\tau_c = 30 \text{ с}$; общее число ячеек фильтра $n_{я} = 24$; радиус барабана фильтра $r_6 = 1,5 \text{ м}$.

Распределение зон для фильтра поверхностью 40 м^2 (рис. 6.7): угол сектора зоны фильтрования $\varphi = 135^\circ$; угол погружения барабана в суспензию $\psi = 155^\circ$; центральный угол, занимаемый сектором съема осадка, $\varphi'_1 = 43,5^\circ$; угол от горизонтальной оси барабана до верхней границы зоны предварительной просушки $\gamma'_{г.с} = 15^\circ$; угол сектора от уровня жидкости в корыте фильтра до средней линии начала всасывания $\varphi'_2 = 20^\circ$; угол сектора мертвой зоны между зонами предварительной просушки и промывки (по положению перегородки распределительной головки) $\varphi_{м1} = 2^\circ$; угол, занимаемый секторами съема осадка и мертвых зон,

$\varphi' = \varphi'_1 + \varphi'_2 = 43,5 + 20 = 63,5^\circ$; угол, занимаемый сектором зоны предварительной просушки осадка, $\varphi'_c = \frac{180 - \psi}{2} + \gamma'_{г.с} = \frac{180 - 155}{2} + 15 = 27,5^\circ$.

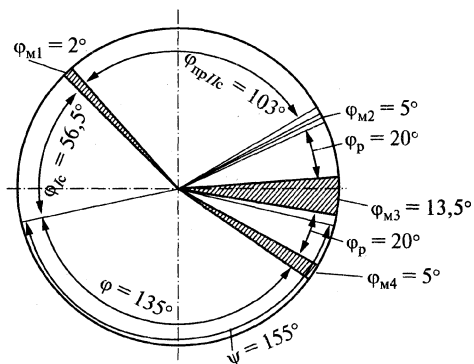


Рис. 6.7. Стандартное распределение зон на установленном барабанном вакуум-филтре (площадь поверхности 40 м^2)

Согласно примеру 6.3, время фильтрования $\tau = 161,2 \text{ с}$, теоретически необходимое время промывки $\tau_{пр} = 94 \text{ с}$, что позволяет определить время промывки осадка при подаче жидкости из форсунок

$$\tau_{пр} = v \tau'_{пр} = 1,1 \cdot 94 = 103 \text{ с}.$$

Угловая скорость вращения барабана ω_1 в зависимости от угла существующего сектора зоны фильтрования и промывки φ , необходимого для образования слоя осадка заданной толщины:

$$\omega_1 = \frac{\varphi}{\tau} = \frac{135}{161} = 0,838 \text{ град/с}.$$

Угловая скорость вращения барабана ω_2 в зависимости от необходимого времени промывки и просушки осадка

$$\omega_2 = \frac{360 - \varphi'_c - \varphi'_1 - \varphi'_2 - \varphi}{\tau_{пр} + \tau_c} = \frac{360 - 27,5 - 43,5 - 20 - 135}{103 + 30} = 1,007 \text{ град/с}.$$

По полученным результатам окончательно принимаем угловую скорость вращения барабана

$$\omega = \omega_1 = 0,838 \text{ град/с, так как } \omega_1 = 0,838 < \omega_2 = 1,007 \text{ град/с}.$$

Далее определяем минимально необходимые углы:

♦ сектора зоны промывки

$$\varphi_{\text{пр. min}} = \omega \tau_{\text{пр}} = 0,838 \cdot 103 = 86,3^\circ;$$

♦ сектора зоны просушки

$$\varphi_{\text{с. min}} = \omega \tau_{\text{с}} = 0,838 \cdot 30 = 25,1^\circ;$$

♦ зон промывки и просушки

$$\varphi_{\text{пр. min}} + \varphi_{\text{с. min}} = 86,3 + 25,1 = 111,4^\circ.$$

Тогда действительный угол зон промывки и просушки на фильтре (рис. 6.7)

$\varphi_{\text{пр. д}} + \varphi_{\text{с. д}} = \varphi_{\text{Ic}} + \varphi_{\text{Ic}} + \varphi_{\text{M1}} - \varphi'_{\text{с}} = 56,5 + 103 + 2 - 27,5 = 134^\circ$,
что больше требуемого минимального угла, поэтому зоны промывки и просушки несколько увеличены.

Увеличив коэффициент с 1,1 до 1,2, получим угол промывки

$$\varphi_{\text{пр}} = \omega v' \tau'_{\text{пр}} = 0,838 \cdot 1,2 \cdot 94 = 94,5^\circ,$$

а с учетом сектора мертвой зоны φ_{M1}

$$\varphi_{\text{пр. д}} = 94,5 + 2 \approx 97^\circ.$$

В этом случае угол сектора зоны просушки составит

$$\varphi_{\text{с. д}} = 134 - 97 = 37^\circ.$$

Полученные значения углов отдельных зон приведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4. Распределение зон на барабанном вакуум-фильтре

| Зона | Занимаемый центральный угол | | |
|----------------------------|-----------------------------|-------|-------|
| | обозначение | град. | % |
| Фильтрования | φ | 135 | 37,50 |
| Предварительной просушки | $\varphi'_{\text{с}}$ | 27,5 | 7,64 |
| Промывки | $\varphi_{\text{пр. д}}$ | 97,0 | 26,95 |
| Просушки | $\varphi_{\text{с. д}}$ | 37,0 | 10,28 |
| Съема осадка и мертвых зон | φ' | 63,5 | 17,63 |
| Всего | | 360 | 100 |

Далее, как в примере 6.3, определяем:

♦ глубину погружения барабана (6.32):

$$H = r_6 \left(1 - \cos \frac{\psi}{2} \right) = 1,5 \left(1 - \cos \frac{155}{2} \right) = 1,175 \text{ м};$$

- ♦ действительное время промывки и просушки осадка

$$\tau_{\text{пр.д}} = \frac{\varphi_{\text{пр}}}{\omega} = \frac{95}{0,838} = 113,8 \text{ с};$$

$$\tau_{\text{с.д}} = \frac{\varphi_{\text{с.д}}}{\omega} = \frac{37}{0,838} = 44,2 \text{ с};$$

- ♦ время предварительной просушки осадка

$$\tau'_c = \frac{\varphi'_c}{\omega} = \frac{27,5}{0,838} = 32,8 \text{ с};$$

- ♦ время пребывания ячейки фильтра в зоне съема осадка и мертвых зонах

$$\tau' = \frac{\varphi'}{\omega} = \frac{63,5}{0,838} = 76 \text{ с};$$

- ♦ время полного цикла работы фильтра, или одного оборота барабана,

$$\tau_{\text{ц}} = \tau + \tau'_c + \tau_{\text{пр.д}} + \tau_{\text{с.д}} + \tau' = 161 + 33 + 113 + 44 + 76 = 427 \text{ с};$$

- ♦ число оборотов барабана фильтра в секунду

$$n = \frac{1}{\tau_{\text{ц}}} = \frac{1}{427} = 0,0023 \text{ об/с};$$

- ♦ объем фильтрата, получаемого с единицы площади поверхности фильтрования за время τ ,

$$V' = \frac{\delta_{\text{ос}}}{u} = \frac{0,007}{0,187} = 0,037 \text{ м}^3/\text{м}^2;$$

- ♦ среднюю скорость фильтрования, отнесенную к времени собственно фильтрования:

$$v_{\text{ср}} = \frac{V'}{\tau} = \frac{0,037}{161} = 0,23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

- ♦ производительность по фильтрату

$$Q = \frac{S_{\text{об}} K_{36} V'}{\tau_{\text{ц}}} = \frac{40 \cdot 0,8 \cdot 0,037}{427} = 2,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Окончательно находим производительность фильтра по влажному осадку, соответствующую найденной производительности по фильтрату,

$$Q_{oc} = \frac{Q_{ip\ oc}(100 - w)}{100 - w'} = \frac{2,77 \cdot 10^{-3} \cdot 0,187 \cdot 1120 (100 - 80)}{100 - 77} = 0,506 \text{ кг/с}$$

и производительность по снимаемому с фильтра сухому осадку

$$Q_c = Q_{oc} \frac{100 - w'}{100} = \frac{0,506 (100 - 77)}{100} = 0,116 \text{ кг/с.}$$

Пример 6.5. Рассчитать на прочность элементы конструкции барабанного вакуум-фильтра.

Исходные данные. $L = 5,75$ м – длина барабана; $l_1 = 0,78$ м – расстояние от опоры до наружной пластины торцевой стенки; $l_2 = 0,59$ м – расстояние между наружной и внутренней пластинами торцевой стенки; $l_3 = 0,35$ м; $l_4 = 2,78$ м; $P = 19610$ Н – усилие, передаваемое на вал от привода; $G_6 = 147100$ Н – вес барабана; $M_{кр} = 49030$ Н·м – крутящий момент на валу от приводного устройства; $h_1 = 0,04$ м; $h_2 = 0,025$ м – толщины соответственно наружной и внутренней пластин торцевой стенки; $r_1 = a = 0,13$ м – радиус правой цапфы; $D = 2b = 2,4$ м – внутренний диаметр барабана; b – наружный радиус торцевой стенки; $S = 0,01$ м – толщина стенки обечайки (барабана); $R = 1,2$ м; $q = 3923$ Н/м – удельная нагрузка от механизма обжима или съема осадка; $\rho = 2000$ кг/м³ – плотность суспензии; $\varphi_0 = 70^\circ$ – угол, характеризующий степень погружения барабана. Опорные реакции: $R_I = 88650$ Н; $R_{II} = 78060$ Н.

Определим изгибающие моменты (см. рис. 6.3, а):

♦ в сечении III–III: $M_I = R_I l_1 = 88650 \cdot 0,78 = 69150$ Н·м;

♦ в сечении IV–IV:

$$M_{IV} = R_{II} l_2 - P(l_2 + l_3) = 78060 \cdot 0,59 - 19610(0,59 + 0,35) = 27620 \text{ Н·м.}$$

Напряжения, возникающие в цапфах от действия изгибающего и крутящего моментов, рассчитываются по (6.41) и (6.42):

♦ для левой цапфы: максимальный изгибающий момент возникает в месте приварки цапфы $M_{изгIII}$ ($d_1 = 2r_1 = 0,26$ м)

$$\sigma_{изгIII} = \frac{M_{III}}{W_{III}} = \frac{69150}{0,1 \cdot 0,26^3} = 39,343 \text{ МПа;}$$

♦ для правой цапфы: максимальный изгибающий момент в месте приварки цапфы $M_{изгIV}$ ($d_2 = 2r_2 = 0,21$ м) и максимальное эквивалентное напряжение (6.43)

$$\sigma_{изгIV} = \frac{M_{IV}}{W_{IV}} = \frac{27620}{0,1 \cdot 0,21^3} = 29,823 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{\text{крIV}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} = \frac{49030}{0,2 \cdot 0,21^3} = 26,473 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{II}} = \sqrt{\sigma_{\text{изгIV}}^2 + 3\tau_{\text{крIV}}^2} = \sqrt{29,823^2 + 3 \cdot 26,473^2} = 54,698 \text{ МПа}.$$

Напряжения, возникающие в швах сварного соединения левой цапфы с торцевой стенкой, рассчитываются по (6.44) в соответствии с расчетной схемой на рис. 6.4:

$$Q = \frac{R_1 l_5}{l_6} = \frac{88650 \cdot 0,8}{0,3325} = 213300 \text{ Н},$$

где $l_5 = l_1 + 0,5 h_1 = 0,78 + 0,5 \cdot 0,04 = 0,8 \text{ м}$; $l_6 = 0,3325 \text{ м}$.

Усилия, возникающие в местах приварки цапфы к торцевой стенке:

$$Q_1 = Q + 0,5 R_1 = 213300 + 0,5 \cdot 88650 = 257600 \text{ Н};$$

$$Q_2 = Q - 0,5 R_1 = 213300 - 0,5 \cdot 88650 = 169000 \text{ Н};$$

$$\sigma_{\text{ш1}} = \frac{Q_1}{2r_1 h_1} = \frac{257600}{2 \cdot 0,13 \cdot 0,04} = 24,772 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{ш2}} = \frac{Q_2}{2r_1 h_2} = \frac{169000}{2 \cdot 0,13 \cdot 0,025} = 25,996 \text{ МПа}.$$

Определим коэффициент запаса прочности:

♦ для цапфы по (6.45):

$$n = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon}{\sigma_{\text{экв}}^{\text{II}} \beta K_{\sigma}} = \frac{345 \cdot 0,6}{54,698 \cdot 1,1 \cdot 1,92} = 1,792,$$

где $\sigma_{-1} = 345 \text{ МПа}$ для стали 12ХН3А; $\varepsilon = 0,6$; $\beta = 1,1$; $K_{\sigma} = 1,92$;

♦ для сварного шва по (6.46)

$$n = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon}{\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}} \beta K_{\sigma}} = \frac{345 \cdot 0,6}{25,996 \cdot 1,1 \cdot 1,7} = 4,258,$$

где $\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}} = \max\{\sigma_{\text{ш1}}, \sigma_{\text{ш2}}\} = 25,996 \text{ МПа}$; $K_{\sigma} = 1,7$ – коэффициент концентрации напряжений сварного шва с разделкой кромок при полном проваре и обработке шва после приварки.

Условие прочности выполняется, поскольку $n > [n] = 1,6$ (допускаемый коэффициент запаса прочности).

Расчет прочности торцевой стенки. Изгибающий момент, действующий в месте приварки цапфы к торцевой стенке, $M_{изг} = M_{III}$.

Геометрические характеристики поперечного сечения ребра (см. рис. 6.5): $i = 6$ — число ребер, подкрепляющих торцевую стенку; $\delta = 0,01$ м — толщина ребра; $H = 0,3$ м — высота ребра; $s = 0,647$ м — периметр; $z_c = 0,1805$ м — расстояние от центра тяжести сечения ребра до середины плоскости пластины; $F = 0,00647$ м² — площадь поперечного сечения ребра; $J_p = \frac{\delta^3 s}{3} = \frac{0,01^3 \cdot 0,647}{3} = 2,157 \cdot 10^{-7}$ м⁴ — момент инерции поперечного сечения ребра при кручении;

$$J_o = \frac{0,067 \cdot 0,1395^3 - 0,047 \cdot 0,1295^3 + 0,02 \cdot 0,1605^3}{3} = 5,417 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 - \text{момент инерции поперечного сечения ребра относительно его центральной оси.}$$

Предварительно вычисляем:

- ♦ безразмерный параметр $\rho = b/a = 1,2/0,13 = 9,231$;
- ♦ функции, зависящие от ρ (6.51)–(6.53): $R_0 = 1,246$; $R_u = 1,428$; $R_{кр} = 0,291$;
- ♦ коэффициенты $k_1 = 0,4345$; $k_2 = 0,1671$;
- ♦ смещение нейтрального слоя по (6.49):

$$e = \frac{z_c}{1 + \frac{8\pi}{i(1-\mu^2)} \frac{R_o}{R_u} \frac{ah_1}{F}} = \frac{0,1805}{1 + \frac{8\pi}{6(1-0,3^2)} \frac{1,246}{1,428} \frac{0,13 \cdot 0,04}{0,00647}} = 0,043 \text{ м;}$$

- ♦ параметр A из (6.50):

$$A = \left\{ 1 + \frac{12e^2}{h_1^2} + \left[J_o + F(z_c - e)^2 \right] \frac{ik_1 R_u}{ah_1^3 R_o} + \frac{J_p}{ah_1^3} ik_2 \frac{R_{кр}}{R_o} \right\}^{-1} =$$

$$= \left\{ 1 + \frac{12 \cdot 0,043^2}{0,04^2} + \left[5,417 \cdot 10^{-5} + 6,47 \cdot 10^{-3} \cdot (0,1805 - 0,043)^2 \right] \times \right.$$

$$\left. \times \frac{6 \cdot 0,4345}{0,13 \cdot 0,04^3} \frac{1,428}{1,246} + \frac{2,157 \cdot 10^{-7} \cdot 6 \cdot 0,1671 \cdot 0,291}{0,13 \cdot 0,04^3 \cdot 1,246} \right\}^{-1} = 0,014.$$

По (6.47) вычисляем максимальные напряжения изгиба в пластине торцевой стенки

$$\sigma_{\max}^{\text{пл}} = \frac{6(0,5h_1 + e)(\rho^2 - 1)}{\pi ah_1^3(\rho^2 + 1)} AM_{\text{изг}} =$$

$$= \frac{6(0,5 \cdot 0,04 + 0,043)}{\pi \cdot 0,13 \cdot 0,04^3} \frac{9,231^2 - 1}{9,231^2 + 1} 0,014 \cdot 69150 = 13,858 \text{ МПа};$$

- ♦ по (6.48) максимальные напряжения изгиба в наиболее напряженном ребре торцевой стенки

$$\sigma_{\max}^{\text{р}} = \frac{6(1 - \mu^2)(\rho^2 - 1)(H + 0,5h_1 - e)}{\pi(\rho^2 + 1)ah_1^3} AM_{\text{изг}} =$$

$$= \frac{6(1 - 0,3^2)}{\pi} \frac{9,231^2 - 1}{9,231^2 + 1} \frac{10,3 + 0,5 \cdot 0,04 - 0,043}{0,13 \cdot 0,04^3} 0,014 \cdot 69150 = 42,903 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение при $[\sigma_a] = 150 \text{ МПа}$ для нержавеющей стали X18H10T и $K_{\sigma}^* = 2,5$ составляет $[\sigma] = \frac{[\sigma_a]}{K_{\sigma}^*} = \frac{150}{2,5} = 60 \text{ МПа}$.

Следовательно, условия прочности для пластины и ребра выполняются.

Расчет прочности цилиндрической обечайки барабана требует определения:

- ♦ напряжений, возникающих в результате действия гидростатического давления суспензии в середине цилиндрической обечайки, по (6.55), (6.56):

Таблица 6.5. Расчетные значения коэффициентов и вспомогательных величин

| κ | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\beta_{\kappa}, \text{м}^{-1}$ | 0,100 | 0,245 | 0,448 | 0,708 | 1,026 |
| x_{κ} | 0,288 | 0,705 | 1,287 | 2,035 | 2,949 |
| F_1 | 0,999 | 0,959 | 0,545 | -1,744 | -9,398 |
| F_2 | 0,041 | 0,248 | 0,803 | 1,682 | 0,909 |
| Φ_{κ} | 0,553 | 0,189 | -0,033 | -0,078 | -0,024 |
| A_{κ} | -0,994 | -0,823 | -0,189 | 0,121 | 0,103 |
| B_{κ} | -0,165 | -0,851 | -1,116 | -0,469 | -0,040 |

$$\sigma_{\chi}^{\text{гидр}} = \sqrt{3}\gamma \frac{R^3}{\pi S^2} \sum_{k=2}^6 \frac{B_k \Phi_k}{\kappa^2 - 1} = \sqrt{3} \cdot 2000 \cdot 9,81 \frac{1,2^3}{\pi \cdot 0,01^2} \times \\ \times (-0,0305 - 0,0201 + 0,00245 + 0,00130 + 0,000026) = -8,694 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\phi}^{\text{гидр}} = \pm 6\gamma \frac{R^3}{\pi S^2} \left\{ \left[\sum_{k=2}^6 \frac{(A_k + 1) \Phi_k}{\kappa^2 - 1} \right] \pm 0,0005 \right\} = \pm 6 \cdot 2000 \cdot 9,81 \frac{1,2^3}{\pi \cdot 0,01^2} \times \\ \times (0,0011 + 0,0042 - 0,0018 - 0,0031 - 0,00076 - 0,00005) = \pm 0,94 \text{ МПа},$$

где значения коэффициентов и вспомогательных величин сведены в табл. 6.5;

- ♦ напряжений, возникающих вследствие действия механизма отжима или съема осадка в середине цилиндрической обечайки, по (6.57), (6.58):

$$\sigma_{\chi}^{\text{осад}} = \sqrt{3}q \frac{R}{\pi S^2} \sum_{k=2}^6 \frac{B_k}{\kappa^2 - 1} = \sqrt{3} \cdot 3923 \cdot \frac{1,2}{\pi \cdot 0,01^2} \times \\ \times (-0,0551 - 0,1064 - 0,0744 - 0,0195 - 0,0011) = -6,655 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\phi}^{\text{осад}} = \pm 6q \frac{R}{\pi S^2} \left\{ \left[\sum_{k=2}^6 \frac{A_k + 1}{\kappa^2 - 1} \right] + 0,155 \right\} = \pm 6 \cdot 3923 \cdot \frac{1,2}{\pi \cdot 0,01^2} \times \\ \times (0,0019 + 0,0221 + 0,0540 + 0,0467 + 0,0315 + 0,155) = \pm 27,986 \text{ МПа};$$

- ♦ изгибающего момента в барабане (методами сопротивления материалов, рассматривая барабан как балку, опертую по концам, см. рис. 6.3, б)

$$M_{\text{изг}}^6 = \frac{G_6 [L - (l_4 - l_1)] (l_4 - l_1)}{L} = \\ = \frac{147100 [5,75 - (2,78 - 0,78)] (2,78 - 0,78)}{5,75} = 191900 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- ♦ напряжений, возникающих в результате действия изгибающего момента, по (6.59), (6.60):

$$\sigma_{\chi}^{\text{изг}} = \pm \frac{M_{\text{изг}}^6}{\pi R^2 S} = \pm \frac{191900}{\pi \cdot 1,2^2 \cdot 0,01} = \pm 4,241 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\phi}^{\text{изг}} = \mu \sigma_{\chi}^{\text{изг}} = 0,3 \cdot 4,241 = \pm 1,272 \text{ МПа.}$$

Окончательно находим эквивалентное напряжение в наиболее нагруженной точке поперечного сечения обечайки по (6.61):

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экв}}^{\text{об}} &= \sqrt{(\sigma_{\chi}^{\text{сум}})^2 + (\sigma_{\phi}^{\text{сум}})^2 - \sigma_{\chi}^{\text{сум}} \sigma_{\phi}^{\text{сум}}} = \\ &= \sqrt{(-19,59)^2 + 28,318^2 + 19,59 \cdot 28,318} = 41,719 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Для обечайки из стали 12Х18Н10Т по рис. 6.6 определяем при $N = 10^6$ циклов $[\sigma_a] = 150$ МПа. Тогда допускаемое напряжение при коэффициенте запаса прочности, равном 2,5, составит 60 МПа. Таким образом, условие прочности для барабана выполняется ($41,719 < 60$).

Расчет цилиндрической обечайки барабана на устойчивость от действия изгибающего момента, обусловленного собственным весом барабана, проводится по ГОСТ 14249–89 (раздел 2.4) по формуле

$$M_{\text{изг}}^6 < [M],$$

где $[M] = 0,785 \phi_u \sigma^* D^2 (s - c)$; $\sigma^* = 160$ МПа (по табл. 2 ГОСТ 14249–89);

$$\phi_u = \frac{1}{1 + 15,3 \left[\frac{\sigma_T}{E} \frac{D}{2(s - c)} \right]^2} = \frac{1}{1 + 15,3 \left[\frac{240}{2 \cdot 10^5} \frac{2,4}{2(0,01 - 0)} \right]^2} = 0,759.$$

Тогда $[M] = 0,785 \cdot 0,759 \cdot 160 \cdot 2,4^2 (0,01 - 0) = 5,492 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

Следовательно, условие устойчивости соблюдается ($1,919 \cdot 10^5 < 5,492 \cdot 10^6$).

Расчет дисковых вакуум-фильтров

Технологический расчет дисковых вакуум-фильтров базируется на тех же основных уравнениях фильтрования, что и расчет барабанных вакуум-фильтров с наружной фильтрующей поверхностью, но имеет некоторые особенности, связанные с расположением рабочей поверхности и отсутствием операции промывки осадка на дисковом фильтре.

В рассмотренной ниже методике принимается, что концентрация суспензии и дисперсионный состав твердой фазы постоянны вдоль всей поверхности фильтрующих дисков.

При технологическом расчете определяют либо производительность фильтра при заданных его размерах, имея в виду существующий фильтр с известными параметрами, либо площадь поверхности фильтрования, необходимую для обеспечения заданной производительности, при определении параметров вновь проектируемых фильтров или при выборе рационального типоразмера по каталожным данным.

В тех случаях, когда по условиям технологического процесса регламентируется влажность снимаемого с фильтра осадка, необходимое время его просушки определяют опытным путем и вводят в расчет как известную величину.

Если конечная влажность осадка строго не регламентируется и специальных опытов не проводилось, то зона просушки устанавливается исходя из конструктивных соображений. Технические характеристики фильтров приведены в [6.5].

Основные соотношения для расчета фильтра

Предварительное определение некоторых величин, необходимых для расчета с использованием уравнения фильтрования, производится по соответствующим формулам для барабанных вакуум-фильтров: плотность влажного осадка ρ_0 рассчитывается по уравнению (6.14), отношение объема отфильтрованного осадка к объему полученного фильтрата u — по (6.15), масса твердой фазы, отлагающейся при получении единицы объема фильтрата, q_t — по (6.16).

Для сильно сжимаемых осадков, особенно при высоких концентрациях суспензии, отношение объема влажного осадка и массы составляющих его частиц к объему получаемого фильтрата могут значительно меняться с изменением разности давлений.

При расчете фильтра, работающего при перепаде давлений, отличном от того, при котором проводилось определение констант фильтрования, среднее удельное сопротивление осадка r_{cp} , м/кг, находят по уравнению

$$r_{cp} = r'_1 p^s, \quad (6.63)$$

где p — перепад давлений при фильтровании, Па; r'_1 — коэффициент сопротивления; s — показатель сжимаемости осадка.

Для расчета сопротивления ткани фильтра, отнесенного к единице вязкости, R_{ϕ} , м^{-1} , используется соотношение

$$R_{\phi} = K_c r_{\text{ср}}, \quad (6.64)$$

где K_c — экспериментально полученное отношение сопротивления фильтрующей перегородки к среднему удельному сопротивлению осадка.

Так как K_c может несколько меняться с изменением давления фильтрования и концентрации разделяемой суспензии, при $K_c = \text{const}$ соотношение (6.64) дает приближенные значения R_{ϕ} , но погрешность обычно находится в допустимых пределах.

Расчет производительности выбранного фильтра. Углы, которые характеризуют площадь той или иной зоны на фильтре и находятся при расчете распределения зон, определяют среднее положение линий, разграничивающих зоны.

Для дисковых вакуум-фильтров угол погружения в суспензию и, следовательно, время фильтрования и толщина отлагающегося осадка зависят от расстояния данного участка поверхности диска от его центральной оси. Угол зоны просушки, а значит, и время просушки также зависит от указанного расстояния.

Таким образом:

- ♦ угол погружения в суспензию и угол, занимаемый зоной фильтрования для диска радиусом r_d :

$$\psi_d = 2 \arccos \frac{h}{r_d}; \quad (6.65)$$

$$\varphi_d = \arccos \frac{h}{r_d} + 0,5\psi_d - \varphi_{\text{мд}}; \quad (6.66)$$

- ♦ угол между средней и крайней границами данной зоны на поверхности диска

$$\beta_c = 180/n_d; \quad (6.67)$$

- ♦ угол между линией начала данной активной зоны в шайбе распределительной головки и средней границей этой зоны на поверхности фильтра

$$\gamma_d = \alpha_o / 2, \quad (6.68)$$

где α_0 — угол, занимаемый выводным отверстием в ячейковой шайбе, град.

Определим расстояние от центра диска до внутренней границы поверхности фильтрования

$$r_v = \sqrt{r_d^2 - \frac{S}{2\pi n_d}}, \quad (6.69)$$

где r_d — радиус фильтрующего диска, м; S — площадь поверхности фильтрования, м²; n_d — число дисков, и от центра диска до уровня жидкости в корыте фильтра

$$h = r_d \cos \frac{\psi_d}{2}, \quad (6.70)$$

где ψ_d — угол погружения фильтрующего диска в суспензию по внешней окружности диска, град.

Далее определяем:

- ♦ угол сектора мертвой зоны от уровня жидкости в корыте фильтра до средней границы зоны фильтрования по внешней окружности диска

$$\varphi_{мд} = \psi_d - \varphi_d, \quad (6.71)$$

где φ_d — угол сектора зоны фильтрования по внешней окружности диска, град.;

- ♦ угол фильтрования по внутренней границе поверхности фильтрования

$$\varphi_v = \arccos \frac{h}{r_v} + 0,5\psi_d - \varphi_{мд}. \quad (6.72)$$

Зная параметры процесса фильтрования

$$b_1 = \frac{\mu q_t r_{ср}}{2p}; \quad (6.73)$$

$$V'_0 = \frac{R_\phi}{r_{ср} q_t}, \quad (6.74)$$

где μ — динамическая вязкость жидкой фазы при температуре фильтрования, Па·с; q_t — масса твердой фазы, отлагающейся при получении единицы объема фильтрата, кг/м³; $r_{ср}$ — среднее удельное сопротивление осадка, м/кг; p — перепад давлений при фильт-

ровании, Па; R_{ϕ} — сопротивление фильтрующей ткани, отнесенное к единице вязкости, м^{-1} , находим искомое время фильтрования по внутренней границе поверхности фильтрования диска

$$\tau_{\text{в}} = \frac{b_1 \delta_{\text{осв}} (\delta_{\text{осв}} + 2uV'_0)}{u^2}, \quad (6.75)$$

где $\delta_{\text{осв}}$ — толщина слоя осадка по внутренней границе поверхности фильтрования (как правило, принимается минимальной из соображений обеспечения удовлетворительного съема осадка; обычно не менее 6 мм), м.

Определив скорость вращения диска

$$n = \frac{\varphi_{\text{в}}}{360\tau_{\text{в}}} \quad (6.76)$$

и фактическое время просушки осадка по внешней границе поверхности фильтрования

$$\tau_{\text{сд}} = \frac{\varphi_{\text{сд}}}{360n}, \quad (6.77)$$

где $\varphi_{\text{сд}}$ — угол сектора зоны просушки по внешней окружности диска, град., по экспериментальной кривой $w' = f(\tau_{\text{с}})$ и значению $\tau_{\text{сд}}$ находим содержание жидкой фазы w' в осадке после просушки на фильтре.

Производительность фильтра. Полная производительность по объему фильтрата с поверхности одной стороны диска $Q_{\text{лф}}$, $\text{м}^3/\text{с}$, расположенной между радиусами $r_{\text{в}}$ и $r_{\text{д}}$:

$$Q_{\text{лф}} = 2\pi n \int_{r_{\text{в}}}^{r_{\text{д}}} \left(\sqrt{(V'_0)^2 + \frac{\arccos(h/r) + 0,5\psi_{\text{д}} - \varphi_{\text{мд}}}{360nb_1}} - V'_0 \right) r dr. \quad (6.78)$$

Если условно принять, что диск погружен в суспензию до своей горизонтальной оси, т.е. $h = 0$, то

$$Q_{\text{лф}} = \pi n \left(\sqrt{(V'_0)^2 + \frac{180 - \varphi_{\text{мд}}}{360nb_1}} - V'_0 \right) (r_{\text{д}}^2 - r_{\text{в}}^2) \text{ м}^3/\text{с}. \quad (6.79)$$

При сделанном допущении $h = 0$ уравнение (6.79) дает производительность на 8–10 % выше, чем (6.78).

Далее определяем производительность:

- ♦ по фильтрату с учетом забивки фильтрующей ткани при длительной работе фильтра, м³/с,

$$Q_{\phi} = 2K_{36}Q_{1\phi}n_d, \quad (6.80)$$

где $K_{36} = 0,7-0,8$ – коэффициент, учитывающий снижение производительности фильтра в результате постепенной забивки фильтрующей перегородки;

- ♦ по сухому осадку, кг/с,

$$Q_c = \frac{Q_{\phi} \mu \rho_o (100 - w)}{100}, \quad (6.81)$$

где w – содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке (до просушки), % масс.

- ♦ по снимаемому с фильтра влажному осадку, кг/с,

$$Q_o = \frac{Q_{\phi} \mu \rho_o (100 - w)}{100 - w'}, \quad (6.82)$$

- ♦ по суспензии, м³/с,

$$Q_{\text{сп}} = Q_{\phi} \left[1 + \frac{u(100 - w)}{100 - w'} \right]. \quad (6.83)$$

Расчет площади поверхности фильтрования и других основных параметров вновь проектируемого фильтра при заданной производительности. Предварительно определяют основные параметры фильтрования по (6.14), (6.15).

При проведении расчета требуется определить: необходимую площадь поверхности фильтрования S , м²; распределение зон на фильтре, град.; расстояние от центра диска до уровня жидкости в корыте фильтра h , м; скорость вращения дисков фильтра n , с⁻¹; радиус фильтрующего диска r_d , м; расстояние от центра диска до внутренней границы поверхности фильтрования $r_{в}$, м.

Сначала ориентировочно определяют площадь общей поверхности фильтрования, необходимой для обеспечения заданной производительности, и осуществляют выбор размеров вновь проектируемого аппарата.

Параметры процесса фильтрования β_1 , V'_0 и время фильтрования $\tau_{\text{в}}$ рассчитываются по (6.73)–(6.77).

Скорость вращения дисков фильтра определяется как

$$n = \frac{360 - \varphi'_{1B} + \varphi'_{MB} + 180/n_c}{(\tau_B + \tau_{CB})360}, \quad (6.84)$$

где n_c — число фильтрующих секторов диска (принимается по конструктивным соображениям, но не менее 10); φ'_{1B} — угол сектора съема осадка (включая мертвые зоны) до места погружения диска в суспензию по внутреннему краю поверхности фильтрования, град.; принимаем $\varphi'_{1B} = \varphi'_{1d}$, где φ'_{1d} — угол, занимаемый сектором съема осадка (включая мертвые зоны) до места погружения диска в суспензию, по внешней окружности диска, град. (при расчете вновь проектируемых фильтров этот угол может быть принят равным $50-55^\circ$); τ_{CB} — время просушки осадка (принимается на основании экспериментальных данных), с; φ'_{MB} — угол сектора мертвой зоны от уровня жидкости в корыте фильтра до верхней границы начала зоны всасывания по внутреннему краю поверхности фильтрования на диске, град., который предотвращает прорыв воздуха через еще не покрытую жидкостью поверхность диска; обычно он составляет $2-5^\circ$. Наличие на фильтре зоны регенерации фильтрующей перегородки приводит к увеличению этого угла до $20-25^\circ$.

Угол сектора зоны фильтрования

$$\varphi_B = 360n\tau_B. \quad (6.85)$$

Значение φ_B не должно выходить за рекомендуемые пределы ($75-135^\circ$) для дисковых вакуум-фильтров. Если расчетное значение φ_B оказывается вне этих пределов, то принимается ближайшее предельное ее значение, по которому определяют n по (6.84). Затем, используя (6.85) для расчета φ_B , находят время фильтрования τ_B .

Рассчитав среднюю скорость фильтрования, отнесенную к общей продолжительности рабочего цикла, $v_{ц}$, $m^3/(m^2 \cdot c)$:

$$v_{ц} = n \left[\sqrt{(V'_0)^2 + \tau_B / b_1} - V'_0 \right], \quad (6.86)$$

вычисляют необходимую площадь общей поверхности фильтрования, m^2 :

$$S_{общ} = \frac{Q_\Phi}{K_{36} v_{ц}}, \quad (6.87)$$

где $Q_{\text{ф}}$ — производительность по фильтрату, м³/с.

На основании найденного значения $S_{\text{общ}}$ и выбранного по технико-экономическим соображениям рационального числа устанавливаемых рабочих дисковых вакуум-фильтров определяют площадь поверхности одного аппарата

$$S = S_{\text{общ}} / n_{\text{ф}}, \quad (6.88)$$

где $n_{\text{ф}}$ — число рабочих дисковых вакуум-фильтров, и площадь поверхности диска

$$S_{\text{д}} = \frac{S}{n_{\text{д}}}, \quad (6.89)$$

где $n_{\text{д}} = 2-12$ — число дисков.

По конструктивным соображениям и на основании каталожных данных существующих стандартных дисковых вакуум-фильтров принимают радиус диска $r_{\text{д}}$.

Расстояние от центра диска до внутренней границы поверхности фильтрования определяют по (6.69).

Далее находят:

- ♦ угол погружения фильтрующего диска по внутренней границе поверхности фильтрования

$$\psi_{\text{в}} = \varphi_{\text{в}} + \varphi'_{\text{мв}} + \frac{360}{2n_{\text{с}}}; \quad (6.90)$$

- ♦ расстояние от центра диска до уровня жидкости в корыте фильтра

$$h = r_{\text{в}} \cos \frac{\psi_{\text{в}}}{2}; \quad (6.91)$$

- ♦ распределение зон на фильтре по внешней окружности диска: угол фильтрования

$$\varphi_{\text{д}} = \varphi_{\text{в}} + \arccos \frac{h}{r_{\text{д}}} - \arccos \frac{h}{r_{\text{в}}}; \quad (6.92)$$

угол просушки

$$\varphi_{\text{сд}} = \varphi_{\text{св}} - \arcsin \frac{h}{r_{\text{в}}} + \arcsin \frac{h}{r_{\text{д}}}, \quad (6.93)$$

где $\varphi_{\text{св}} = 360n_{\text{с}}\tau_{\text{св}}$ — угол просушки по внутренней границе поверхности фильтрования, град.; суммарный угол, занимаемый зонами

сьема осадка, регенерации фильтрующей перегородки и мертвыми зонами, каждая из которых принимается исходя из конструктивных соображений:

$$\varphi_{\text{вспд}} = 360 - \varphi_{\text{д}} - \varphi_{\text{сд}}; \quad (6.94)$$

угол погружения фильтрующего диска по внешней его окружности

$$\psi_{\text{д}} = 2 \arccos \frac{h}{r_{\text{д}}}; \quad (6.95)$$

угол сектора мертвой зоны от уровня жидкости в корыте фильтра до средней границы зоны фильтрования по внешней окружности диска

$$\varphi_{\text{мд}} = \psi_{\text{д}} - \varphi_{\text{д}}. \quad (6.96)$$

Производительность фильтра определяется по (6.78)–(6.83).

Расчет прочности элементов конструкции. Наиболее нагруженный узел дискового вакуум-фильтра – ячейковый вал. Расчетная схема его сводится к балке на двух опорах, находящейся под действием поперечной распределенной нагрузки от собственной силы тяжести и сосредоточенных сил от силы тяжести дисков. Вал состоит из нескольких литых чугунных секций, соединенных фланцами. Болтовое соединение фланцев рассчитывают на нераскрытие стыка.

Изгибающий момент $M_{\text{изг}}$ в сечении стыка воспринимается группой болтов; усилие в каждом из них пропорционально расстоянию h_i от болта до точки поворота сечения. Таким образом, наиболее нагружен болт в нижней точке:

$$M_{\text{изг}} = \sum_i M_i = \sum_i 2 P_i h_i = (2 P_n / h_n) \sum_i h_i^2, \quad (6.97)$$

где $h_i = R[1 - \cos(n\alpha_i)]$; $h_n = 2R$ – плечо приложения силы P_n ; $\alpha_i = 360/(2n)$; R – радиус болтовой окружности; n – число болтов; α_i – угловое расстояние между болтами.

Максимальная нагрузка на болт, обусловленная действием изгибающего момента, равна

$$P_n = \frac{M_{\text{изг}}}{R \sum_{i=1}^n [1 - \cos(n\alpha_i)]^2}. \quad (6.98)$$

Кроме того, та же группа болтов передает крутящий момент $M_{кр}$, действующий в плоскости стыка; при этом каждый болт должен создать усилие $P_{кр} = 2M_{кр}/(nfR)$, где f — коэффициент трения в стыке.

Усилие затяжки болта

$$P_3 = k(P_n + P_{кр}),$$

где k — коэффициент, учитывающий наличие и материал прокладки в стыке.

Пример 6.6. Определить производительность дискового вакуум-фильтра ДУ 102-2,5 для разделения суспензии рапного гидроксида магния.

Исходные данные. Типоразмер дискового вакуум-фильтра ДУ 102-2,5; площадь поверхности фильтрования $S = 102 \text{ м}^2$; число дисков $n_d = 12$; радиус фильтрующего диска $r_d = 1,25 \text{ м}$; угол сектора зоны фильтрования по внешней окружности диска $\varphi_d = 120^\circ$; угол сектора зоны просушки $\varphi_{сд} = 137^\circ$; угол погружения фильтрующего диска в суспензию по внешней окружности диска $\psi_d = 166^\circ$; перепад давления при фильтровании $p = 66,7 \text{ кПа}$; среднее удельное сопротивление осадка $r_{ср} = 96,95 \cdot 10^9 \text{ м/кг}$; сопротивление фильтрующей ткани, отнесенное к единице вязкости, $R_\phi = 60,4 \cdot 10^9 \text{ 1/м}$; содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке (до просушки) $w = 62 \text{ \% масс.}$; требуемое содержание жидкой фазы в осадке, снимаемом с фильтра (после просушки), $w' = 57 \text{ \% масс.}$; плотность жидкой фазы при температуре фильтрования $\rho_{ж} = 1020 \text{ кг/м}^3$; плотность твердой фазы $\rho_{ж} = 2400 \text{ кг/м}^3$; динамическая вязкость жидкой фазы при температуре фильтрования $\mu = 0,94 \cdot 10^{-6} \text{ кПа}\cdot\text{с}$; толщина слоя осадка по внутренней границе поверхности фильтрования $\delta_{ос} = 0,005 \text{ м}$; содержание твердой фазы в суспензии $c = 10 \text{ \%}$; плотность влажного осадка $\rho_o = 13,05 \text{ кг/м}^3$; время просушки осадка $\tau_{св} = 60 \text{ с}$; коэффициент $K_{зб} = 0,8$, учитывающий снижение производительности фильтра в результате постепенной забивки фильтрующей перегородки.

В соответствии с изложенной выше методикой определяем:

♦ плотность влажного осадка по (6.14):

$$\rho_o = \frac{100\rho_{т\rho_{ж}}}{100\rho_{ж} + (\rho_{т} - \rho_{ж})w} = \frac{100 \cdot 2400 \cdot 1020}{100 \cdot 1020 + (2400 - 1020)62} = 1305,1 \text{ кг/м}^3;$$

♦ соотношение объемов отфильтрованного осадка и полученного фильтрата по (6.15):

$$u = \frac{c \rho_{\text{ж}}}{\rho_o [100 - (w + c)]} = \frac{10 \cdot 1020}{1305,1 [100 - (62 + 10)]} = 0,279;$$

- ♦ массу твердой фазы, отлагающейся при получении единицы объема фильтрата, по (6.16):

$$q_{\text{т}} = \frac{c \rho_{\text{ж}} (100 - w)}{100 [100 - (w + c)]} = \frac{10 \cdot 1020 (100 - 62)}{100 [100 - (62 + 10)]} = 138,42 \text{ кг/м}^3;$$

- ♦ расстояние от центра диска до внутренней границы поверхности фильтрования по (6.69):

$$r_{\text{в}} = \sqrt{r_{\text{д}}^2 - \frac{S}{2\pi n_{\text{д}}}} = \sqrt{1,25^2 - \frac{102}{2\pi \cdot 12}} = 0,457 \text{ м};$$

- ♦ расстояние от центра диска до уровня жидкости в корыте фильтра по (6.70):

$$h = r_{\text{д}} \cos \frac{\Psi_{\text{д}}}{2} = 1,25 \cos 85^\circ = 0,152 \text{ м};$$

- ♦ угол сектора мертвой зоны от уровня жидкости в корыте фильтра до средней границы зоны фильтрования по внешней окружности диска по (6.71):

$$\varphi_{\text{мд}} = \Psi_{\text{д}} - \varphi_{\text{д}} = 166^\circ - 120^\circ = 46^\circ.$$

- ♦ угол фильтрования по внутренней границе поверхности фильтрования по (6.72):

$$\varphi_{\text{в}} = \arccos \frac{h}{r_{\text{в}}} + 0,5 \Psi_{\text{д}} - \varphi_{\text{мд}} = \arccos \frac{0,152}{0,457} + 0,5 \cdot 166 - 46 = 107,57^\circ.$$

Определив параметры процесса фильтрования по (6.73), (6.74):

$$b_1 = \frac{\mu q_{\text{т}} r_{\text{ср}}}{2 p} = \frac{0,94 \cdot 10^{-6} \cdot 138,42 \cdot 96,95 \cdot 10^9}{2 \cdot 66,7} = 94,575 \cdot 10^3 \text{ с/м}^2;$$

$$V'_0 = \frac{R_{\text{ф}}}{r_{\text{ср}} q_{\text{т}}} = \frac{60,4 \cdot 10^9}{96,95 \cdot 10^9 \cdot 138,42} = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2,$$

найдем искомое время фильтрования по внутренней границе поверхности фильтрования диска по (6.75):

$$\tau_{\text{в}} = \frac{b_1 \delta_{\text{ос}} (\delta_{\text{ос}} + 2uV'_o)}{u^2} =$$

$$= \frac{94,575 \cdot 10^{-3} \cdot 0,005 (0,005 + 2 \cdot 0,279 \cdot 4,5 \cdot 10^{-3})}{0,279^2} = 45,6 \text{ с}$$

и скорость вращения диска по (6.76):

$$n = \frac{\varphi_{\text{в}}}{360 \tau_{\text{в}}} = \frac{107,57}{360 \cdot 45,6} = 0,007 \text{ с}^{-1},$$

а также фактическое время просушки осадка по внешней границе поверхности фильтрования по (6.77):

$$\tau_{\text{сд}} = \frac{\varphi_{\text{сд}}}{360 n} = \frac{137}{360 \cdot 0,007} = 54,4 \text{ с}.$$

Производительность фильтра определяем по (6.78):

$$Q_{1\phi} = 2\pi n \int_{r_{\text{в}}}^{r_{\text{д}}} \left[\sqrt{(V'_o)^2 + \frac{\arccos \frac{h}{r} + 0,5\psi_{\text{д}} - \varphi_{\text{мд}}}{360nb_1}} - V'_o \right] r dr =$$

$$= 2\pi \cdot 0,007 \int_{0,457}^{1,25} \left[\sqrt{\left(4,5 \cdot 10^{-3}\right)^2 + \frac{\arccos \frac{0,152}{r} + 0,5 \cdot 166 - 46}{360 \cdot 0,007 \cdot 94,575 \cdot 10^{-3}}} - 0,0045 \right] r dr =$$

$$= 537,757 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Далее рассчитываем производительность:

♦ полную дискового вакуум-фильтра

$$Q_{\phi} = 2 Q_{1\phi} n_{\text{д}} = 2 \cdot 537,757 \cdot 10^{-6} \cdot 12 = 12,91 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

♦ по фильтрату с учетом забивки фильтрующей ткани при длительной работе фильтра по (6.80):

$$Q_{\phi} = 2 K_{\text{зб}} Q_{1\phi} n = 2 \cdot 0,8 \cdot 537,757 \cdot 10^{-6} \cdot 12 = 10,328 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

♦ по сухому осадку по (6.81):

$$Q_{\text{с}} = \frac{Q_{\phi} \mu \rho_{\text{o}} (100 - w)}{100} = \frac{10,328 \cdot 10^{-3} \cdot 0,279 \cdot 1305,1 (100 - 62)}{100} = 1,429 \text{ кг/с};$$

- ♦ по снимаемому с фильтра влажному осадку по (6.82):

$$Q_o = \frac{Q_\phi \mu \rho_o (100 - w)}{100 - w'} = \frac{10,328 \cdot 10^{-3} \cdot 0,279 \cdot 1305,1 (100 - 62)}{100 - 57} = 3,323 \text{ кг/с};$$

- ♦ по суспензии (6.83):

$$Q_{\text{сп}} = Q_\phi \left[1 + \frac{u(100 - w)}{100 - w'} \right] = 10,328 \cdot 10^{-3} \left[1 + \frac{0,279(100 - 62)}{100 - 57} \right] = 12,879 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 6.7. Произвести расчет площади поверхности фильтрования и других основных параметров вновь проектируемого дискового вакуум-фильтра для разделения суспензии рапного гидроксида магния. Предварительно определенные величины полностью совпадают с выполненными в примере 6.6. Величины, подлежащие определению при проведении расчета: необходимая площадь поверхности фильтрования S , м²; распределение зон на фильтре, град.; расстояние от центра диска до уровня жидкости в корыте фильтра h , м; скорость вращения дисков фильтра n , 1/с; радиус фильтрующего диска r_d , м; расстояние от центра диска до внутренней границы поверхности фильтрования r_b , м. И с х о д н ы е д а н н ы е. Производительность по фильтрату $Q_\phi = 115,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; время просушки осадка $\tau_{\text{св}} = 60 \text{ с}$; угол, занимаемый сектором съема (включая мертвые зоны) до места погружения диска, $\phi_{\text{лд}} = 55^\circ$; угол сектора мертвой зоны от уровня жидкости в корыте фильтра до верхней границы начала зоны всасывания по внутреннему краю поверхности фильтрации на диске $\phi_{\text{мв}} = 55^\circ$.

Сначала ориентировочно определим площадь общей поверхности фильтрования, необходимой для обеспечения заданной производительности, и осуществим выбор основных размеров вновь проектируемого аппарата.

Параметры процесса и время фильтрования рассчитаем, как в примере 6.6:

$$b_1 = 94,575 \cdot 10^3 \text{ с/м}^2; V'_0 = 0,0045 \text{ м}^3/\text{м}^2; \tau_b = 45,6 \text{ с}.$$

Далее определяем:

- ♦ скорость вращения дисков фильтра по (6.84):

$$n = \frac{360 - \phi'_{\text{лв}} + \phi_{\text{мв}} + 180/n_c}{360(\tau_b + \tau_{\text{св}})} = \frac{360 - 55 + 25 + 180/12}{360(45,6 + 60)} = 0,00915 \text{ с}^{-1},$$

где $n_c = 12$; $\varphi'_{1в} = \varphi'_{1д} = 55^\circ$;

- ♦ угол сектора зоны фильтрования по (6.85):

$$\varphi_{в} = 360 n \tau_{в} = 360 \cdot 0,00915 \cdot 45,6 = 150,27^\circ;$$

- ♦ среднюю скорость фильтрования, отнесенную к общей продолжительности рабочего цикла, по (6.86):

$$\begin{aligned} v_{ц} &= n \left[\sqrt{(V'_0)^2 + \frac{\tau_{в}}{b_1}} - V'_0 \right] = 0,00915 \left[\sqrt{0,0045^2 + \frac{45,6}{94,575 \cdot 10^3}} - 0,0045 \right] = \\ &= 0,164 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{с}); \end{aligned}$$

- ♦ необходимую общую площадь поверхности фильтрования по (6.87):

$$S_{\text{общ}} = \frac{Q_{\Phi}}{K_{36} v_{ц}} = \frac{115,74 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot 0,164 \cdot 10^{-3}} = 882 \text{ м}^2.$$

Приняв $n_{\Phi} = 4$, определим площадь поверхности

- ♦ одного аппарата по (6.88):

$$S = \frac{S_{\text{общ}}}{n_{\Phi}} = \frac{882}{4} = 220,5 \text{ м}^2,$$

- ♦ диска по (6.89):

$$S_{д} = \frac{S}{n_{д}} = \frac{220,5}{16} = 13,8 \text{ м}^2.$$

Для дальнейших расчетов примем $n_{д} = 16$, радиус диска $r_{д} = 1,8 \text{ м}$ и вычислим:

- ♦ расстояние от центра диска до внутренней границы поверхности фильтрования по (6.69):

$$r_{в} = \sqrt{r_{д}^2 - \frac{S}{2\pi n_{д}}} = \sqrt{1,8^2 - \frac{220,5}{2\pi \cdot 16}} = 1,023 \text{ м};$$

- ♦ угол погружения фильтрующего диска по внутренней границе поверхности фильтрования по (6.90):

$$\psi_{в} = \varphi_{в} + \varphi'_{мв} + \frac{360}{2n_c} = 150,27 + 25 + \frac{360}{2 \cdot 12} = 193,27^\circ;$$

- ♦ расстояние от центра диска до уровня жидкости в корыте фильтра по (6.91):

$$h = r_{\text{в}} \cos \frac{\Psi_{\text{в}}}{2} = 1,023 \cos \frac{193,27}{2} = 0,319 \text{ м.}$$

Распределение зон на фильтре по внешней окружности диска определяется следующими углами:

- ♦ фильтрования по (6.92)

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{д}} = \varphi_{\text{в}} + \arccos \frac{h}{r_{\text{д}}} - \arccos \frac{h}{r_{\text{в}}} &= 150,27 + \arccos \frac{0,319}{1,8} - \\ - \arccos \frac{0,319}{1,023} &= 158,24^{\circ}; \end{aligned}$$

- ♦ просушки по внутреннему диаметру диска

$$\varphi_{\text{св}} = 360 \pi \tau_{\text{св}} = 360 \cdot 0,00915 \cdot 60 = 197,73^{\circ};$$

- ♦ просушки по наружной окружности диска по (6.93)

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{сд}} = \varphi_{\text{св}} - \arcsin \frac{h}{r_{\text{в}}} + \arcsin \frac{h}{r_{\text{д}}} &= 197,73 - \arcsin \frac{0,319}{1,023} + \\ + \arcsin \frac{0,319}{1,8} &= 189,76^{\circ}; \end{aligned}$$

- ♦ суммарным, занимаемым зонами съема осадка, регенерации фильтрующей перегородки и мертвыми зонами по (6.94)

$$\varphi_{\text{вспд}} = 360 - \varphi_{\text{д}} - \varphi_{\text{сд}} = 360 - 158,24 - 189,76 = 12^{\circ};$$

- ♦ погружения фильтрующего диска по внешней его окружности по (6.95)

$$\Psi_{\text{д}} = 2 \arccos \frac{h}{r_{\text{д}}} = 2 \arccos \frac{0,319}{1,8} = 159,56^{\circ};$$

- ♦ углом сектора мертвой зоны от уровня жидкости в корыте фильтра до средней границы зоны фильтрования по внешней окружности диска по (6.96)

$$\varphi_{\text{мд}} = \Psi_{\text{д}} - \varphi_{\text{д}} = 159,56 - 158,24 = 1,32^{\circ}.$$

Производительность фильтра рассчитывается по (6.78):

$$\begin{aligned}
 Q_{1\phi} &= 2\pi n \int_{r_b}^{r_d} \left[\sqrt{(V'_0)^2 + \frac{\arccos \frac{h}{r} + 0,5\psi_d - \varphi_{мд}}{360nb_1}} - V'_0 \right] r dr = \\
 &= 2\pi 0,00915 \int_{1,023}^{1,8} \left[\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + \frac{\arccos \frac{0,319}{r} + 0,5 \cdot 159,56 - 1,32}{360 \cdot 0,00915 \cdot 94,575 \cdot 10^{-3}}} - 0,0045 \right] r dr = \\
 &= 1130,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.
 \end{aligned}$$

С использованием полученного значения находим производительность:

- ♦ полную дискового вакуум-филтра

$$Q_{\phi} = 2 Q_{1\phi} n_d = 2 \cdot 1130,3 \cdot 10^{-6} \cdot 16 = 0,0362 \text{ м}^3/\text{с};$$

- ♦ по фильтрату с учетом забивки фильтрующей ткани при длительной работе фильтра по (6.80):

$$Q_{\phi} = 2 K_{36} Q_{1\phi} n_d = 2 \cdot 0,8 \cdot 1130,3 \cdot 10^{-6} \cdot 16 = 0,0289 \text{ м}^3/\text{с};$$

- ♦ по сухому осадку по (6.81):

$$Q_c = \frac{Q_{\phi} u \rho_o (100 - w)}{100} = \frac{0,0289 \cdot 0,279 \cdot 1305,1 (100 - 62)}{100} = 4,004 \text{ кг/с};$$

- ♦ по снимаемому с фильтра влажному осадку по (6.82):

$$Q_o = \frac{Q_{\phi} u \rho_o (100 - w)}{100 - w'} = \frac{0,0289 \cdot 0,279 \cdot 1305,1 (100 - 62)}{100 - 57} = 7,024 \text{ кг/с};$$

- ♦ по суспензии по (6.83):

$$Q_{сн} = Q_{\phi} \left[1 + \frac{u(100 - w)}{100 - w'} \right] = 0,0289 \left[1 + \frac{0,279 \cdot (100 - 62)}{100 - 57} \right] = 0,0361 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расчет вакуум-фильтров наливного типа

В наливных вакуум-фильтрах непрерывного действия с плоской фильтрующей поверхностью (ленточного и карусельного типов) фильтрование протекает одновременно с процес-

сом осаждения частиц твердой фазы суспензии под действием силы тяжести, что обуславливает ряд особенностей их расчета.

Например, на фильтре до определенного предела может постепенно увеличиваться концентрация суспензии с появлением сверху слоя осветленной жидкости, а масса осадка на фильтрующей перегородке нарастает быстрее, чем масса получаемого фильтрата. Таким образом, нарушаются два условия применимости основного уравнения фильтрования. Кроме того, вследствие первоначального выпадения более крупных частиц структура образующегося на наливном фильтре осадка отличается от структуры, формирующейся при процессе, когда направления действия силы тяжести и движения фильтрата противоположны.

Работа наливных вакуум-фильтров непрерывного действия протекает в режиме постоянной разности давлений и характеризуется небольшой высотой слоя суспензии над фильтрующей перегородкой, а также относительно малой продолжительностью фильтрования в каждом рабочем цикле.

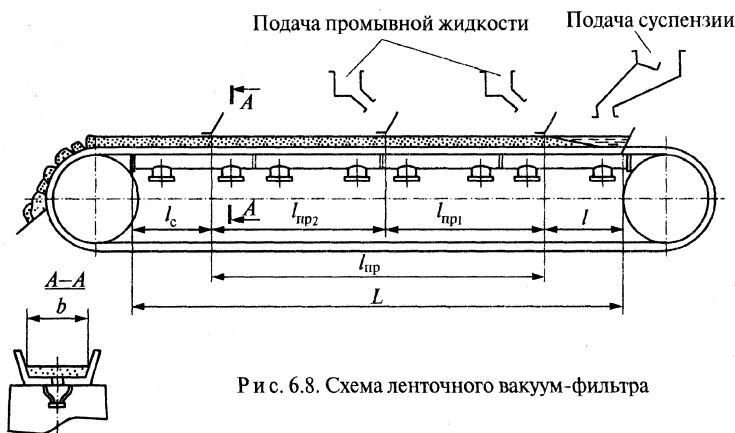
Расчет операций промывки и просушки отфильтрованных осадков во всех случаях производится на основании экспериментальных определений, проводимых на моделирующих фильтровальных установках.

Расчет ленточных вакуум-фильтров

Ленточные вакуум-фильтры (рис. 6.8) предназначены преимущественно для разделения быстро расслаивающихся суспензий с неоднородной по крупности твердой фазой, особенно при необходимости тщательной промывки осадка, в том числе многоступенчатой противоточной.

При технологическом расчете фильтров ставится задача либо определить площадь общей поверхности фильтрования, основные параметры и число устанавливаемых аппаратов для заданной производительности либо определить производительность фильтра по заданной его площади поверхности. Необходимость выполнения первого варианта расчета возникает при проектировании новых фильтров и фильтровальных установок, тогда как второй вариант относится к определению показателей и выбору режима работы существующего фильтровального оборудования.

При технологическом расчете фильтра коэффициент, учитывающий снижение производительности в результате постепенной забивки фильтрующей перегородки и перехода от модели к промышленному аппарату, выбирается в зависимости от применяемых способов съема осадка и регенерации ткани. Обычно этот коэффициент находится в пределах 0,7–0,8. Для фильтра со сходящей тканевой лентой принимается более высокое из приведенных значение.



Р и с. 6.8. Схема ленточного вакуум-фильтра

Расчетная скорость движения ленты для серийно выпускаемых фильтров должна находиться в пределах, указанных в табл. 6.6. При проектировании нового фильтра для изготовления по специальному заказу технически может быть допущена скорость движения ленты, превышающая примерно в 1,5 раза максимальное значение, приведенное в таблице.

В случае необходимости повышения производительности фильтровальной установки, оснащенной ленточными вакуум-фильтрами, путем увеличения площади поверхности фильтрования необходимо учитывать следующее:

- ♦ для сохранения заданных условий осуществления процесса при неизвестной скорости движения ленты увеличение площади поверхности фильтрования может быть достигнуто лишь за счет применения более широких фильтрующих лент или установки дополнительных фильтров;
- ♦ если увеличение площади поверхности достигается за счет применения более длинной фильтрующей ленты, необходимо propor-

ционально увеличить длину каждой зоны на поверхности стола фильтра и соответствующим образом повысить скорость движения ленты с тем, чтобы время выполнения каждой операции рабочего цикла оставалось неизменным.

Таблица 6.6. Характеристика ленточных фильтров

| Обозначение вакуум-фильтра | Поверхность фильтрования, м ² | Рабочая ширина ленты, мм | Полная длина вакуум-камеры, мм | Число отсеков вакуум-камеры | Длина стола фильтра, м | Глубина желоба, образуемого движущейся лентой, мм | Предел изменения скоростей перемещения ленты, м/мин | Мощность двигателя, кВт | Число промежуточных перегибов в отсеке вакуум-камеры | Максимально возможная высота осадка, мм |
|----------------------------|--|--------------------------|--------------------------------|-----------------------------|------------------------|---|---|-------------------------|--|---|
| Л1,6-0,5-3,2 | 1,6 | 500 | 3200 | 2 | 4100 | 65 | 0,8–4,8 | 3 | 2 | 50 |
| Л2,5-0,5-4,8 | 2,4 | 500 | 4800 | 3 | 5700 | 65 | 0,8–4,8 | 3 | 3 | 50 |
| Л3,2-0,5-6,4 | 3,2 | 500 | 6400 | 3 | 7333 | 65 | 1–6 | 5,5 | 3 | 50 |
| Л4-0,6-8 | 4 | 500 | 8000 | 4 | 9800 | 65 | 1,5–9 | 5,5 | 4 | 50 |
| Л10-1,25-8 | 10 | 1250 | 8000 | | 10200 | 120 | 4–10 | 10 | | 90 |

При технологическом расчете ленточных вакуум-фильтров за время рабочего цикла условно принимается время прохождения элементами фильтрующей поверхности длины рабочего стола фильтра, занятой вакуум-камерой.

Методика расчета приведена в примерах 6.8–6.10.

Расчет карусельных вакуум-фильтров

Карусельные вакуум-фильтры предназначены в основном для разделения быстро расслаивающихся суспензий с неоднородной по крупности твердой фазой, особенно при необходимости тщательной противоточной промывки отфильтрованного осадка, в том числе многоступенчатой.

Эффективная работа карусельного вакуум-фильтра достигается при концентрации твердой фазы в суспензии 20–50 % по массе, при этом жидкая фаза не должна кристаллизоваться под ваку-

умом, растворять резину и эбонит, быть легколетучей, огне- или взрывоопасной.

Карусельные вакуум-фильтры с большой поверхностью фильтрования целесообразно применять в многотоннажных производствах, когда для обеспечения заданной производительности потребовалась бы установка большого числа ленточных вакуум-фильтров, поверхность фильтрования которых у существующих моделей остается весьма ограниченной.

На рис. 6.9 показана принципиальная схема распределения зон на карусельном вакуум-фильтре.

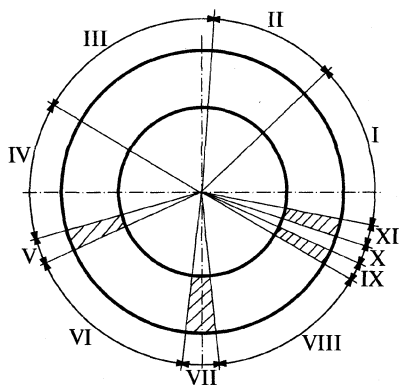


Рис. 6.9. Схема распределения зон на карусельном вакуум-фильтре

Таблица 6.7. Распределение рабочих зон в карусельном фильтре

| Номер зоны | Наименование зоны | Обозначение углов |
|------------|---------------------|------------------------|
| I | фильтрование | φ |
| II | 1-я промывка осадка | $\varphi_{\text{пр1}}$ |
| III | 2-я промывка осадка | $\varphi_{\text{пр2}}$ |
| IV | 3-я промывка осадка | $\varphi_{\text{пр3}}$ |
| V | Мертвая зона | $\varphi_{\text{м}}$ |
| VI | Просушка осадка | $\varphi_{\text{с}}$ |
| VII | Мертвая зона | $\varphi_{\text{м2}}$ |
| VIII | Отдувка осадка | $\varphi_{\text{отд}}$ |
| IX | Мертвая зона | $\varphi_{\text{м3}}$ |
| X | Просушка ткани | $\varphi_{\text{ст}}$ |
| XI | Мертвая зона | $\varphi_{\text{м4}}$ |

В настоящее время к серийному изготовлению принят карусельный вакуум-фильтр с площадью поверхности фильтрования 100 м², характеристика которого приведена в табл. 6.8. Фильтры, имеющие другие поверхности, могут быть изготовлены только по индивидуальным заказам (например, с площадью поверхности 50 м²).

Таблица 6.8. Характеристика карусельного вакуум-фильтра К100-15К

| Величина | Значение |
|---|----------|
| Площадь поверхности фильтрования (фактическая), м ² | 108 |
| Площадь поверхности одного ковша, м ² | 4,5 |
| Число ковшей | 24 |
| Радиус фильтрующей поверхности ковшей, м: | |
| внутренний | 4,055 |
| наружный | 7,378 |
| Внутренние размеры ковша в плане, м: | |
| длина | 3,323 |
| ширина по внутреннему радиусу фильтрующей поверхности | 0,906 |
| ширина по наружному радиусу фильтрующей поверхности | 1,824 |
| Глубина ковша от верхнего края до дренажного основания, м | 0,135 |
| Полезная емкость верхней части ковша, м ³ | 0,46 |
| Отношение фильтрующей поверхности ковшей к полной кольцевой поверхности, ограниченной теми же радиусами | 0,74 |
| Углы зон по кольцевой траектории движения ковшей, град.: | |
| фильтрования, последовательных промывок и просушки осадка* | |
| мертвой зоны между зонами промывки и просушки осадка (передвижная) | 286 |
| мертвой зоны между зонами просушки и отдувки осадка | 1 |
| отдувки осадка | 43 |
| мертвой зоны | 2 |
| регенерации и просушки фильтровальной перегородки | 10 |
| мертвой зоны | 14 |
| Угол, занимаемый выводным отверстием от ковша в распределительной головке | 7 |
| Угол, занимаемый перегородкой между окнами вращающейся шайбы распределительной головки | 8 |

Окончание табл. 6.8

| Величина | Значение |
|---|-----------------------|
| Угловая скорость вращения карусели**, рад/с | 0,007—0,043 |
| Мощность электродвигателя, кВт | 7,5 |
| Материал основных узлов фильтра | Сталь 0Х23Н28МЗДЗТ |
| * Угол отдельных вакуумных зон может регулироваться перемещением разделяющих их подвижных перегородок в распределительной головке. Фильтрат с начального участка зоны фильтрования, называемой также зоной предварительного фильтрования, в случае присутствия загрязнений может отводиться отдельно. | |
| ** Регулирование скорости вращения в указанном диапазоне бесступенчатое. | |

При расчете карусельного вакуум-фильтра налагаются следующие ограничительные условия, связанные с его конструктивными особенностями:

- ♦ при определении минимальной толщины слоя осадка, необходимой для нормальной работы фильтра, следует учитывать время пребывания ковша в зоне фильтрования при наибольшей возможной для данного аппарата скорости вращения несущей ковша рамы, которая снижается с увеличением размеров и площади рабочей поверхности аппарата. Кроме того, каждый ковш может совершать небольшой свободный поворот во время перемещения по круговому пути относительно своей оси, вследствие чего поверхность фильтрующей перегородки оказывается не вполне горизонтальной. Это наряду с воздействием струи суспензии, подаваемой в ковш, приводит к некоторой неравномерности образующегося слоя осадка по толщине между передней и задней стенками ковша по направлению его хода, которая может достигать 10—15 мм. Значительной неравномерности толщины осадка по длине ковша не наблюдается. Указанные условия фильтрования на карусельном вакуум-фильтре не позволяют вести процесс с образованием тонких осадков. Исходя из эксплуатационных данных толщина набираемого слоя осадка при работе на карусельном вакуум-фильтре с площадью поверхности фильтрования 50 м² должна приниматься не менее 20 мм и на фильтре 100 м² — не менее 30 мм;
- ♦ для получения желаемой степени промывки слоя осадка, неравномерного по толщине, на участках с более толстым слоем должно быть обеспечено фильтрование требуемого для этого количества

промывной жидкости. При этом на участках с более тонким слоем осадка фильтруется избыточное количество промывной жидкости и общий ее расход на единицу массы отфильтрованного осадка возрастает, что при выполнении расчетов учитывается введением поправочного коэффициента ($\kappa_{\text{нт}}$) на неравномерность толщины отложившегося осадка;

- ♦ при расчете распределения зон на карусельном вакуум-филт্রে должно учитываться минимально необходимое расстояние между ковшами, определяемое из условия их опрокидывания при заданной высоте борта ковша.

Порядок технологического расчета карусельных фильтров аналогичен приведенному для ленточного вакуум-филтра, но за длительность рабочего цикла принимается время одного оборота карусели. Методика расчета дана в примерах 6.11, 6.12.

Пример 6.8. Провести расчет производительности по данным опытов на лабораторной установке с наливной воронкой без вычисления констант фильтрования ленточного филтра ЛУ 1,6-0,5-3,2, используемого для разделения суспензии полиметилметакрилата. Фильтрующая перегородка – ткань капроновая, арт. 56027.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Площадь поверхности фильтрования $S = 1,6 \text{ м}^2$; рабочая ширина ленты $B = 0,5 \text{ м}$; общая длина вакуум-камер $L = 3,2 \text{ м}$; толщина набираемого слоя осадка $\delta_{\text{ос}} = 0,016 \text{ м}$; число стадий промывки осадка $n_{\text{пр}} = 1$; применяемое промывное устройство – лоток; необходимый объем промывной жидкости на единицу массы влажного осадка $V_{\text{пр.ж}} = 0,002 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Экспериментальные данные, полученные при заданных условиях проведения процесса и используемые для расчета промышленного филтра: поверхность лабораторного филтра $S_{\text{л}} = 0,01 \text{ м}^2$; объем суспензии, необходимой для образования на лабораторном филтре слоя осадка заданной толщины, $V_{\text{сп.л}} = 500 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; объем полученного филтрата $V_{\text{л}} = 400 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; масса полученного влажного осадка $m_{\text{ос.л}} = 0,2378 \text{ кг}$; время фильтрования $\tau = 20 \text{ с}$; время промывки осадка при заданном количестве промывной жидкости $\tau_{\text{пр}} = 63 \text{ с}$; время просушки осадка $t_{\text{с}} = 30 \text{ с}$; перепад давлений при фильтровании $p = 58 \text{ кПа}$; содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке до просушки $w = 32,5 \text{ \%}$ к массе; содержание жидкой фазы в осадке после промывки и просушки $w' = 14,4 \text{ \%}$ к массе; коэффициент, учитывающий снижение производительности в результате постепенной забивки фильтрующей перегородки и перехода от модели к промышленному аппарату, $\kappa_{\text{с.пр}} = 0,7$.

При продолжительности основных операций рабочего цикла фильтра, равной

$$\tau_{\text{осн}} = \tau + \tau_{\text{пр}} + \tau_{\text{с}} = 20 + 63 + 30 = 113 \text{ с},$$

вычисляем среднюю скорость фильтрования за данное время

$$v_{\text{осн}} = \frac{V_{\text{л}} \kappa_{\text{с.пр}}}{S_{\text{л}} \tau_{\text{осн}}} = \frac{400 \cdot 10^{-6} \cdot 0,7}{0,01 \cdot 113} = 0,248 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}.$$

Далее определяем полную производительность:

♦ фильтра по фильтрату

$$Q = v_{\text{осн}} S = 0,248 \cdot 10^{-3} \cdot 1,6 = 0,397 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

♦ по сухому осадку

$$Q_{\text{т.ф.}} = \frac{m_{\text{ос}} (100 - w) \kappa_{\text{с.пр}} S}{S_{\text{л}} \tau_{\text{осн}} 100} = \frac{0,2378 (100 - 32,5) 0,7 \cdot 1,6}{0,01 \cdot 113 \cdot 100} = 0,159 \text{ кг/с};$$

♦ по суспензии

$$Q_{\text{сп}} = \frac{V_{\text{сп}} \kappa_{\text{с.пр}} S}{S_{\text{л}} \tau_{\text{осн}}} = \frac{500 \cdot 10^{-6} \cdot 0,7 \cdot 1,6}{0,01 \cdot 113} = 0,496 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость движения ленты

$$v_{\text{л}} = \frac{L}{\tau_{\text{осн}}} = \frac{3,2}{113} = 0,0283 \text{ м/с}$$

находится в допустимых пределах для данного фильтра.

На основе полученных данных вычисляем длины зон:

♦ фильтрования

$$l_{\text{ф}} = v_{\text{л}} \tau = 0,0283 \cdot 20 = 0,566 \text{ м};$$

♦ промывки осадка

$$l_{\text{пр}} = v_{\text{л}} \tau_{\text{пр}} = 0,0283 \cdot 63 = 1,783 \text{ м};$$

♦ просушки осадка

$$l_{\text{с}} = v_{\text{л}} \tau_{\text{с}} = 0,0283 \cdot 30 = 0,851 \text{ м}.$$

Пример 6.9. Определить площадь поверхности фильтрования и другие основные параметры ленточного вакуум-фильтра заданной производительности.

Исходные данные. Производительности по суспензии, фильтрату или сухому осадку $Q_{\text{сп}}$, Q , $Q_{\text{т.ф.}}$. Остальные данные, за исключением

площади поверхности фильтра S , ширины ленты B и длины вакуум-камеры L , совпадают с данными примера 6.8.

Время выполнения основных операций рабочего цикла фильтра $\tau_{\text{осн}}$ определяется, как в примере 6.8.

Необходимая площадь общей поверхности фильтрования $S_{\text{общ}}$, м^2 , в зависимости от принимаемых для расчета исходных данных находится по одной из следующих формул:

$$S_{\text{общ}} = \frac{Q_{\text{сп}} \tau_{\text{осн}} S_{\text{л}}}{V_{\text{сп.л}} \kappa_{\text{с.пр}}};$$

$$S_{\text{общ}} = \frac{Q \tau_{\text{осн}} S_{\text{л}}}{V_{\text{л}} \kappa_{\text{с.пр}}};$$

$$S_{\text{общ}} = \frac{Q_{\text{т.ф}} 100 \tau_{\text{осн}} S_{\text{л}}}{m_{\text{ос.л}} (100 - w) \kappa_{\text{с.пр}}}.$$

Площадь поверхности одного фильтра и число устанавливаемых фильтров могут быть определены двумя путями:

- 1) исходя из расчетной площади $S_{\text{общ}}$ и рациональной поверхности S одного аппарата, выбранной на основании технико-экономических соображений, число рабочих ленточных вакуум-фильтров определяется из соотношения

$$n_{\text{ф}} = S_{\text{общ}} / S.$$

Полученный результат округляется до ближайшего большего целого;

- 2) исходя из $S_{\text{общ}}$ и ориентируясь на ближайшее наибольшее значение площади поверхности стандартного фильтра, выбираем ширину ленты B . Далее:

- ♦ находим максимальную скорость движения ленты $v_{\text{л.мах}}$;
- ♦ определяем длину стола фильтра, соответствующую условиям получения слоя осадка заданной толщины при скорости движения ленты $v_{\text{л.мах}}$,

$$L_{\text{мах}} = v_{\text{л.мах}} \tau_{\text{осн}};$$

- ♦ принимаем ближайшую меньшую длину стола L и соответствующую ей площадь поверхности фильтрования;
- ♦ определяем число фильтров из соотношения $n_{\text{ф}} = S_{\text{общ}} / S$.

Если при выборе ближайшей меньшей длины стола L окажется, что таковой нет, то выбирают ближайшую большую длину стола и соответствующую ей площадь поверхности фильтрования. Однако в этом случае может оказаться, что скорость движения ленты v_d при условии получения осадка заданной толщины превысит максимальную для фильтра с данной площадью поверхности.

Поэтому производится перерасчет скорости движения ленты, длины зон разделения суспензии, промывки и просушки осадка по соответствующим формулам из примера 6.8.

Пример 6.10. Определить производительность существующего фильтра ЛУ 2,5-0,5-4,8 на основании уравнений фильтрования при условии полного расслоения суспензии в зоне загрузки. Фильтр используется для разделения суспензии шлифпорошка М40. Фильтрующая перегородка — ткань плащ-палатка, арт. 610 (выбрана из условий уноса твердой фазы не более $0,15 \text{ кг/м}^3$).

Для формирования исходных данных предварительно определяем:

- ♦ плотность влажного осадка (перед просушкой) по (6.14):

$$\rho_o = \frac{100 \rho_T \rho_{\text{ж}}}{100 \rho_{\text{ж}} + (\rho_T - \rho_{\text{ж}}) w} = \frac{100 \cdot 3960 \cdot 997,5}{100 \cdot 997,5 + (3960 - 997,5) 22} = 2395 \text{ кг/м}^3,$$

где $\rho_T = 3960 \text{ кг/м}^3$ — плотность твердой фазы; $\rho_{\text{ж}} = 997,5 \text{ кг/м}^3$ — плотность жидкой фазы при температуре фильтрования; $w = 22 \%$ — содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке;

- ♦ отношение объемов отфильтрованного осадка и полученного фильтрата по (6.15):

$$u = \frac{c_T \rho_{\text{ж}}}{\rho_o [100 - (w + c_T)]} = \frac{60 \cdot 997,5}{2395 [100 - (22 + 60)]} = 1,35,$$

где c_T — концентрация суспензии, % масс;

- ♦ массу твердой фазы, отлагающейся на фильтре в процессе разделения суспензии при получении единицы объема фильтрата, по (6.16):

$$q_T = \frac{c_T \rho_{\text{ж}} (100 - w)}{100 [100 - (w + c_T)]} = \frac{60 \cdot 997,5 (100 - 22)}{100 [100 - (22 + 60)]} = 2536 \text{ кг/м}^3.$$

И с х о д н ы е д а н н ы е. Площадь поверхности фильтрования $S = 2,4 \text{ м}^2$; рабочая ширина ленты $B = 0,5 \text{ м}$; общая длина вакуум-камер $L = 4,8 \text{ м}$; перепад давлений при фильтровании $p = 60 \text{ кПа}$; среднее удельное сопротивление осадка $\alpha_{\text{ср}} = 3,7069 \cdot 10^9 \text{ м/кг}$; сопротивление фильтрующей перегородки, отнесенное к единице вязкости, $\beta = 158,92 \cdot 10^9 \text{ л/м}$; толщина набираемого слоя осадка $\delta_{\text{ос}} = 0,016 \text{ м}$; время просушки осадка $\tau_{\text{с}} = 60 \text{ с}$; содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке до просушки $w = 22 \text{ \% масс.}$; содержание жидкой фазы в осадке после просушки $w' = 10 \text{ \% масс.}$; динамическая вязкость жидкой фазы суспензии при температуре фильтрования $\mu = 0,9358 \cdot 10^{-6} \text{ кПа-с}$; коэффициент, учитывающий снижение производительности в результате постепенной забивки фильтрующей перегородки и перехода от модели к промышленному аппарату, $\kappa_{\text{с.пр}} = 0,7$.

В соответствии с рассмотренной методикой определяем:

- ♦ время фильтрования до получения осадка заданной толщины

$$\tau = \frac{\mu \delta_{\text{ос}} (\alpha_{\text{ср}} q_{\text{т}} \delta_{\text{ос}} + \beta)}{p u^2} = \frac{0,9358 \cdot 10^{-6} \cdot 0,016 (3,7069 \cdot 10^9 \cdot 2536 \cdot 0,016 + 1,35 \cdot 158,92 \cdot 10^9)}{60 \cdot 1,35^2} = 50 \text{ с};$$

- ♦ общую продолжительность основных операций рабочего цикла

$$\tau_{\text{осн}} = \tau + \tau_{\text{с}} = 50 + 60 = 110 \text{ с};$$

- ♦ скорость движения ленты

$$v_{\text{л}} = \frac{L}{\tau_{\text{осн}}} = \frac{4,8}{110} = 0,0436 \text{ м/с};$$

- ♦ длину зоны фильтрования

$$l_{\text{ф}} = v_{\text{л}} \tau = 0,0436 \cdot 50 = 2,2 \text{ м}$$

и зоны просушки

$$l_{\text{с}} = v_{\text{л}} \tau_{\text{с}} = 0,0436 \cdot 60 = 2,6 \text{ м};$$

- ♦ объем фильтрата, получаемого с единицы поверхности зоны фильтрования за время τ ,

$$V' = \frac{\delta_{\text{ос}}}{u} = \frac{0,016}{1,35} = 11,85 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

- ♦ среднюю скорость фильтрования за время собственно фильтрования

$$v_{\phi} = \frac{V'}{\tau} = \frac{11,85 \cdot 10^{-3}}{50} = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$$

и за время выполнения основных операций рабочего цикла фильтра

$$v_{\text{осн}} = \frac{V'}{\tau_{\text{осн}}} = \frac{11,85 \cdot 10^{-3}}{110} = 0,108 \cdot 10^{-3} \text{ м/с};$$

♦ **производительность:**

по фильтрату

$$Q = v_{\text{осн}} S \kappa_{\text{с.пр}} = 0,108 \cdot 10^{-3} \cdot 2,4 \cdot 0,7 = 0,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

по влажному осадку, соответствующую найденной производительности по фильтрату:

$$Q_{\text{ос}} = \frac{Q_{\text{пр.о}}(100 - w)}{100 - w'} = \frac{0,19 \cdot 10^{-3} \cdot 1,35 \cdot 2395(100 - 22)}{100 - 10} = 0,532 \text{ кг/с};$$

по сухому осадку

$$Q_{\text{т.ф}} = \frac{Q_{\text{ос}}(100 - w')}{100} = \frac{0,532(100 - 10)}{100} = 0,479 \text{ кг/с};$$

по разделяемой суспензии

$$Q_{\text{сп}} = Q \left[1 + \frac{u(100 - w)}{100 - w'} \right] = 0,19 \cdot 10^{-3} \left[1 + \frac{1,35(100 - 22)}{100 - 10} \right] = 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 6.11. Определить производительность существующего фильтра по данным лабораторных опытов без определения констант фильтрования. Карусельный фильтр К100-15К используется для разделения суспензии фосфогипса из фосфоритов Кара-Тау. Фильтрующая перегородка — ткань перхлорвиниловая. Концентрация суспензии $c_{\text{т}} = 33 \text{ \% масс.}$

Исходные данные. Площадь поверхности фильтрования (фактическая) $S = 108 \text{ м}^2$; угол сектора, занимаемого основными зонами (фильтрование, промывка и просушка), $\varphi_{\text{осн}} = 286^\circ$; число ковшей $n_{\text{к}} = 24$; толщина набираемого слоя осадка $\delta_{\text{ос}} = 0,040 \text{ м}$; число стадий промывки осадка $n_{\text{пр}} = 3$; необходимый объем промывной жидкости на 1 кг влажного осадка: на 1-й стадии $V_{\text{пр.ж1}} = 0,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$; на 2-й стадии $V_{\text{пр.ж2}} = 0,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$; на 3-й стадии $V_{\text{пр.ж3}} = 0,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$.

Экспериментальные данные, полученные при заданных условиях проведения процесса и используемые для расчета промышленного фильтра: поверхность лабораторного фильтра $S_{\text{л}} = 0,01 \text{ м}^2$; объем суспензии, необходимый для образования на лабораторном фильтре слоя осадка заданной толщины, $V_{\text{сп.л}} = 0,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; объем полученного фильтрата $V_{\text{л}} = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; масса полученного влажного осадка $m_{\text{ос.л}} = 0,628 \text{ кг}$; время фильтрования $\tau = 25 \text{ с}$; время промывки осадка: на 1-й стадии $\tau_{\text{пр1}} = 24 \text{ с}$; на 2-й стадии $\tau_{\text{пр2}} = 21 \text{ с}$; на 3-й стадии $\tau_{\text{пр3}} = 21 \text{ с}$; время просушки осадка $\tau_{\text{с}} = 20 \text{ с}$; перепад давлений при разделении суспензии, промывке и просушке осадка $p = p_{\text{пр}} = p_{\text{с}} = 60 \text{ кПа}$; содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке до просушки $w = 57 \text{ \% масс.}$; содержание жидкой фазы в осадке после просушки $w' = 37 \text{ \% масс.}$; коэффициент, учитывающий снижение производительности в результате постепенной забивки фильтрующей перегородки и перехода от модели к промышленному аппарату, $\kappa_{\text{с.пр}} = 0,8$; коэффициент, учитывающий при промывке неравномерность толщины осадка, образующегося в ковшах промышленного фильтра, $\kappa_{\text{нт}} = 1,1$.

В соответствии с рассмотренной методикой определяем:

- ♦ время выполнения на фильтре основных операций

$$\tau_{\text{осн}} = \tau + \kappa_{\text{нт}} (\tau_{\text{пр1}} + \tau_{\text{пр2}} + \tau_{\text{пр3}}) + \tau_{\text{с}} = 25 + 1,1(24 + 21 + 20) + 20 = 116,5 \text{ с};$$

- ♦ частоту вращения карусели фильтра

$$n_{\text{об}} = \frac{\varphi_{\text{осн}}}{6\tau_{\text{осн}}} = \frac{286}{6 \cdot 116,5} = 0,409 \text{ об/с}$$

(находится в допустимых пределах для данного фильтра);

- ♦ углы сектора:

зоны фильтрования

$$\varphi = 6\tau n_{\text{об}} = 6 \cdot 25 \cdot 0,409 = 61^\circ 23';$$

зоны 1-й промывки осадка

$$\varphi_{\text{пр1}} = 6 \kappa_{\text{нт}} \tau_{\text{пр1}} n_{\text{об}} = 6 \cdot 1,1 \cdot 24 \cdot 0,409 = 64^\circ 49';$$

зоны 2-й промывки осадка

$$\varphi_{\text{пр2}} = 6 \kappa_{\text{нт}} \tau_{\text{пр2}} n_{\text{об}} = 6 \cdot 1,1 \cdot 21 \cdot 0,409 = 56^\circ 43';$$

зоны 3-й промывки осадка

$$\varphi_{\text{пр3}} = 6 \kappa_{\text{нт}} \tau_{\text{пр3}} n_{\text{об}} = 6 \cdot 1,1 \cdot 20 \cdot 0,409 = 54^\circ;$$

зоны просушки

$$\varphi_c = 6 \tau_c n_{об} = 6 \cdot 20 \cdot 0,409 = 49^\circ 05';$$

♦ производительность фильтра:

по сухому осадку

$$Q_{т.ф} = \frac{m_{ос.л} (100 - w) n_{об} \kappa_{с.пр} S}{60 \cdot 10 S_{л}} = \frac{0,628 (100 - 57) 0,409 \cdot 0,8 \cdot 108}{60 \cdot 100 \cdot 0,01} = 15,9 \text{ кг/с};$$

по фильтрату

$$Q = \frac{V_{л} \kappa_{с.пр} n_{об} S}{60 S_{л}} = \frac{0,15 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 \cdot 0,409 \cdot 108}{60 \cdot 0,01} = 8,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

по суспензии

$$Q_{сп} = \frac{V_{сп} \kappa_{с.пр} n_{об} S}{60 S_{л}} = \frac{0,55 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 \cdot 0,409 \cdot 108}{60 \cdot 0,01} = 32,39 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 6.12. Определить площадь поверхности фильтрования и другие основные параметры фильтра при заданной производительности. Исходные данные. Производительность по суспензии Q , фильтрату $Q_{сп}$ или сухому осадку $Q_{т.ф}$.

Угол сектора вспомогательных зон (отдувка осадка, регенерация и просушка ткани, мертвые зоны) φ'

$$\varphi' = \varphi_{от} + \varphi_{с.т} + \varphi_{м1} + \varphi_{м2} + \varphi_{м3} + \varphi_{м4}.$$

При расчете вновь проектируемого фильтра в зависимости от его размера этот угол можно принять в диапазоне $55\text{--}75^\circ$.

Остальные данные, за исключением площади поверхности фильтра S и угла сектора, занимаемого основными зонами $\varphi_{осн}$, совпадают с данными из примера 6.11.

Время выполнения на фильтре основных операций определяется по соответствующей формуле из примера 6.11.

Частота вращения карусели фильтра, об/мин, рассчитывается по соотношению

$$n_{об} = \frac{360 - \varphi'}{6 \tau_{осн}}.$$

Необходимую площадь общей поверхности фильтрования в зависимости от принимаемых для расчета исходных данных находят по одной из следующих формул:

$$S = \frac{60Q_{\text{сп}} S_{\text{л}}}{V_{\text{сп}} \kappa_{\text{с.пр}} n_{\text{об}}};$$

$$S = \frac{60Q S_{\text{л}}}{V_{\text{л}} \kappa_{\text{с.пр}} n_{\text{об}}};$$

$$S = \frac{60 \cdot 100 Q_{\text{т.ф}} S_{\text{л}}}{(100 - w) m_{\text{ос.л}} \kappa_{\text{с.пр}} n_{\text{об}}}.$$

Углы секторов зон фильтрования, промывки и просушки определяют по формулам из примера 6.11.

Расчет рамных фильтр-прессов

Рамный фильтр-пресс состоит из набора чередующихся плит, рам и фильтрующих перегородок между ними, сжатых и уплотненных при помощи зажимного устройства.

При фильтровании разделяемая суспензия через коллектор подачи поступает в полость рамного пространства, под действием перепада давлений проходит через накапливающийся осадок, фильтровальную перегородку, каналы в плите; жидкая фаза выводится из фильтра через коллектор отвода фильтрата.

По мере накопления осадка в рамах фильтр-пресса возрастает сопротивление фильтрования, падает производительность, повышается давление. Когда сопротивление осадка увеличивается настолько, что дальнейшее фильтрование становится нерациональным, подачу суспензии на фильтр-пресс прекращают, по коллектору подачи подают сжатый воздух на просушку осадка, затем фильтр-пресс раскрывают, отпустив механизм зажима плит, плиты и рамы поочередно раздвигают, осадок выгружают, фильтровальные перегородки при необходимости заменяют, и фильтр-пресс готов к следующему циклу фильтрования. Технические характеристики фильтров приведены в [6.5].

В зависимости от способа создания разности давлений можно осуществлять различные режимы фильтрования:

- ♦ при постоянном перепаде давлений — фильтр присоединяется к емкости, в которой поддерживается постоянное разрежение или постоянное избыточное давление;

- ◆ при постоянной скорости фильтрования — суспензия, подлежащая разделению, подается на фильтр с помощью поршневого или шестеренчатого насоса;
- ◆ при постоянной скорости фильтрования, а затем при постоянном давлении — используются указанные насосы, но с последующим байпасированием суспензии по достижении максимально допустимого перепада давлений;
- ◆ при переменной скорости и переменном давлении суспензия подается на фильтр центробежным насосом.

При технологическом расчете требуется определить либо производительность фильтра при заданных его размерах, либо площадь поверхности фильтрования, необходимую для обеспечения заданной производительности. Первый вариант используется при расчете производительности существующего рамного фильтр-пресса с известными техническими параметрами. Второй вариант расчета применим для определения параметров вновь проектируемых фильтров или при выборе рационального типоразмера по каталожным данным.

Методика расчета рассмотрена в примерах 6.13, 6.14.

Пример 6.13. Определить производительность рамного фильтр-пресса РОМ80-IV-01, работающего в режиме постоянной скорости фильтрования, для цикла работы, включающего промывку и просушку осадка при разделении суспензии цинкового производства.

Для формирования исходных данных определяем:

- ◆ плотность влажного осадка по (6.14):

$$\rho_{\text{ос}} = \frac{100 \rho_{\text{т}} \rho_{\text{ж}}}{100 \rho_{\text{ж}} + (\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}) w} = \frac{100 \cdot 3915 \cdot 1349}{100 \cdot 1349 + (3915 - 1349) \cdot 34} = 2377 \text{ кг/м}^3,$$

где $\rho_{\text{т}} = 3915 \text{ кг/м}^3$ — плотность твердой фазы; $\rho_{\text{ж}} = 1349 \text{ кг/м}^3$ — плотность жидкой фазы; $w = 34 \%$ — содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке;

- ◆ отношение объемов отфильтрованного осадка и полученного фильтрата по (6.15):

$$u = \frac{c_{\text{т}} \rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ос}} [100 - (w + c_{\text{т}})]} = \frac{4 \cdot 1349}{2377 [100 - (34 + 4)]} = 0,037,$$

где $c_{\text{т}} = 4 \%$ — концентрация твердой фазы в суспензии по массе;

- ♦ массу твердой фазы, отлагающейся на фильтре при получении единицы объема фильтра, по (6.16):

$$q_T = \frac{c_T \rho_{\text{ж}} (100 - w)}{100 [100 - (w + c_T)]} = \frac{4 \cdot 1349 (100 - 34)}{100 [100 - (34 + 4)]} = 57,441 \text{ кг/м}^3.$$

Исходные данные. Площадь поверхности фильтрования $S = 80 \text{ м}^2$; толщина рам 25 мм; перепад давления при фильтровании $p_0 = 200 \text{ кПа}$; перепад давлений при промывке осадка $p_{\text{пр}} = 200 \text{ кПа}$; среднее удельное сопротивление осадка $\alpha_{\text{ср}} = 157,3 \cdot 10^9 \text{ м/кг}$; сопротивление фильтрующей перегородки, отнесенное к единице вязкости жидкости, $\beta = 48,5 \cdot 10^9 \text{ л/м}$; вязкость жидкой фазы $\mu = 2,88 \cdot 10^{-6} \text{ кПа}\cdot\text{с}$; средняя вязкость промывного фильтрата $\mu_{\text{пр.ф}} = 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ кПа}\cdot\text{с}$; время, затрачиваемое на вспомогательные операции, $\tau_{\text{всп}} = 1800 \text{ с}$; время просушки осадка (устанавливается экспериментально) $\tau_{\text{с}} = 70 \text{ с}$; необходимое количество промывной воды на 1 кг влажного осадка $V_{\text{пр.ж}} = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$; содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке (до просушки) $w = 34 \%$.

Вычислив константу времени промывки

$$N_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{пр.ж}} \rho_0 \alpha_{\text{ср}} q_T \mu_{\text{пр.ж}}}{p_{\text{пр}}} = \frac{0,001 \cdot 2377 \cdot 157,3 \cdot 10^9 \cdot 57,441 \cdot 1,7 \cdot 10^{-6}}{200} = 1,826 \cdot 10^5 \text{ с/м}^2,$$

определим наивыгоднейшую скорость фильтрования в режиме постоянной скорости

$$v_{\text{оп}} = \frac{p_d \sqrt{\frac{\mu \alpha_{\text{ср}} q_T}{p_0} + N_{\text{пр}} u}}{\mu \left(\beta \sqrt{\frac{\mu \alpha_{\text{ср}} q_T}{p_0} + N_{\text{пр}} u} + \alpha_{\text{ср}} q_T \sqrt{\tau_{\text{в}} + \tau_{\text{с}}} \right)} =$$

$$= \frac{200 \sqrt{2,88 \cdot 10^{-6} \cdot 157,3 \cdot 10^9 \cdot 200^{-1} \cdot 57,441 + 1,826 \cdot 10^5 \cdot 0,037}}{2,88 \cdot 10^{-6} (48,5 \cdot 10^9 \sqrt{2,88 \cdot 10^{-6} \cdot 157,3 \cdot 10^9 \cdot 200^{-1} \cdot 57,441 + 1,826 \cdot 10^5 \cdot 0,037} + 157,3 \cdot 10^9 \cdot 57,441 \sqrt{1800 + 70})} = 6,285 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

За время работы фильтра в режиме постоянной скорости получим объем фильтрата

$$V'_{\phi 1} = \frac{P}{v_{\text{оп}} \mu q_T \alpha_{\text{ср}}} - V'_0 = \frac{200}{6,285 \cdot 10^{-5} \cdot 2,88 \cdot 10^{-6} \cdot 57,441 \cdot 157,3 \cdot 10^9} - 5,368 \cdot 10^{-3} = 0,117 \text{ м}^3/\text{м}^2,$$

$$\text{где } V'_0 = \frac{\beta}{\alpha_{\text{ср}} q_T} = \frac{48,5 \cdot 10^9}{157,3 \cdot 10^9 \cdot 57,441} = 5,368 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

На основе полученных данных определяем время работы фильтра при постоянной скорости фильтрования

$$\tau_{\phi 1} = \frac{V'_{\phi 1}}{v_{\text{оп}}} = \frac{0,117}{6,285 \cdot 10^{-5}} = 1860 \text{ с}$$

и толщину слоя осадка, набранного за время $\tau_{\phi 1}$,

$$\delta_{\text{oc1}} = u V'_{\phi 1} = 0,0307 \cdot 0,117 = 4,28 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Максимально возможная толщина слоя осадка в камере фильтр-пресса равна $\delta_{\text{oc}} = 12,5 \text{ мм}$ (с учетом толщины рам 25 мм), что больше толщины слоя $\delta_{\text{oc}} = 7,413 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, набираемого в режиме фильтрования с постоянной скоростью фильтрации. Поэтому до набора максимально возможной толщины слоя осадка фильтрацию можно продолжить в режиме постоянного давления p_0 .

В этом режиме сформируется осадок толщиной

$$\delta_{\text{oc2}} = \delta_{\text{oc}} - \delta_{\text{oc1}} = 0,0125 - 0,00428 = 0,00822 \text{ м.}$$

Вычислим время фильтрования в режиме постоянного давления до заданной толщины δ_{oc2} слоя осадка

$$\begin{aligned} \tau_{\phi 2} &= \frac{b_1 \delta_{\text{oc2}} (\delta_{\text{oc2}} + 2u V'_{\phi 2})}{u^2} = \\ &= \frac{6,506 \cdot 10^4 \cdot 8,22 \cdot 10^{-3} (8,22 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 0,037 \cdot 0,225)}{0,037^2} = 6853 \text{ с,} \end{aligned}$$

$$\text{где } b_1 = \frac{\mu q_T \alpha_{\text{ср}}}{2 P_0} = \frac{2,88 \cdot 10^{-6} \cdot 57,441 \cdot 157,3 \cdot 10^9}{2 \cdot 200} = 6,506 \cdot 10^4 \text{ с}/\text{м}^2;$$

$$V'_{\phi 2} = \frac{R_{об}}{q_{\tau} \alpha_{ср}} = \frac{q_{\tau} \delta_{ос1} \alpha_{ср} + u\beta}{u q_{\tau} \alpha_{ср}} =$$

$$= \frac{57,441 \cdot 4,28 \cdot 10^{-3} \cdot 157,3 \cdot 10^9 + 0,037 \cdot 48,5 \cdot 10^9}{0,037 \cdot 57,441 \cdot 157,3 \cdot 10^9} = 0,225 \text{ м}^3/\text{м}^2,$$

и время промывки отфильтрованного осадка

$$\tau_{пр} = \frac{2N_{пр} \delta_{ос}}{u} (2\delta_{ос} + 2uV'_0) = \frac{2 \cdot 1,826 \cdot 10^5 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3}}{0,037} \times$$

$$\times (2 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3} + 0,037 \cdot 2 \cdot 5,363 \cdot 10^{-3}) = 3166 \text{ с.}$$

При этом учитываются двойная высота слоя осадка и двойное сопротивление фильтрующей перегородки, так как во время промывки осадка промывная жидкость проходит через всю толщину осадка, заполняющего раму, и две фильтрующие перегородки.

Определив общее время рабочего цикла

$$\tau_{ц} = \tau_{\phi 1} + \tau_{\phi 2} + \tau_{в} + \tau_{с} + \tau_{пр} = 1860 + 8853 + 3166 + 1800 + 70 =$$

$$= 13750 \text{ с,}$$

находим скорость фильтрования, отнесенную к общей продолжительности рабочего цикла:

$$v_{ц} = \frac{V'_{\phi 1} + V'_{\phi 2}}{\tau_{ц}} = \frac{0,117 + 0,225}{13750} = 2,483 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

и производительность фильтра по фильтрату с учетом забивки фильтрующей перегородки

$$Q = 0,8 S v_{ц} = 0,8 \cdot 80 \cdot 2,483 \cdot 10^{-5} = 1,589 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 5,722 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Пример 6.14. Определить минимальное давление на зажимную плиту рамного фильтр-пресса.

Исходные данные. Размеры плиты фильтр-пресса: внешние 1,04×1,04 м, в свету 1×1 м. Давление фильтрации $p = 4 \cdot 10^5$ Па.

Для герметизации стыков в пакете плит и рам или только плит необходимо механизмом зажима создать усилие

$$W \geq Q_1 + Q_2,$$

где $Q_1 = pF_{эфф}$ — сила давления на плиту, Н; $Q_2 = p_{упл}F_{упл}$ — сила давления на площадь контакта, Н; p — давление фильтрации, Па;

$F_{\text{эфф}}$ — площадь плиты, на которую давит жидкость, м^2 ; $F_{\text{упл}}$ — площадь контакта между рамой и плитой; $p_{\text{упл}}$ — минимальное давление на площадь контакта, необходимое для герметичности стыка, Па; согласно опытным данным, для фланцев, соприкасающихся по двум одинаковым гладким широким поверхностям, $p_{\text{упл}} \geq 3p$.

Поверхность контакта равна

$$F_{\text{упл}} = 1,04^2 - 1^2 = 0,0816 \text{ м}^2.$$

Давление уплотнения принимаем

$$p_{\text{упл}} = 3p = 3 \cdot 4 \cdot 10^5 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Далее находим

$$Q_1 = 4 \cdot 10^5 \cdot 1 = 4 \cdot 10^5 \text{ Н}; Q_2 = 1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,0816 = 9,792 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

и минимальное давление на зажимную плиту

$$W = 4 \cdot 10^5 + 9,792 \cdot 10^5 = 4,9792 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Данное усилие вводят в расчет узлов фильтра как основную рабочую нагрузку.

6.2. Расчет центрифуг

В табл. 6.9 представлены конструктивные типы центрифуг и приведена их краткая характеристика. Более подробную информацию о конструкциях и технических характеристиках центрифуг можно найти в [6.2, 6.5].

Таблица 6.9. Конструктивные типы центрифуг

| Условное обозначение | Определение | Краткая характеристика |
|----------------------|--|--|
| ОГШ | Осадительная горизонтальная со шнековой выгрузкой осадка | Цилиндрический, конический или цилиндроконический сплошной ротор, горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка шнеком, ротор и шнек вращаются с разными скоростями |

Продолжение табл. 6.9

| Условное обозначение | Определение | Краткая характеристика |
|----------------------|--|---|
| ОГН | Осадительная горизонтальная с ножевой выгрузкой осадка | Цилиндрический сплошной ротор, горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка ножом |
| ОВШ | Осадительная вертикальная со шнековой выгрузкой осадка | Конический или цилиндроконический сплошной ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка шнеком, ротор и шнек вращаются с разными скоростями |
| ОМБ | Осадительная маятниковая с ручной выгрузкой осадка через борт | Цилиндрический сплошной ротор, вертикальная ось вращения, подвешена на колонках, выгрузка осадка ручная вверх через борт |
| ОМД | Осадительная маятниковая с ручной выгрузкой осадка через отверстия в днище | Цилиндрический сплошной ротор, вертикальная ось вращения, подвешена на колонках, выгрузка осадка ручная вверх через отверстия в днище |
| ОВБ | Осадительная вертикальная с ручной выгрузкой осадка через борт | Цилиндрический сплошной ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка ручная вверх через борт |
| ОТР | Осадительная трубчатая с ручной выгрузкой осадка | Цилиндрический трубчатый сплошной ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка ручная с разборкой ротора |
| ВР | Разделяющая вертикальная с ручной выгрузкой осадка | Цилиндрический сплошной ротор с разделяющим кольцом, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка ручная с разборкой ротора |
| РТР | Разделяющая трубчатая с ручной выгрузкой осадка | Цилиндрический трубчатый сплошной ротор с разделяющим кольцом, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка ручная с разборкой ротора |
| ФГШ | Фильтрующая горизонтальная со шнековой выгрузкой осадка | Цилиндрический или конический фильтрующий ротор, горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка шнеком, ротор и шнек вращаются с разными скоростями |
| ФГП | Фильтрующая горизонтальная с выгрузкой осадка поршнем | Цилиндроконический фильтрующий ротор, горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка поршнем в одну сторону |
| 1/п ФГП | Фильтрующая горизонтальная с выгрузкой осадка поршнем | Цилиндрический фильтрующий ротор, горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка поршнем в одну сторону |

Продолжение табл. 6.9

| Условное обозначение | Определение | Краткая характеристика |
|----------------------|---|--|
| $\frac{2}{n}$ ФГП | Фильтрующая двоянная горизонтальная с выгрузкой осадка поршнем | Цилиндрический двоянный фильтрующий ротор, горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка поршнем в обе стороны |
| ФГВ | Фильтрующая горизонтальная с вибрационно-поршневой выгрузкой осадка | Цилиндроконический фильтрующий ротор с фиксированным днищем (поршнем), горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка осевыми вибрациями ротора |
| $\frac{1}{n}$ ФГИ | Фильтрующая горизонтальная с инерционной выгрузкой осадка | Конический фильтрующий ротор, горизонтальная ось вращения, инерционная выгрузка осадка |
| ФГИ | Фильтрующая горизонтальная с инерционной выгрузкой осадка | Многокаскадный конический фильтрующий ротор с перегородками, горизонтальная ось вращения, инерционная выгрузка осадка |
| ФГВ | Фильтрующая горизонтальная с вибрационной выгрузкой осадка | Конический фильтрующий ротор, горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка осевыми вибрациями ротора |
| ФГН | Фильтрующая горизонтальная с ножевой выгрузкой осадка | Цилиндрический фильтрующий ротор, горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка ножом |
| 2ФГН | Сдвоенная фильтрующая горизонтальная с ножевой выгрузкой осадка | Цилиндрический двоянный фильтрующий ротор, горизонтальная ось вращения, выгрузка осадка ножом |
| ФВШ | Фильтрующая вертикальная со шнековой выгрузкой осадка | Конический фильтрующий ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка шнеком, ротор и шнек вращаются с разными скоростями |
| ФВИ | Фильтрующая вертикальная с инерционной выгрузкой осадка | Конический фильтрующий ротор, вертикальная ось вращения, инерционная выгрузка осадка |
| ФНИ | Фильтрующая наклонная с прецессионной выгрузкой | Конический фильтрующий ротор, выгрузка осадка прецессирующим движением ротора |
| ФВЦ | Фильтрующая вертикальная с центробежной выгрузкой осадка | Цилиндрический фильтрующий ротор с перфорированными пластинами, расположенными в радиальных каналах, вертикальная ось вращения, центробежная выгрузка осадка |

Продолжение табл. 6.9

| Условное обозначение | Определение | Краткая характеристика |
|----------------------|---|---|
| ФВВ | Фильтрующая вертикальная с вибрационной выгрузкой осадка | Конический фильтрующий ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка осевыми вибрациями ротора |
| ФПН | Фильтрующая подвесная с ножевой выгрузкой осадка | Цилиндрический фильтрующий подвесной ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка ножом через выгрузочные отверстия в днище |
| ФМН | Фильтрующая маятниковая с ножевой выгрузкой осадка | Цилиндрический фильтрующий ротор, вертикальная ось вращения, подвешена на колонках, выгрузка осадка ножом через выгрузочные отверстия в днище |
| ФПД | Фильтрующая подвесная с ручной выгрузкой осадка через отверстия в днище | Цилиндрический фильтрующий подвесной ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка ручная через выгрузочные отверстия в днище |
| ФМБ | Фильтрующая маятниковая с ручной выгрузкой осадка через борт | Цилиндрический фильтрующий ротор, вертикальная ось вращения, подвешена на колонках, выгрузка осадка ручная через борт |
| ФМД | Фильтрующая маятниковая с ручной выгрузкой осадка через отверстия в днище | Цилиндрический фильтрующий ротор, вертикальная ось вращения, подвешена на колонках, выгрузка осадка ручная через отверстия в днище |
| ФВБ | Фильтрующая вертикальная с ручной выгрузкой осадка через борт | Цилиндрический фильтрующий ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка ручная через борт |
| ФВД | Фильтрующая вертикальная с ручной выгрузкой осадка через отверстия в днище | Цилиндрический фильтрующий ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка ручная через отверстия в днище |
| ФПС | Фильтрующая подвесная саморазгружающаяся (с гравитационной выгрузкой осадка) | Цилиндроконический фильтрующий ротор подвесной с поднимаемым конусом, вертикальная ось вращения, гравитационная выгрузка осадка |
| ФВС | Фильтрующая вертикальная саморазгружающаяся (с гравитационной выгрузкой осадка) | Конический фильтрующий ротор с фиксированным днищем, обечайка ротора поднимается вверх, вертикальная ось вращения, гравитационная выгрузка осадка |

Окончание табл. 6.9

| Условное обозначение | Определение | Краткая характеристика |
|----------------------|---|---|
| ФМК | Фильтрующая маятниковая с контейнерной выгрузкой осадка | Цилиндрический фильтрующий неотбортованный ротор, вертикальная ось вращения, выгрузка осадка при помощи поднимаемого вверх контейнера |

Примечание: n — число каскадов (один и более).

Расчет центрифуг периодического действия

В настоящее время в химической промышленности применяются в основном четыре типа центрифуг периодического действия — вертикальные малолитражные, маятниковые, подвесные и горизонтальные автоматизированные с ножевой выгрузкой осадка.

Центрифуги периодического действия изготавливают:

- ♦ осадительные, используемые для обработки суспензий с частицами твердой фазы размером до 40 мкм при их концентрации в жидкости (5–30 %);
- ♦ фильтрующие, используемые для обработки суспензии с растворимой и нерастворимой твердой фазой при ее концентрации от 5 до 70 %; при этом влажность получаемого осадка может достигать 1–5 % при крупно- и среднезернистых осадках и 5–40 % при мелкозернистых.

Основные соотношения. Расчет рабочего цикла. Обработка суспензии в центрифугах периодического действия происходит пооперационно. В целом рабочий цикл $\tau_{ц}$ состоит из затрат времени на подачу суспензии в центрифугу $\tau_{п}$, выполнение основных операций $\tau_{осн}$ (центрифугирование τ_o , промывка $\tau_{пр}$, сушка осадка τ_c), выполнение вспомогательных операций $\tau_{всп}$, (разгон и торможение ротора), выгрузку осадка $\tau_{вг}$.

В общем виде цикл работы фильтрующей центрифуги периодического действия представляется как сумма

$$\tau_{ц} = \tau_{п} + \tau_{осн} + \tau_{всп} + \tau_{вг}. \quad (6.99)$$

Продолжительность τ_p операции «разгон ротора» зависит от мощности привода, размеров ротора, его формы, конструкции

пусковых устройств. Аналитически τ_p определяют на стадии энергетического расчета; при технологическом расчете принимают: $\tau_p = 90$ с для центрифуг с ручной выгрузкой осадка при диаметре ротора до 1000 мм; $\tau_p = 150$ с при диаметре больше 1000 мм; $\tau_p = 120$ с для центрифуг с механической выгрузкой осадка.

Определим последовательно составляющие (6.99):

- ♦ длительность подачи суспензии в ротор в общем случае

$$\tau_n = \frac{\mu \psi V_{\text{ж}} \alpha_{\text{ср}} (1-u)}{u F \rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}}}, \quad (6.100)$$

где μ — динамическая вязкость суспензии, Па·с; F — площадь фильтрующей поверхности, м²; $\psi = 0,75-0,85$ — коэффициент заполнения ротора; $V_{\text{ж}}$ — жидкостный объем ротора, м³; $\alpha_{\text{ср}}$ — среднее удельное объемное сопротивление осадка, м⁻²; u — отношение объемов отфильтрованного осадка и суспензии; ω — угловая скорость ротора, рад/с; $r_{\text{рт}}$ — внутренний радиус ротора, м; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкой фазы, кг/м³;

- ♦ длительность операции «промывка осадка» приближенно

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{V'_{\text{пр}} \psi V_{\text{ж}} \rho_{\text{т}} (1-\varepsilon) \mu \alpha_{\text{ср}}}{\rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}} F}, \quad (6.101)$$

где $V'_{\text{пр}} = (1,0-2,5) 10^{-3}$ м³/кг — отношение объема промывной жидкости к массе влажного осадка; $\rho_{\text{т}}$ — плотность твердой фазы, кг/м³; ε — пористость осадка ($\varepsilon = 0,05-0,15$ для сжимаемых осадков);

- ♦ длительность операции «отжим осадка» для кристаллических материалов приближенно можно найти по зависимости от их влажности, длительности центрифугирования и фактора разделения;
- ♦ длительность операции «срез и выгрузка» в центрифугах с выгрузкой осадка с помощью ножа подсчитывают по эмпирическому выражению для времени среза осадка при $\tau_{\text{вг}} \approx \tau_{\text{ср}}$

$$\tau_{\text{вг}} = \frac{18,8 r_{\text{рт}} (r_{\text{рт}} - r_{\text{ос}})}{S_{\text{ос}} (r_{\text{рт}} + r_{\text{в}})}, \quad (6.102)$$

где $S_{\text{ос}}$ — толщина слоя осадка, срезаемого за один оборот, мм; $r_{\text{ос}}$ — внутренний радиус срезаемого осадка, мм; $r_{\text{в}}$ — внутренний радиус

кольцевого слоя срезаемого осадка, мм. Для центрифуг с ручной выгрузкой осадка принимают приблизительно $\tau_{\text{вг}} = (0,3-0,6) \tau_p$.

В табл. 6.10 для некоторых центрифуг приведены продолжительности отдельных операций при обработке ряда материалов; более подробную информацию см. в [6.5].

Таблица 6.10. Продолжительности операций при работе центрифуг ФГН

| Тип центрифуги | Обрабатываемый материал | Диаметр ротора, мм | Фактор разделения | Концентрация твердой фазы, % | Конечная влажность осадка, % | Продолжительность, мин | | | | | |
|----------------|--------------------------|--------------------|-------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------|-------------------|----------|--------|-----------------|---------------|
| | | | | | | подачи | центрифугирования | промывки | отжима | выгрузки осадка | полного цикла |
| ФГН-160 | Кристаллическая сода | 1600 | 222 | — | 4 | 2,5 | 2,5 | — | — | 2 | 7 |
| ФГН-90 | Железосинеродистый калий | 906 | 507 | 15 | 3,52 | 1,35 | 4,95 | — | — | 4,27 | 10,57 |
| ФГН-70 | Паранитроанилин | 700 | 202 | 10-20 | 10-20 | 60-90 | 60 | 10 | 12 | 5 | 157 |
| ФГН-50 | Сульфат аммония | 508 | 2260 | — | 1,5-3 | 0 | — | 1,0 | — | — | 1 |
| ФГН-200 | Хлористый калий | 2000 | 174 | 75 | 6-8 | 2 | 2 | — | — | 2 | 6 |
| ФГН-120 | Аммиачная селитра | 1200 | 250 | — | — | 0,5 | 0,33 | — | — | 0,66 | 1,49 |

Рабочий цикл осадительных центрифуг включает в основном те же операции, что и цикл фильтрующих центрифуг, но фильтрование (τ_f) заменяется осаждением (τ_o). Цикл процесса обработки суспензии в осадительных центрифугах определяется как сумма

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{п}} + \tau_o + \tau_{\text{всп}} + \tau_{\text{вг}} \quad (6.103)$$

Время разгона ротора до рабочей скорости определяют из энергетического расчета, как для фильтрующих центрифуг пе-

риодического действия; предварительно его можно принять по данным, приведенным выше для фильтрующих центрифуг.

Составляющие (6.103) находят следующим образом:

- ♦ время загрузки – на основании опытных данных: $\tau_n = 30$ с для центрифуг с диаметром ротора до 1000 мм, $\tau_n = 60$ с для центрифуг с большим диаметром ротора;
- ♦ длительность центрифугирования суспензии рассчитывают из условия, что твердая фаза должна переместиться от свободной поверхности слоя суспензии к внутренней стенке ротора:

$$\tau_o = \frac{18\mu(r_{\text{рт}} - r_{\text{ср}})}{d^2\omega^2 r_{\text{ср}}(\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}})}, \quad (6.104)$$

где μ – динамическая вязкость суспензии, Па·с; $r_{\text{ср}}$ – средний радиус кольцевого слоя суспензии в роторе, м; d – минимальный диаметр осаждаемых частиц, м;

- ♦ время механизированного среза осадка и его выгрузки можно определить по (6.102).

Для предварительных расчетов рабочего цикла можно принять длительность центрифугирования и выгрузки осадка (на основе опытных данных) равной сумме $\tau_o + \tau_{\text{пт}} = 150$ с для центрифуг с диаметром ротора до 1000 мм; $\tau_o + \tau_{\text{пт}} = 200$ с при больших диаметрах ротора.

Производительность центрифуг. В осадительных и фильтрующих центрифугах периодического действия продолжительность процесса центрифугирования, т.е. длительность отделения частиц твердой фазы от жидкости, не позволяет оценить технологическую производительность машины в целом. Ее определяют по суммарному времени рабочего цикла центрифуги, рабочему объему ее ротора и коэффициенту заполнения рабочего объема ротора. Наиболее часто коэффициент заполнения рабочего объема ротора $\psi = 0,85$, поэтому часовая производительность центрифуги

$$Q_{\text{т}} = 0,85 \pi (r_{\text{рт}}^2 - r_{\text{в}}^2) H / \tau_{\text{ц}}, \quad (6.105)$$

где H – высота ротора, м; $\tau_{\text{ц}}$ – время рабочего цикла, определяемое по (6.103).

Характеристики $\tau_{\text{ц}}$ и $Q_{\text{т}}$ промышленных центрифуг периодического действия можно определить путем пересчета соответст-

вующих значений, полученных на модельной центрифуге, через индексы производительности обеих центрифуг. Необходимо предусмотреть аналогию условий проведения экспериментов на модельной и проектируемой центрифугах: идентичность основных свойств суспензии, равенство толщины слоя и влажности осадка, фактора разделения и проч.

Отношение производительностей проектируемой Q_{Π} и модельной Q_0 центрифуг равно отношению их параметров Σ_{Π} и Σ_0 : $Q_{\Pi} = Q_0 \Sigma_{\Pi} / \Sigma_0$ или $Q_{\Pi} = B \Sigma_{\Pi}$, где $B = Q_0 / \Sigma_0$ — число осветления. Этот параметр удобно использовать для выбора производительности по заданному технологами допускаемому уносу твердой фазы фугатом из ротора. Зависимость числа осветления от допускаемого уноса суспензии и условий ее обработки находят опытным путем.

Технологический расчет фильтрующих подвесных центрифуг с механизированной выгрузкой осадка следует выполнять в три этапа в соответствии с операциями рабочего цикла. На первом этапе определяется время подачи разделяемой жидкости в центрифугу, на втором — время промывки и отжима осадка, на третьем — средние значения производительности центрифуги за цикл.

Расчет времени подачи разделяемой жидкости на центрифугу для случая центробежного фильтрования несжимаемых осадков.

Предварительно определяем производительность центрифуги, $\text{м}^3/\text{с}$:

- ♦ по фильтрату в режиме постоянной скорости фильтрования

$$Q_0 = \frac{\rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}} V_{\text{ж}}}{\mu \left(\alpha_{\nu_{\text{ср}}} \frac{V_{\text{ж}}}{S_{\text{рт}}} + \beta \right)}; \quad (6.106)$$

- ♦ по суспензии

$$Q_{\text{сп}} = Q_0 \left[1 + \frac{Q_0 \mu \alpha_{\nu_{\text{ср}}} u}{\rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}} S_{\text{рт}}} \right]; \quad (6.107)$$

где $\alpha_{\nu_{\text{ср}}}$ — удельное сопротивление осадка объемное среднее, м^{-2} ; β — сопротивление фильтрующей перегородки, отнесенное к единице вязкости, м^{-1} ;

- ♦ среднюю производительность по фильтрату за время подачи разделяемой жидкости на центрифугу, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_{\text{ср}} = Q_0 \frac{1 - \frac{Q_{\text{сп}} \tau_o}{V_{\text{ж}}}}{1 - \frac{Q_0 \tau_o}{V_{\text{ж}}}}; \quad (6.108)$$

♦ время образования осадка τ_o , с, с сопротивлением, равным сопротивлению фильтрующей перегородки:

$$\tau_o = \frac{Q_0 \beta \mu}{Q_{\text{сп}} \rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{пт}}}. \quad (6.109)$$

Окончательно получаем время подачи разделяемой жидкости на центрифугу, с:

$$\tau_{\text{п}} = \tau_o + \frac{S_{\text{пт}}}{\alpha_{\text{вср}} \mu Q_0} \left[\frac{\rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{пт}} V_{\text{ж}}}{Q_0 \mu} - \beta \right]. \quad (6.110)$$

Расчет времени подачи разделяемой жидкости на центрифугу для случая центробежного фильтрования сжимаемых осадков. Для сжимаемых осадков зависимость среднего удельного сопротивления осадка от давления принимается в соответствии с выражением

$$\alpha_{\text{ср}} = \alpha' P_{\text{сж}}^s,$$

где α' — коэффициент пропорциональности в уравнении, выражающем зависимость среднего удельного сопротивления осадка от сжимающего давления; s — показатель сжимаемости осадка.

Определив максимальное сжимающее давление, кПа,

$$P_{\text{сж. max}} = \frac{\omega^2 r_{\text{пт}} V_{\text{ж}}}{S_{\text{пт}}} \left[\rho_{\text{ж}} + \frac{(\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}) c_{\text{т}}}{\rho_{\text{т}} (q_{\text{т}} - c_{\text{т}})} \right] \quad (6.111)$$

и среднюю производительность по фильтрату за время подачи разделяемой жидкости на центрифугу, м³/с,

$$Q_{\text{ср}} = \frac{\omega^2 r_{\text{пт}} c_{\text{т}} \rho_{\text{ж}}}{\mu \alpha' q_{\text{т}} (q_{\text{т}} - c_{\text{т}}) (1-s) (P_{\text{сж}})_{\text{max}}^s} \quad (6.112)$$

находим окончательно время подачи разделяемой жидкости на центрифугу, с:

$$\tau_{\pi} = \frac{S_{\text{рт}}}{Q_{\text{сп}}} \left\{ \frac{\left[\frac{q_{\text{T}} - c_{\text{T}}}{c_{\text{T}}} \omega^2 r_{\text{рт}} \right]^{1-s}}{\left[\rho_{\text{ж}} + \frac{(\rho_{\text{T}} - \rho_{\text{ж}}) c_{\text{T}}}{\rho_{\text{T}} (q_{\text{T}} - c_{\text{T}})} \right]^s} \frac{(1+s) \rho_{\text{ж}}}{\mu \alpha' q_{\text{T}}} \tau \right\}^{\frac{1}{1+s}}. \quad (6.113)$$

Время промывки несжимаемого осадка. Определив массу твердого вещества в отфильтрованном осадке, кг,

$$m_{\text{T}} = Q_{\text{сп}} c_{\text{T}} \rho_{\text{с}} \tau_{\pi}, \quad (6.114)$$

найдем окончательно время промывки осадка, с:

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{пр}} m_{\text{T}} \alpha_{\text{всп}} \mu_{\text{пр}}}{S_{\text{рт}} \rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}}}. \quad (6.115)$$

Расчет времени промывки сжимаемого осадка. По известным данным угловой скорости вращения ротора ω , с^{-1} ; радиусу ротора $r_{\text{рт}}$, м; площади поверхности фильтрования $S_{\text{рт}}$, м^2 ; динамической вязкости чистого промывного фильтрата $\mu_{\text{пр}}$, $\text{кПа}\cdot\text{с}$; плотности жидкой фазы при температуре фильтрования $\rho_{\text{ж}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$; объему промывной жидкости на единицу массы сухого осадка $V_{\text{пр}}$, $\text{м}^3/\text{кг}$; производительности центрифуги по суспензии $Q_{\text{сп}}$, $\text{м}^3/\text{с}$; концентрации суспензии c_{T} , $\text{кг}/\text{м}^3$; времени подачи разделяемой жидкости на центрифугу τ_{π} , с; отношению объемов отфильтрованного осадка и полученного фильтрата u ; количеству твердой фазы, отлагающемуся при получении единицы объема фильтрата q_{T} , $\text{кг}/\text{м}^3$; среднему удельному массовому сопротивлению осадка $\alpha_{\text{ср}}$, $\text{м}/\text{кг}$, находим:

♦ массу твердого вещества в отфильтрованном осадке, кг,

$$m_{\text{T}} = Q_{\text{сп}} c_{\text{T}} \tau_{\pi} \quad (6.116)$$

и окончательно время промывки осадка, с,

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{пр}} m_{\text{T}} \alpha_{\text{всп}} q_{\text{T}} \mu_{\text{пр}}}{u S_{\text{рт}} \rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}}}. \quad (6.117)$$

Необходимое время отжима осадка определяется экспериментально на лабораторной центрифуге с фильтрующими стаканами при том же факторе разделения, при котором проводилось опре-

деление констант фильтрования. На основании полученных данных строится график $w_{\text{вл}} = f(\tau)$, по которому в зависимости от заданной влажности находится время отжима $\tau_{\text{отж}}$.

Расчет средней производительности центрифуги за цикл. По известным времени подачи разделяемой жидкости на центрифугу $\tau_{\text{п}}$, с; времени промывки осадка $\tau_{\text{пр}}$, с; времени отжима $\tau_{\text{отж}}$, с; времени выполнения вспомогательных операций $\tau_{\text{всп}}$, с; средней производительности по фильтрату за время подачи разделяемой жидкости на центрифугу $Q_{\text{ср}}$, м³/с; массе твердой фазы в отфильтрованном осадке $m_{\text{т}}$, кг, определяем время полного цикла работы центрифуги

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{п}} + \tau_{\text{пр}} + \tau_{\text{отж}} + \tau_{\text{всп}} \quad (6.118)$$

и соответственно среднюю производительность центрифуги по фильтрату за цикл, м³/с,

$$Q'_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{ср}} \tau_{\text{п}}}{\tau_{\text{ц}}} \quad (6.119)$$

и среднюю производительность центрифуги по твердой фазе за цикл, кг/с:

$$Q'_{\text{тф}} = \frac{m_{\text{т}}}{\tau_{\text{ц}}}. \quad (6.120)$$

Расчет центрифуг непрерывного действия

Центрифуги со шнековой выгрузкой осадка подразделяют на фильтрующие вертикальные (ФВШ), горизонтальные (ФГШ) и осадительные (ОГШ). Центрифуги ФВШ и ФГШ применяют для обработки суспензии с кристаллической твердой фазой концентрацией более 20 % при размерах частиц более 100 мкм. Наибольший эффект достигается при концентрации твердой фазы более 40 %.

Горизонтальные центрифуги с пульсирующей выгрузкой осадка (ФГП) применяют для обработки суспензий с кристаллической твердой фазой, размеры частиц которой больше 100 мкм, а концентрация твердой фазы превышает 25 %.

Технические характеристики этих центрифуг и описание конструкций приведены в [6.2, 6.5, 6.7].

Основные соотношения для расчета. Технологический расчет шнековой осадительной центрифуги проводится для трех случаев:

- 1) определение производительности центрифуги по суспензии при заданном относительном уносе твердой фазы в фугат;
- 2) определение относительного уноса твердой фазы в фугат по заданной производительности;
- 3) определение (при проектировании) индекса производительности шнековых осадительных центрифуг по заданной производительности по суспензии и относительному уносу твердой фазы в фугат.

Производительность центрифуги по суспензии, $\text{м}^3/\text{с}$, рассчитывают по формуле

$$Q_c = 0,087 d^2 D_{cp}^2 \omega_p^2 l_o (\rho_t - \rho_{ж}) / \mu, \quad (6.121)$$

где d — минимальный диаметр осаждаемых в роторе частиц, м; D_{cp} — средний диаметр потока жидкости в роторе, м; ω_p — угловая скорость ротора, рад/с; l_o — длина зоны осаждения, м; ρ_t и $\rho_{ж}$ — плотности соответственно твердой и жидкой фаз, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ — динамическая вязкость суспензии, Па·с.

Для расслоения структуры потока, наиболее характерной для шнековых центрифуг [6.6], крупность разделения d_k находят по уравнению

$$d_k^2 = \frac{A}{\omega^2 L_{осж}} \left[\frac{r_0^2 / r_1^2 + 2 r_1 / r_0 - r_0 / r_1}{t_{шн} \delta_n (r_0 + r_1)} Q - v_{отн} \frac{\delta_n^2}{r_0 r_1^2} \right], \quad (6.122)$$

где толщина слоя осадка находится как

$$\delta_n = r_1 - r_0 = k_1 \left(\frac{Q}{\omega_{отн} \sqrt{Fr'}} \right)^{1/3}, \quad \omega_{отн} = |\omega - \omega_{шн}|. \quad (6.123)$$

Здесь Fr' — фактор разделения на радиусе слива ротора r_0 ; k_1 — опытный коэффициент: $k_1 = 0,5-1,0$ для противоточной центрифуги, когда осевые скорости потока и твердой фазы противоположны; $k_1 = 1,2-2,0$ для прямоточной центрифуги, когда поток и твердая фаза движутся в одном направлении; при расчетах меньшие значения k_1 берут для обезвоживающих центрифуг, большие — для осветляющих; если $r_1 > r_{рт}$, принимают $r_1 = r_{рт}$.

$$A = \frac{9\mu t_{\text{шн}}}{\pi(\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}})}; \quad (6.124)$$

$L_{\text{осж}} \approx L_{\text{ц}} - 0,8r_0$ — длина зоны осаждения; $L_{\text{ц}}$ — конструктивный параметр ротора, равный длине его цилиндрического участка; $v_{\text{отн}} = \omega_{\text{отн}} r_0$.

Относительный унос находят по формуле

$$\varepsilon_{\text{ун}} = k_0 d^{n+1} \left(\frac{1}{n+1} - \frac{r_1/r_0}{n+3} \right), \quad (6.125)$$

где k_0 , n — характеристики функции плотности распределения твердой фазы суспензии $F_0(d) = k_0 d^n$.

Вопросы седиментометрического анализа и определения характеристик суспензии, необходимых для расчета, подробно освещены в [6.4].

Влажность осадка $w_{\text{вл}}$ рассчитывают по уравнению

$$w_{\text{вл}} = \frac{G_{\text{ж}}}{G_{\text{ос}} + G_{\text{ж}}} = \frac{G'_{\text{ос}} \frac{w'}{1-w'} + (G_{\text{ос}} - G'_{\text{ос}}) \frac{w}{1-w}}{G_{\text{ос}} + G'_{\text{ос}} \frac{w'}{1-w'} + (G_{\text{ос}} - G'_{\text{ос}}) \frac{w}{1-w}}. \quad (6.126)$$

До некоторой производительности $G'_{\text{ос}}$ влажность постоянна, а с увеличением $G_{\text{ос}} > G'_{\text{ос}}$ начинает расти и $w_{\text{вл}}$. Таким образом, влажность осадка после центрифугирования занимает среднее положение между крайними значениями w' и w . Если $G_{\text{ос}} < G'_{\text{ос}}$, то вся жидкость $G_{\text{ос}} w / (1-w)$, находящаяся в порах осадка, успевает профильтроваться в зоне сушки шнекового канала и в осадок попадает только пленочная и капиллярная влага в количестве $G_{\text{ос}} w' / (1-w')$; если $G_{\text{ос}} > G'_{\text{ос}}$, то в осадок выбрасывается частично поровая влага в количестве $(G_{\text{ос}} - G'_{\text{ос}}) w / (1-w)$, которая не успевает стечь в зону осаждения. Следовательно, влажность растет и $w_{\text{вл}}$ можно определить как отношение всего количества жидкости в осадке $G_{\text{ж}}$ к сумме количеств твердой и жидкой фаз.

Если предположить, что влажность возрастает за счет более полного заполнения пор в некоторое число раз $a_{\text{п}}$, то для расчета w' и w можно рекомендовать соотношения

$$w' = \frac{\varepsilon_{\text{п}} \rho_{\text{ж}}}{(1 - \varepsilon_{\text{п}}) \rho_{\text{т}} + \varepsilon_{\text{п}} \rho_{\text{ж}}}; \quad w = \frac{a_{\text{п}} \varepsilon_{\text{п}} \rho_{\text{ж}}}{(1 - \varepsilon_{\text{п}}) \rho_{\text{т}} + a_{\text{п}} \varepsilon_{\text{п}} \rho_{\text{ж}}}, \quad (6.127)$$

где $a_{\Pi} \approx 2-3$ в зависимости от формы частиц.

Необходимую для расчетов G'_{oc} предельную производительность по твердой фазе, до которой $w_{вл}$ постоянна, определяют экспериментально или рассчитывают по уравнению (6.126), если известны точки при $G_{oc} > G'_{oc}$ и $w' < w_{вл} < w$.

Расход промывной жидкости, при которой $w_{вл}$ не увеличивается, находят из условия $G_{oc} < G'_{oc}$:

$$G_{пр.ж} \leq G'_{oc} \left(\frac{w}{1-w} - \frac{w'}{1-w'} \right) \left(1 - \frac{G_{oc}}{G'_{oc}} \right). \quad (6.128)$$

Увеличение расхода промывной жидкости по сравнению с определяемым из (6.128) не всегда отрицательно сказывается на влажности, поскольку избыток жидкой фазы снижает вязкость суспензии, что улучшает условия процесса фильтрования (сушки) осадка и тем самым увеличивает производительность по осадку.

Наряду с уравнением (6.121) для определения объемной производительности осветляющих центрифуг можно рекомендовать формулу моделирования по индексу производительности Σ , если известна производительность какой-либо центрифуги по конкретному продукту [6.4]:

$$Q_1 / Q_2 = \Sigma_1 / \Sigma_2, \quad (6.129)$$

где $\Sigma = \pi D_{рт} L_{\Pi} Fr'$; $D_{рт}$ — внутренний диаметр цилиндрической зоны ротора; Fr' — фактор разделения, определяемый при $r_{рт}$. Зависимость (6.129) дает удовлетворительные результаты при геометрическом подобии рабочих органов сравниваемых центрифуг и равенстве значений Fr' . При отсутствии подобия формула корректируется введением масштабного коэффициента.

Технологический расчет шнековой фильтрующей центрифуги. Производительность можно рассчитать только на основе формул моделирования при известных технологических показателях модельного образца. В общем случае объемную производительность по фильтрату пересчитывают по уравнению

$$Q_n / Q_m = D_{рт.н}^3 / D_{рт.м}^3, \quad (6.130)$$

где индекс «н» указывает на рассчитываемый параметр, индекс «м» — на модельный параметр.

Производительность $Q_{ос}$, кг/ч, центрифуг ФВШ и ФГШ по осадку рассчитывают по формуле

$$Q_{oc} = \frac{3600 t_{ш} \rho_{oc} (\omega_{ш} - \omega_p) r_{cp} \sin \beta \sin \theta \cos \alpha (2 \pi r_{рт} - z \delta)}{z b \sin(\beta + \theta)}, \quad (6.131)$$

где $t_{ш}$ — шаг шнека, м; ρ_{oc} — плотность осадка, кг/м³; $\omega_{ш}$ и ω_p — угловые скорости шнека и ротора, рад/с; r_{cp} — средний радиус шнека, м; $\beta = 15-30^\circ$ — угол подъема спирали шнека; θ — угол, зависящий от α и β и свойств обрабатываемого осадка; α — угол наклона образующей конуса к его оси; z — число заходов спирали шнека; $\delta = (1-3) 10^{-3}$ м — толщина лопасти шнека; $b = (2-5) 10^{-3}$ м — длина основания нормального сечения валика осадка у витка шнека; $\theta = \arccos(\operatorname{tg} \alpha \sin \beta \cos \varphi_2 / \operatorname{tg} \varphi_1) + \varphi_2 + \beta$; φ_1 — угол внутреннего трения осадка; φ_2 — угол трения осадка о шнек.

Значение производительности по осадку следует уточнить в зависимости от толщины слоя. Если экспериментально на модели обнаружена заметная зависимость влажности от толщины слоя при $\delta_{сл} < (5-15) d$ (d — средний размер частиц), используют формулу

$$Q_{oc.н} / Q_{oc.м} = D_{рт.н}^2 / D_{рт.м}^2. \quad (6.132)$$

Если влажность не зависит от $\delta_{сл}$, то

$$Q_{oc.н} / Q_{oc.м} = D_{рт.н}^3 / D_{рт.м}^3. \quad (6.133)$$

При расчетах по (6.132), (6.133) предполагается геометрическое подобие машин, включая ход и шаг шнека, фактор разделения и время пребывания осадка в роторе, т.е. требуется выполнение соотношений

$$\omega_{рт.н} = \omega_{рт.м} \sqrt{\frac{D_{рт.м}}{D_{рт.н}}}; \quad \omega_{отн.н} = \omega_{отн.м}; \quad \lambda_{р.н} = \lambda_{р.м} \sqrt{\frac{D_{р.м}}{D_{р.н}}}, \quad (6.134)$$

где $\lambda_p = \omega_{рт} / \omega_{отн}$ — передаточное число редуктора.

При моделировании особенно важно соблюдение равенства углов конусности и характеристик сит, изменение которых при переходе от модели к промышленному образцу может привести к весьма неточным результатам.

При необходимости промывки осадка в витках шнека рекомендуется выполнять прорезь, а толщину осадка в зоне промывки определять из уравнения

$$\delta_{пр} = 0,5 \operatorname{tg}^2(45^\circ - \varphi_{сл}) (1 + r'_2 / r'_1) (f_p - \operatorname{tg} \alpha_k) l_{пр}, \quad (6.135)$$

где r'_2 и r'_1 — соответствующие радиусы шнека в конце и начале прорези.

Время промывки находят по формулам

$$\tau_{\text{пр}} = l_{\text{пр}} / v_{\text{зш}}; \quad \tau_{\text{пр}} = \frac{\pi \rho_{\text{н}} \delta_{\text{пр}} l_{\text{пр}} (r'_1 + r'_2)}{G_{\text{T}} \cos \alpha_{\text{к}}}, \quad (6.136)$$

где $l_{\text{пр}}$ — длина прорези, м; $v_{\text{зш}}$ — осевая скорость слоя вдоль ротора, определяемая относительной угловой скоростью шнека и его ходом.

Во избежание вспучивания осадка шаг шнека должен быть меньше $l'_{\text{сл}}$:

$$l'_{\text{сл}} = \frac{2 \delta_{\text{сл}}}{\text{tg}^2(45 - 0,5 \varphi_{\text{сл}}) (1 + r_2 / r_1) (f_{\text{р}} - \text{tg} \alpha_{\text{к}})}. \quad (6.137)$$

Здесь r_1 и r_2 — соответствующие радиусы витков шнека.

Технологический расчет центрифуги с пульсирующей выгрузкой осадка. Производительность горизонтальной центрифуги с пульсирующей выгрузкой осадка (ФГП) по осадку, кг/ч, определяется по соотношению

$$Q_{\text{ос}} = 11300 \psi_{\text{п}} d_1 h_0 l_{\text{T}} \rho_{\text{ос}} (1 - \varepsilon_{\text{ос}}) n_{\text{дх}}, \quad (6.138)$$

где $\psi_{\text{п}}$ — коэффициент прессуемости осадка (для кристаллических осадков $\psi_{\text{п}} = 0,5-0,7$, для волокнистых $\psi_{\text{п}} = 0,2-0,3$); d_1 — диаметр первого каскада, м; $h_0 = (25-40) 10^{-3}$ м — толщина слоя осадка в роторе; l_{T} — длина хода толкателя, м; $\rho_{\text{ос}}$ — плотность осадка, кг/м³; $\varepsilon_{\text{ос}}$ — пористость осадка; $n_{\text{дх}}$ — число двойных ходов толкателя, 1/с.

Для конкретного случая существует оптимальная толщина h_0 слоя осадка: при толщине слоя больше или меньше h_0 появляются неравномерность толщины слоя и вибрации. Кроме того, при $h > h_0$ осадок невозможно сдвинуть с места из-за вспучивания его там, где толкатель нажимает на торцевую часть кольца осадка. Толщина слоя осадка в роторе зависит от длины L ротора и свойств осадка:

$$L / h \leq a \text{tg}^2[\pi / 4 + \varphi_1 / 2] f, \quad (6.139)$$

где $a = 0,6-0,7$ — опытный коэффициент; φ_1 — угол внутреннего трения осадка; f — коэффициент трения осадка о сито ротора.

Унос твердой фазы фугатом и влажность осадка находятся экспериментально.

Пример 6.15. Рассчитать отстойную центрифугу периодического действия типа ОГН-903К-01, предназначенную для разделения 3 м³/ч суспензии.

Исходные данные. Плотность твердого вещества в суспензии $\rho_{\text{т}} = 3200$ кг/м³; плотность маточной жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³ при динамической вязкости суспензии $\mu = 0,82 \cdot 10^{-3}$ Па·с; минимальный размер (диаметр) улавливаемых частиц суспензии $d = 12$ мкм.

Технические характеристики центрифуги [6.5]: внутренний диаметр ротора $D_{\text{рт}} = 0,900$ м; максимальное число оборотов ротора $n = 1700$ об/мин; рабочий объем ротора $V_{\text{р}} = 0,13$ м³; фактор разделения 1420.

По опытным данным принимаем: время загрузки 30 с; длительность периода разгона ротора центрифуги 90 с, периода торможения 60 с; время вспомогательных операций $\tau_{\text{всп}} = 150$ с и периода разгрузки машины от осадка $\tau_{\text{вг}} = 30$ с.

Длительность центрифугирования суспензии находим по (6.104):

$$\begin{aligned} \tau_{\text{о}} &= \frac{18\mu(r_{\text{рт}} - r_{\text{ср}})}{\left[d^2\omega^2r_{\text{ср}}(\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}})\right]} = \\ &= \frac{18 \cdot 0,82 \cdot 10^{-3} (0,45 - 0,383)}{(12 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 178,024^2 \cdot 0,383 (3200 - 1000)} = 0,259 \text{ с}, \end{aligned}$$

где средний радиус ротора $r_{\text{ср}} = 0,85 \frac{D_{\text{р}}}{2} = 0,85 \cdot 0,45 = 0,383$ м.

Длительность цикла центрифугирования в соответствии с (6.103) составит:

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{п}} + \tau_{\text{о}} + \tau_{\text{в}} + \tau_{\text{вг}} = 30 + 0,259 + 150 + 30 = 210,259 \text{ с}.$$

Производительность центрифуги находится по формуле (6.105). Если же рабочий объем ротора известен, то производительность равна

$$Q_{\text{т}} = \frac{0,85 V_{\text{р}}}{\tau_{\text{ц}}} = \frac{0,85 \cdot 0,13}{210,259} = 1,892 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Следовательно, для переработки заданного количества суспензии необходима установка двух центрифуг.

Пример 6.16. Рассчитать фильтрующую центрифугу ФМБ-803К-03, предназначенную для отделения кристаллов Na_2CO_3 от маточного раствора.

Исходные данные. Плотность маточного раствора $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$; плотность кристаллов $\rho_{\text{т}} = 2700 \text{ кг/м}^3$; концентрация твердой фазы $c = 8 \%$; содержание жидкой фазы в отфильтрованном осадке $w = 50 \%$; угловая скорость вращения ротора $\omega = 157,08 \text{ с}^{-1}$; радиус ротора $r_{\text{рт}} = 0,4 \text{ м}$; площадь поверхности фильтрования $S_{\text{рт}} = 1,005 \text{ м}^2$; жидкостный объем ротора принят равным его рабочему объему $V_{\text{ж}} = 0,1 \text{ м}^3$; динамическая вязкость жидкости $\mu = 0,82 \cdot 10^{-6} \text{ кПа}\cdot\text{с}$; сопротивление фильтрующей перегородки, отнесенное к единице вязкости, $\beta = 2 \cdot 10^{12} \text{ м}^{-1}$; массовое среднее удельное сопротивление осадка $\alpha_{\text{ср}} = 2 \cdot 10^{11} \text{ м/кг}$.

В соответствии с методикой последовательно определяем:

- ♦ плотность влажного осадка, получаемого при разделении суспензии, по (6.14):

$$\rho_o = \frac{100 \rho_{\text{т}} \rho_{\text{ж}}}{100 \rho_{\text{ж}} + (\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}) w} = \frac{100 \cdot 2700 \cdot 1000}{100 \cdot 1000 + (2700 - 1000) 50} = 1459 \text{ кг/м}^3;$$

- ♦ отношение объемов отфильтрованного осадка и полученного фильтрата (6.15):

$$u = \frac{c \rho_{\text{ж}}}{\rho_o [100 - (w + c)]} = \frac{8 \cdot 1000}{1459 [100 - (50 + 8)]} = 0,131;$$

- ♦ массу твердой фазы, отлагающейся на фильтре при получении единицы объема фильтрата, по (6.16):

$$q_{\text{т}} = \frac{c \rho_{\text{ж}} (100 - w)}{100 [100 - (w + c)]} = \frac{8 \cdot 1000 (100 - 50)}{100 [100 - (50 + 8)]} = 95,238 \text{ кг/м}^3;$$

- ♦ среднее объемное удельное сопротивление осадка

$$\alpha_{\text{ср}} = \alpha_{\text{ср}} q = 2 \cdot 10^{11} \cdot 95,238 = 1,905 \cdot 10^{13} \text{ м}^{-2}.$$

Далее находим производительность центрифуги:

- ♦ по фильтрату в режиме постоянной скорости фильтрования по (6.106):

$$Q_0 = \frac{\rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}} V_{\text{ж}}}{\left(\alpha_{\text{ср}} \frac{V_{\text{ж}}}{S_{\text{рт}}} + \beta \right) \mu} = \frac{1000 \cdot 157,08^2 \cdot 0,4 \cdot 0,1}{\left(1,905 \cdot 10^{13} \frac{0,1}{1,005} + 2 \cdot 10^{12} \right) 0,82 \cdot 10^{-6}} = 3,09 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

♦ по суспензии по (6.107)

$$Q_{\text{сп}} = Q_0 \left[1 + \frac{Q_0 \mu \alpha_{\text{всп}} u}{\rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}} S_{\text{рт}}} \right] = 3,09 \cdot 10^{-4} \times \\ \times \left(1 + \frac{3,09 \cdot 10^{-4} \cdot 0,82 \cdot 10^{-6} \cdot 1,905 \cdot 10^{13} \cdot 0,131}{1000 \cdot 157,08^2 \cdot 0,4 \cdot 1,005} \right) = 3,287 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Среднюю производительность по фильтрату за время подачи разделяемой жидкости на центрифугу рассчитываем по (6.108)

$$Q_{\text{сп}} = Q_0 \frac{1 - \frac{Q_{\text{сп}} \tau_o}{V_{\text{ж}}}}{1 - \frac{Q_0 \tau_o}{V_{\text{ж}}}} = 3,09 \cdot 10^{-4} \frac{1 - \frac{3,287 \cdot 10^{-4} \cdot 20,392}{0,1}}{1 - \frac{3,09 \cdot 10^{-4} \cdot 20,392}{0,1}} = \\ = 3,077 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Вычислив время образования осадка с сопротивлением, равным сопротивлению фильтрующей перегородки, по (6.109)

$$\tau_o = \frac{Q_0 \beta \mu}{Q_{\text{сп}} \rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}}} = \frac{3,09 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^{12} \cdot 0,82 \cdot 10^{-6}}{3,287 \cdot 10^{-4} \cdot 1000 \cdot 157,08^2 \cdot 0,4} = 20,392 \text{ с},$$

время подачи разделяемой жидкости на центрифугу (6.110)

$$\tau_{\text{п}} = \tau_o + \frac{S_{\text{рт}}}{\alpha_{\text{всп}} u Q_0} \left(\frac{\rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}} V_{\text{ж}}}{Q_0 \mu} - \beta \right) = 20,392 + \frac{1,005}{1,905 \cdot 10^{13} \cdot 0,131 \cdot 3,09 \cdot 10^{-4}} \times \\ \times \left(\frac{1000 \cdot 157,08^2 \cdot 0,4 \cdot 0,1}{3,09 \cdot 10^{-4} \cdot 0,82 \cdot 10^{-6}} - 2 \cdot 10^{-12} \right) = 2500 \text{ с},$$

и массу твердого вещества в отфильтрованном осадке по (6.114)

$$m_{\text{т}} = Q_{\text{сп}} c \rho_{\text{с}} \tau_{\text{п}} = 3,287 \cdot 10^{-4} \cdot 0,08 \cdot 1136 \cdot 2500 = 74,664 \text{ с},$$

найдем время промывки осадка по (6.115)

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{пр}} m_{\text{т}} \alpha_{\text{всп}} \mu_{\text{пр}}}{S_{\text{рт}} \rho_{\text{ж}} \omega^2 r_{\text{рт}}} = \frac{0,001 \cdot 74,664 \cdot 1,905 \cdot 10^{13} \cdot 10^{-6}}{1,005 \cdot 1000 \cdot 157,08^2 \cdot 0,4} = 143,335 \text{ с}.$$

В качестве промывной жидкости используется вода в количестве $V_{\text{пр}} = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Время полного цикла работы центрифуги определяем по (6.118):

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{п}} + \tau_{\text{пр}} + \tau_{\text{отж}} + \tau_{\text{всп}} = 2883 \text{ с.}$$

Время отжима осадка и вспомогательных операций принято равным $\tau_{\text{отж}} = \tau_{\text{всп}} = 120 \text{ с.}$

Окончательно рассчитаем среднюю производительность центрифуги:

- ♦ по фильтрату за цикл согласно (6.119)

$$Q'_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{ср}} \tau_{\text{п}}}{\tau_{\text{ц}}} = \frac{3,077 \cdot 10^{-4} \cdot 143,335}{2883} = 1,53 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

- ♦ по твердой фазе за цикл согласно (6.120)

$$Q'_{\text{тф}} = \frac{m_{\text{т}}}{\tau_{\text{ц}}} = \frac{74,664}{2883} = 0,026 \text{ кг/с.}$$

Пример 6.17. Определить крупность разделения и относительный унос в центрифуге, предназначенной для разделения полиэтилена и бензина.

Исходные данные. Параметры центрифуги: $r_{\text{рт}} = 0,315 \text{ м}$; $r_0 = 0,245 \text{ м}$; $L_{\text{ц}} = 1,7 \text{ м}$; $t_{\text{шн}} = 0,2 \text{ м}$; $\omega = 209 \text{ рад/с}$; $\omega_{\text{отн}} = 2,09 \text{ рад/с}$; конструкция – противоточная. Характеристика суспензии: $\rho_{\text{т}} = 920 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{\text{ж}} = 700 \text{ кг/м}^3$, концентрация твердого по массе 17,5 %; $\mu = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ Н·с/м}^2$. Гранулометрический состав: частицы размером менее 10 мкм составляют менее 1 % всей массы, размером менее 20 мкм – до 2,4 %. Требуемая производительность по сухому полиэтилену $G_{\text{т}} = 2,22 \text{ кг/с}$, что при заданной концентрации составит по фугату $Q = 11,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; допустимый унос 1,0 кг/м³.

Предварительно находим вспомогательные величины:

- ♦ фактор разделения $Fr' = 1091$;
- ♦ относительную скорость шнека на радиусе слива $v_{\text{отн}} = 0,512 \text{ м/с}$.
По (6.123), (6.124) рассчитываем

$$\delta_{\text{п}} = 0,5 \left(\frac{11,5 \cdot 10^{-3}}{2,09 \sqrt{1091}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,028 \text{ м, где } k_1 = 0,5, \text{ т.е. машина проти-}$$

воточная и работает в обезвоживающем режиме;

$$A = \frac{9 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2}{3,14(920 - 700)} = 1,302 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$L_{\text{осж}} = 1,7 - 0,8 \cdot 0,245 = 1,504 \text{ м.}$$

По (6.122) находим

$$d_k^2 = \frac{1,302 \cdot 10^{-6}}{209^2 \cdot 1,504} \left[\left(\frac{0,245}{0,273} \right)^2 + 2 \frac{0,273}{0,245} - \frac{0,245}{0,273} \right] 11,5 \cdot 10^{-3} -$$

$$- 0,512 \frac{0,028^2}{0,245 \cdot 0,273^2} \Bigg] = 1,704 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2,$$

$$d_k = 1,305 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 13,05 \text{ мкм.}$$

Для определения $\varepsilon_{\text{ун}}$ необходимо предварительно по данным гранулометрического состава построить кривую $F_c(d) = k_0 d^m$. Заданные точки по составу твердого при $d_k \leq 20$ мкм в логарифмических координатах удовлетворяют уравнению кривой $F_c(d) = 0,068 d^{1,18}$. Тогда по (6.125)

$$\varepsilon_{\text{ун}} = 8,024 \cdot 10^{-2} \cdot 13,05^{0,18} \left(\frac{1}{0,18+1} - \frac{0,273}{0,18+3} \right) = 0,527 \%$$

$$\text{или } \bar{\varepsilon}_{\text{ун}} = \frac{\varepsilon_{\text{ун}} G_{\text{т}}}{Q} = \frac{0,00826 \cdot 2,22}{11,5 \cdot 10^{-3}} = 1,595 \text{ кг/м}^3.$$

Как видно из расчета, центрифуга не обеспечивает допустимого уноса.

Рассчитаем исходную конструкцию по прямоточной схеме. Приняв в формуле (6.123) $k_1 = 1,2$ и значения $v_{\text{отн}}$, A , $L_{\text{осж}}$ из предыдущего расчета, получим $\delta_{\text{п}} = 0,066$ м; $d_k = 8,471$ мкм; $\varepsilon_{\text{ун}} = 0,439 \%$; $\bar{\varepsilon}_{\text{ун}} = 0,848$ кг/м³, т.е. прямоточная конструкция удовлетворяет требованиям задания.

Пример 6.18. Определить влажность осадка полихлорвиниловой смолы, получаемой на центрифуге. Найти максимальную производительность $G'_{\text{ос}}$ и расход промывных вод $G_{\text{пр.ж}}$ (отмывка от эмульгатора), при котором не увеличивается влажность.

Исходные данные. $D_{\text{рт}} = 0,8$ м; производительность центрифуги

$G_{oc} = 1,25$ кг/с; известно, что на этой же центрифуге $w_{вл} = 27$ % при $G_{oc} = 0,834$ кг/с. Характеристика суспензии: $\rho_t = 1400$ кг/м³; $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³; пористость смолы в центробежном поле $\varepsilon_{\pi} = 30$ %.

Из-за отсутствия экспериментальных данных по w' и w находим их из (6.127):

$$w' = \frac{0,3 \cdot 1000}{(1-0,3)1400 + 0,3 \cdot 1000} = 0,234 = 23,4 \%;$$

$$w = \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 1000}{(1-0,3)1400 + 2 \cdot 0,3 \cdot 1000} = 0,38 = 38 \%.$$

В расчете принято $a_{\pi} = 2$. Из (6.126) при $w_{вл} = 27$ %, $G_t = 0,834$ кг/с находим

$$0,27 = \frac{G'_{oc} \frac{0,234}{1-0,234} + (0,834 - G'_{oc}) \frac{0,38}{1-0,38}}{0,834 + G'_{oc} \frac{0,234}{1-0,234} + (0,834 - G'_{oc}) \frac{0,38}{1-0,38}},$$

откуда $G'_{oc} = 0,66$ кг/с. Из этого же уравнения при заданной производительности $G_{oc} = 1,25$ кг/с подстановкой G'_{oc} находим влажность $w_{вл} = 0,311 = 31,1$ %.

Как следует из расчетов, при $\bar{G}_{oc} < G'_{oc} = 0,66$ кг/с влажность осадка w' постоянна и равна 23,4 %. Например, при $\bar{G}_{oc} = 0,556$ кг/с расход промывных вод, определенный по (6.128), составит

$$G_{пр.ж} \leq 0,66 \left(\frac{0,38}{1-0,38} - \frac{0,234}{1-0,234} \right) \left(1 - \frac{0,556}{0,66} \right) = 0,032 \text{ кг/с.}$$

Пример 6.19. Расчет на прочность ротора центрифуги ФМН-1003К. Исходные данные. $R = 0,5$ м, $R_0 = 0,34$ м, $R_1 = 0,35$ м, $S_{\pi} = 0,012$ м, $S_1 = 0,015$ м, $S_2 = 0,018$ м, $H = 0,5$ м, $\rho_{ж} = 1250$ кг/м³, $\rho = 7850$ кг/м³, $d = 0,005$ м, $n = 20$ об/с, $t = 0,03$ м. Материал – сталь 12Х18Н10Т.

В расчете определяются исполнительные размеры элементов ротора, напряжения в зонах краевого эффекта. Схема ротора приведена на рис. 6.10.

Проверим выполнение условия применимости методики расчета

$$c = \frac{F_0}{F} \leq 0,2 \text{ и } \frac{d^2}{R S_{\pi}} < 0,08.$$

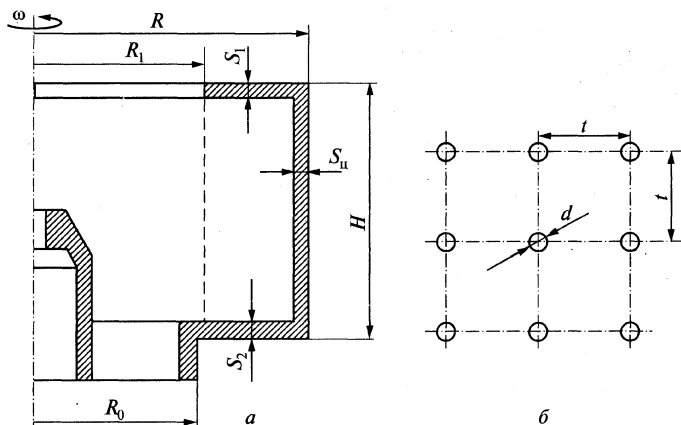


Рис. 6.10. Ротор центрифуги:
а – конструктивная схема; б – расположение отверстий

Если отверстия расположены по вершинам квадратов, то степень перфорации

$$c = 0,785 \left(\frac{d}{t} \right)^2 = 0,785 \left(\frac{0,005}{0,03} \right)^2 = 0,0218 < 0,2;$$

$$\frac{d^2}{R S_{\text{ш}}} = \frac{0,005^2}{0,5 \cdot 0,012} = 0,00417 < 0,08, \text{ т.е. условия удовлетворяются.}$$

Далее в соответствии с методикой определяем:

♦ коэффициент ослабления

$$\varphi_c = 1 - \frac{d}{t} = 1 - \frac{0,005}{0,03} = 0,83;$$

♦ коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 0,95$;

♦ приведенную плотность материала ротора

$$\rho_{\text{п}} = \rho(1 - c) = 7850(1 - 0,0218) = 7680 \text{ кг/м}^3;$$

♦ коэффициент заполнения ротора

$$\psi = \frac{R^2 - R_1^2}{R^2} = \frac{0,5^2 - 0,35^2}{0,5^2} = 0,51;$$

♦ коэффициент уменьшения допускаемого напряжения $\kappa = \varphi_c$ при $\varphi_c < \varphi$, $\kappa = 0,83$;

- ♦ приведенное напряжение от сил инерции собственных масс в цилиндрическом элементе ротора по (1.164)

$$\sigma_0^n = 39,44 \cdot 10^{-6} n^2 \rho_n R^2 = 39,44 \cdot 10^{-6} \cdot 20^2 \cdot 7680 \cdot 0,5^2 = 30,29 \text{ МПа};$$

- ♦ коэффициент $\lambda_n = \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_n} = \frac{1250}{7680} = 0,163;$

- ♦ допускаемое напряжение при $T = 373 \text{ К}$: $[\sigma] = 124,587 \text{ МПа};$
 $[\sigma]^M = 179,523 \text{ МПа};$

- ♦ толщину цилиндрической обечайки ротора по (1.160)

$$S_{\text{ц}}^n = \frac{\sigma_0^n \lambda_n \psi R}{2(\kappa[\sigma] - \sigma_0^n)} = \frac{30,29 \cdot 0,163 \cdot 0,51 \cdot 0,5}{2(0,83 \cdot 124,587 - 30,29)} = 0,0086 \text{ м} < 0,012 \text{ м},$$

следовательно, необходимо проводить уточненный расчет.

Уточненный расчет цилиндрического элемента ротора выполним в соответствии с [1.7].

Условие применимости методики расчета имеет вид

$$H \geq 2,5 \sqrt{R S_{\text{ц}}} = 2,5 \sqrt{0,5 \cdot 0,012} = 0,194 \text{ м} < 0,5 \text{ м}, \text{ т.е. выполняется.}$$

$$\text{Коэффициент } \eta = \frac{\eta_1}{\eta'_1} = \frac{0,153}{2,822} = 0,052 \text{ (см. ниже).}$$

Толщина цилиндрического элемента около борта, определенная по (1.156),

$$S'_{\text{ц}} = 0,865 R \sqrt{\frac{\sigma_0 \psi \lambda_n \eta}{[\sigma]^M}} = 0,865 \cdot 0,5 \sqrt{\frac{30,29 \cdot 0,51 \cdot 0,163 \cdot 0,052}{179,523}} = 0,012 \text{ м},$$

соответствует толщине, принятой конструктивно, $S_{\text{ц}} = 0,012 \text{ м}$.

Краевой изгибающий момент на краю цилиндрического элемента у борта рассчитывается следующим образом:

$$M_1 = \frac{0,18315 R \sigma_0^n S_{\text{ц}}^3 \beta^2 \alpha_1^3}{\alpha_1^3 + 2 R \beta \eta'_1} \times \\ \times \left[1 + 0,125 \frac{\psi \lambda_n R}{S_{\text{ц}}} (4 - 0,3 \psi) + 1,365 \frac{\lambda_n R^2 \psi}{\alpha_1^3 S_{\text{ц}}^3 \beta} \eta_1 \right],$$

где

$$\beta = \frac{1,285}{\sqrt{R S_{\text{ц}}}} = \frac{1,285}{\sqrt{0,5 \cdot 0,012}} = 16,59 \text{ м}^{-1} -$$

характеристический параметр для цилиндрического элемента;

$$\alpha_1 = \frac{S_1}{S_{\text{ц}}} = \frac{0,015}{0,012} = 1,25;$$

$$\eta'_1 = \frac{\psi_{\varphi t} \left(\frac{R_1}{R} \right)}{\psi_{\pi} \left(\frac{R_1}{R} \right)} = \frac{0,745}{0,255} = 2,922 -$$

коэффициент, учитывающий поворот сечения борта от единичного момента;

$\psi_{\varphi t} = 0,745$, $\psi_{\pi} = 0,255$ — сопровождающие функции при $\xi = R_1 / R = 0,7$, определяемые по табл. 1.9;

$$\eta_1 = \eta'_1 \sum_{n=1}^2 \psi_{rq} \left(\frac{R_n}{R} \right) - \sum_{n=1}^2 \psi_{\varphi q} \left(\frac{R_n}{R} \right) = 2,922(0,0375 + 0,0163) -$$

$$-(0,0038 + 0,00052) = 0,153 -$$

коэффициент, учитывающий поворот сечения борта от давления центрифугируемого продукта.

Здесь заменим параболическую эпюру давления продукта на ступенчатую с числом ступеней $n = 2$:

R_1 — первая ступень, $R_2 = \frac{R_1 + R}{2} = \frac{0,35 + 0,5}{2} = 0,425 \text{ м}$ — вторая ступень.

$$\text{Тогда } \xi_1 = \frac{R_1}{R} = \frac{0,35}{0,5} = 0,7; \quad \xi_2 = \frac{R_2}{R} = \frac{0,425}{0,5} = 0,85;$$

по табл. 1.9 находим: $\psi_{rq} = 0,0375$, $\psi_{\varphi q} = 0,0038$ при $n = 1$; $\psi_{rq} = 0,0163$, $\psi_{\varphi q} = 0,00052$ при $n = 2$.

Окончательно получаем:

$$M_1 = \frac{0,183 \cdot 30,29 \cdot 0,5 \cdot 0,012^3 \cdot 1,25^3 \cdot 16,59^2}{1,25^3 + 2 \cdot 0,5 \cdot 16,59 \cdot 2,922} \left[1 + 0,125 \frac{0,51 \cdot 0,163 \cdot 0,5}{0,012} \times \right.$$

$$\left. \times (4 - 0,3 \cdot 0,51) + 1,365 \frac{0,163 \cdot 0,5^2 \cdot 0,51}{1,25^3 \cdot 0,012^3 \cdot 16,59} \cdot 0,153 \right] = 0,00408 \text{ МН} \cdot \text{м/м}.$$

Краевую поперечную силу, действующую на единицу длины кольцевого сечения цилиндрического элемента у борта, найдем по соотношению

$$P_1 = 2\beta \left[\left(1 + \frac{\chi\beta}{\alpha_1^3} \eta'_1 \right) M_1 - \frac{0,125 R^3 \lambda_n \sigma_0^n \psi \beta}{\alpha_1^3} \eta_1 \right] =$$

$$= 2 \cdot 16,59 \left[\left(1 + \frac{0,5 \cdot 16,59}{1,25^3} 2,922 \right) 0,00408 - \right.$$

$$\left. - \frac{0,125 \cdot 0,5^3 \cdot 0,163 \cdot 30,29 \cdot 0,51 \cdot 16,59 \cdot 0,153}{1,25^3} \right] = 0,125 \text{ МН/м.}$$

Аналогичным образом определяем:

♦ изгибающий момент M_2 на краю цилиндрического элемента у днища

$$M_2 = \frac{0,18315 R \sigma_0^n S_u^3 \beta^2 \alpha_2^3}{\alpha_2^3 + 2 R \beta \eta'_2} \left[1 + 0,125 \frac{\psi \lambda_n R}{S_u} (4 - 0,3 \psi) + \right.$$

$$\left. + 1,365 \frac{\lambda_n R^2 \psi}{\alpha_2^3 S_u^3 \beta} \eta_2 \right] = \frac{0,183 \cdot 30,29 \cdot 0,5 \cdot 0,012^3 \cdot 1,5^3 \cdot 16,59^2}{1,5^3 + 2 \cdot 0,5 \cdot 16,59 \cdot 0,331} \times$$

$$\times \left[1 + 0,125 \frac{0,51 \cdot 0,163 \cdot 0,5}{0,012} (4 - 0,3 \cdot 0,51) + 1,365 \frac{0,163 \cdot 0,5^2 \cdot 0,51}{1,5^3 \cdot 0,012^3 \cdot 16,59} 0,013 \right] =$$

$$= 0,00332 \text{ МНм/м,}$$

$$\text{где } \eta'_2 = \frac{\psi_{\varphi r} \left(\frac{R_0}{R} \right) + 0,3 \psi_{\varphi t} \left(\frac{R_0}{R} \right)}{\psi_{rr} \left(\frac{R_0}{R} \right) + 0,3 \psi_{rt} \left(\frac{R_0}{R} \right)} = \frac{0,0539 + 0,3 \cdot 0,7154}{0,7315 + 0,3 \cdot 0,2685} = 0,331; \text{ вычис-}$$

ляется при $\xi = \frac{R_0}{R} = \frac{0,34}{0,5} = 0,68$, а функции $\psi_{\varphi r} = 0,0539$,

$\psi_{\varphi t} = 0,7154$, $\psi_{rr} = 0,7315$, $\psi_{rt} = 0,2685$ найдены по табл. 1.9;

$$\alpha_2 = \frac{S_2}{S_u} = \frac{0,018}{0,012} = 1,5;$$

$$\eta_2 = \eta'_2 \sum_{n=1}^2 \psi_{rq} \left(\frac{R_n}{R} \right) - \sum_{n=1}^2 \psi_{\varphi q} \left(\frac{R_n}{R} \right) = 0,331 (0,0375 + 0,0163) -$$

$$- (0,0038 + 0,00052) = 0,013;$$

- ♦ краевую поперечную силу P_2 , действующую на единицу длины кольцевого сечения цилиндрического элемента у дна:

$$P_2 = 2\beta \left[\left(1 + \frac{R\beta}{\alpha_2^3} \eta'_2 \right) M_2 - \frac{0,125 R^3 \lambda_\pi \sigma_0^\pi \psi \beta}{\alpha_2^3} \eta_2 \right] = 2 \cdot 16,59 \times \\ \times \left[\left(1 + \frac{0,5 \cdot 16,59}{1,5^3} \cdot 0,331 \right) 0,00332 - \frac{0,125 \cdot 0,5^3 \cdot 0,163 \cdot 30,29 \cdot 0,51 \cdot 16,59 \cdot 0,013}{1,5^3} \right] = \\ = 0,113 \text{ МН/м.}$$

Рассчитав напряжения на внутренней поверхности края цилиндрического элемента:

- ♦ меридиональное

$$\sigma_m^B = \sigma_0^\pi \frac{R \lambda_\pi \psi^2}{8 S_\pi} + \frac{6 M_1}{S_\pi^2} = 30,29 \frac{0,5 \cdot 0,163 \cdot 0,51^2}{8 \cdot 0,012} + \frac{6 \cdot 0,00408}{0,012^2} = 177 \text{ МПа;}$$

- ♦ кольцевое

$$\sigma_t^B = \sigma_0^\pi \left(\frac{\lambda_\pi \psi R}{2 S_\pi} + 1 \right) + \frac{2\beta R}{S_\pi} (\beta M_1 - P_1) + \frac{1,8 M_1}{S_\pi^2} = \\ = 30,29 \left(\frac{0,163 \cdot 0,51 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,012} + 1 \right) + \frac{2 \cdot 16,59 \cdot 0,5}{0,012} (16,59 \cdot 0,00408 - 0,125) + \\ + \frac{1,8 \cdot 0,00408}{0,012^2} = 55,1 \text{ МПа;}$$

- ♦ радиальное $\sigma_r^B = 0$,

находим эквивалентное напряжение

$$\sigma'_{\text{эkv}} = \sigma'_{\text{max}} - \sigma'_{\text{min}} = 177 - 0 = 177 \text{ МПа.}$$

Вычислив напряжения на наружной поверхности цилиндрического элемента:

- ♦ меридиональное

$$\sigma_m^H = \sigma_0^\pi \frac{R \lambda_\pi \psi^2}{8 S_\pi} - \frac{6 M_1}{S_\pi^2} = 30,29 \frac{0,5 \cdot 0,163 \cdot 0,51^2}{8 \cdot 0,012} - \frac{6 \cdot 0,00408}{0,012^2} = \\ = -164 \text{ МПа;}$$

- ♦ кольцевое

$$\begin{aligned}\sigma_t^H &= \sigma_0^n \left(\frac{\lambda_n \psi R}{2 S_u} + 1 \right) + \frac{2 \beta R}{S_u} (\beta M_1 - P_1) - \frac{1,8 M_1}{S_u^2} = \\ &= 30,29 \left(\frac{0,163 \cdot 0,51 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,012} + 1 \right) + \frac{2 \cdot 16,59 \cdot 0,5}{0,012} (16,59 \cdot 0,00408 - 0,125) - \\ &\quad - \frac{1,8 \cdot 0,00408}{0,012^2} = -47 \text{ МПа};\end{aligned}$$

♦ радиальное $\sigma_r^H = 0$,

получаем эквивалентное напряжение

$$\sigma''_{\text{экв}} = \sigma''_{\text{max}} - \sigma''_{\text{min}} = 0 - (-164) = 164 \text{ МПа}.$$

Наибольшее эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}} = \sigma'_{\text{экв}} = 177 \text{ МПа}$, следовательно, условие прочности выполняется: $\sigma_{\text{экв}} < [\sigma]^M = 179,523 \text{ МПа}$.

Расчет напряжений на краю у днища не производим, так как M_2 и P_2 очень мало отличаются от M_1 и P_1 .

Определим эквивалентные напряжения в плоских элементах (борт, днище):

♦ на наружном крае борта

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{нКБ}} = \frac{P_1}{S_1} + \frac{6 M_1}{S_1^2} = \frac{0,125}{0,015} + \frac{6 \cdot 0,00408}{0,015^2} = 117 \text{ МПа} < [\sigma];$$

♦ на внутреннем крае борта

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{экв}}^{\text{вКБ}} &= 0,825 \sigma_0^n \left[1 + 0,212 \left(\frac{R_1}{R} \right)^2 \right] + \frac{2 P_1}{S_1 \psi} + \frac{6}{S_1^2 \psi n \left(\frac{R_1}{R} \right)} \times \\ &\times \left[0,125 \sigma_0^n R^2 \psi \lambda_n \sum_{n=1}^2 \psi_{rq} \left(\frac{R_n}{R} \right) - M_1 \right] = \\ &= 0,825 \cdot 30,29 \left[1 + 0,212 \left(\frac{0,35}{0,5} \right)^2 \right] + \frac{2 \cdot 0,1156}{0,015 \cdot 0,51} + \frac{6}{0,015^2 \cdot 0,255} \times \\ &\times [0,125 \cdot 30,29 \cdot 0,5^2 \cdot 0,51 \cdot 0,163 (0,0375 + 0,0163) - 0,00408] = \\ &= 43,4 \text{ МПа} < [\sigma];\end{aligned}$$

♦ на наружном крае днища

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{нкл}} = \frac{P_2}{S_2} + \frac{6 M_2}{S_2^2} = \frac{0,113}{0,018} + \frac{6 \cdot 0,00332}{0,018^2} = 67,7 \text{ МПа} < [\sigma].$$

Вычислим напряжения на внутренней поверхности днища у ступицы:

♦ радиальное

$$\begin{aligned} \sigma_r^{\text{вд}} &= 0,4125 \sigma_0^{\text{п}} \frac{R^2 - R_0^2}{R^2} + \frac{P_2}{S_2} + \frac{6}{S_2^2 \left[\psi_{\pi} \left(\frac{R_0}{R} \right) + 0,3 \psi_{\pi} \left(\frac{R_0}{R} \right) \right]} \times \\ &\times \left\{ 0,125 \sigma_0^{\text{п}} \lambda_{\pi} \psi R^2 \sum_{n=1}^2 \psi_{rq} \left(\frac{R_n}{R} \right) - M_2 \right\} = 0,412 \cdot 30,29 \frac{0,5^2 - 0,34^2}{0,5^2} + \\ &+ \frac{0,113}{0,018} + \frac{6}{0,018^2 [0,7315 + 0,3 \cdot 0,2685]} \times \\ &\times \{ 0,125 \cdot 30,29 \cdot 0,163 \cdot 0,51 \cdot 0,5^2 (0,0375 + 0,0163) - 0,00332 \} = \\ &= 33,8 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

♦ кольцевое

$$\begin{aligned} \sigma_t^{\text{вд}} &= \frac{0,4125 \sigma_0^{\text{п}}}{R^2} (R^2 - 0,576 R_0^2) + \frac{P_2}{S_2} + \frac{1,8}{S_2^2 \left[\psi_{\pi} \left(\frac{R_0}{R} \right) + 0,3 \psi_{\pi} \left(\frac{R_0}{R} \right) \right]} \times \\ &\times \left\{ 0,125 \sigma_0^{\text{п}} \lambda_{\pi} \psi R^2 \sum_{n=1}^2 \psi_{rq} \left(\frac{R_n}{R} \right) - M_2 \right\} = \frac{0,4125 \cdot 30,29}{0,5^2} \times \\ &\times (0,5^2 - 0,576 \cdot 0,34^2) + \frac{0,113}{0,018} + \frac{1,8}{0,018^2 (0,7315 + 0,3 \cdot 0,2685)} \times \\ &\times \{ 0,125 \cdot 30,29 \cdot 0,163 \cdot 0,51 \cdot 0,5^2 (0,0375 + 0,0163) - 0,00332 \} = 21,7 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

♦ нормальное поверхности днища

$$\sigma_q^{\text{вд}} = 0.$$

Найдем эквивалентное напряжение на внутренней поверхности днища у ступицы

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{вд}} = \sigma_{\text{max}}^{\text{вд}} - \sigma_{\text{min}}^{\text{вд}} = 33,8 - 0 = 33,8 \text{ МПа} < [\sigma].$$

Рассчитаем напряжения на наружной поверхности днища у ступицы:

♦ радиальное

$$\begin{aligned} \sigma_r^{\text{нд}} = & 0,4125 \sigma_0^{\text{п}} \frac{R^2 - R_0^2}{R^2} + \frac{P_2}{S_2} - \frac{6}{S_2^2 \left[\psi_{rr} \left(\frac{R_0}{R} \right) + 0,3 \psi_{rr} \left(\frac{R_0}{R} \right) \right]} \times \\ & \times \left\{ 0,125 \sigma_0^{\text{п}} \lambda_{\text{п}} \psi R^2 \sum_{n=1}^2 \psi_{rq} \left(\frac{R_n}{R} \right) - M_2 \right\} = 0,412 \cdot 30,29 \frac{0,5^2 - 0,34^2}{0,5^2} + \\ & + \frac{0,113}{0,018} - \frac{6}{0,018^2 [0,7315 + 0,3 \cdot 0,2685]} \{ 0,125 \cdot 30,29 \cdot 0,163 \cdot 0,51 \cdot 0,5^2 \times \\ & \times (0,0375 + 0,0163) - 0,00332 \} = -7,76 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

♦ кольцевое

$$\begin{aligned} \sigma_t^{\text{нд}} = & \frac{0,4125 \sigma_0^{\text{п}}}{R^2} (R^2 - 0,576 R_0^2) + \frac{P_2}{S_2} - \frac{1,8}{S_2^2 \left[\psi_{rr} \left(\frac{R_0}{R} \right) + 0,3 \psi_{rr} \left(\frac{R_0}{R} \right) \right]} \times \\ & \times \left\{ 0,125 \sigma_0^{\text{п}} \lambda_{\text{п}} \psi R^2 \sum_{n=1}^2 \psi_{rq} \left(\frac{R_n}{R} \right) - M_2 \right\} = \frac{0,4125 \cdot 30,29}{0,5^2} \times \\ & \times (0,5^2 - 0,576 \cdot 0,34^2) + \frac{0,113}{0,018} - \frac{1,8}{0,018^2 (0,7315 + 0,3 \cdot 0,2685)} \times \\ & \times \{ 0,125 \cdot 30,29 \cdot 0,163 \cdot 0,51 \cdot 0,5^2 (0,0375 + 0,0163) - 0,00332 \} = \\ & = 9,23 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

♦ нормальное поверхности днища $\sigma_q^{\text{нд}} = 0$.

Эквивалентное внутренней поверхности днища у ступицы

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{нд}} = \sigma_{\text{max}}^{\text{нд}} - \sigma_{\text{min}}^{\text{нд}} = 9,23 - (-7,76) = 16,98 \text{ МПа} < [\sigma].$$

Принятые геометрические размеры элементов ротора обеспечивают его прочность при заданных режимах эксплуатации.

6.3. Расчет сепараторов, трубчатых центрифуг

Жидкостные сепараторы — одна из разновидностей оборудования для разделения жидких гетерогенных систем под действием центробежной силы.

Для создания высоких факторов разделения сепараторов и трубчатых центрифуг необходимо увеличить частоту вращения ротора или его диаметр. Кольцевые напряжения в стенке ротора зависят от давления вращающейся жидкости (пропорционально $\omega^2 R^3$) и центробежных сил собственной массы (пропорционально $\omega^2 R^2$), а фактор разделения зависит лишь от $\omega^2 R$ (R — средний радиус оболочки ротора). Следовательно, для достижения высоких факторов разделения предпочтительно увеличивать угловую скорость при уменьшении диаметра ротора; поэтому сепараторы с фактором разделения 5000–8000 имеют ротор диаметром не более 700 мм, а у трубчатых центрифуг с $Fr' = 12000$ –15000 диаметр ротора не превышает 80–150 мм.

Для уменьшения уноса твердой фазы с фугатом в сепараторах и трубчатых центрифугах используют три разновидности процесса осветления:

- ◆ при малой толщине слоя жидкости и малом пути ее движения (сепараторы с коническими тарелками);
- ◆ при средней толщине слоя жидкости и значительном пути движения жидкости (сепараторы с цилиндрическими вставками);
- ◆ при большой толщине слоя жидкости и значительном пути ее движения (трубчатые центрифуги).

Технические характеристики сепараторов, принцип работы и конструкции приведены в [6.2, 6.4, 6.5, 6.7].

Основные соотношения для расчета сепараторов

Эффективное использование сепараторов возможно лишь при определенных свойствах разделяемой системы. Оценку целесообразности применения этого вида оборудования осуществляют в два этапа.

Первый этап — выявление применимости закона Стокса к разделению конкретной гетерогенной системы. Нижнюю грани-

цу применимости закона Стокса можно не проверять, так как поправку к формуле Стокса вводят только в том случае, если размер выделяемой частицы сравним по порядку со средним пробегом молекулы среды. В реальных производственных системах данные величины не сравнимы, поэтому проверка нижнего предела не имеет практического значения.

Верхний предел применимости формулы Стокса связан с определением скорости движения частиц при разделении системы в поле центробежных сил. Эта скорость должна быть достаточно мала, чтобы можно было пренебречь силами инерции в сравнении с силами вязкости. Отношение этих сил представляет собой критерий Рейнольдса.

Критический диаметр $d_{кр}$ частицы, при котором еще возможно применение формулы Стокса, соответствует $Re_{oc} = 0,5$. При подстановке в это равенство стоксовой скорости осаждения частицы выводится формула

$$d_{кр} = 2,62 \left(\frac{\mu^2}{\omega^2 r \Delta \rho \rho_{ж}} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (6.140)$$

Размер d_p расчетной частицы, которую требуется выделить на сепараторе, должен быть меньше $d_{кр}$. Обычно сепарированию подвергаются тонкодисперсные системы и это условие выполняется. Среду, для которой $d_p > d_{кр}$, целесообразно обрабатывать на другом оборудовании — циклонах или центрифугах.

Второй предварительный расчетный этап заключается в определении предельного размера выделяемой на сепараторе частицы из условий возможности возникновения диффузии. Считается, что частицы размером более 4 мкм практически не подвержены броуновскому движению. При меньшем диаметре возможен значительный пробег частиц, особенно при повышении температуры среды.

Радиус наименьшей частицы, еще выделяемой сепаратором, находится по формуле

$$r_{пред} = 2,6 \cdot 10^{-6} \sqrt[4]{\frac{T}{\Delta \rho \omega^2 r}}, \quad (6.141)$$

где T — абсолютная температура сепарирования, К.

Зная предел сепарации и функцию распределения частиц по размерам, можно определить, насколько эффективно применение сепаратора для разделения конкретной гетерогенной системы. Если частицы размерных классов, меньших предельного размера, составляют значительную долю исходного объема, следует либо воздействовать на систему путем применения коагулянтов или флокулянтов, либо изыскивать другие способы разделения, не связанные с применением центробежной силы.

Технологический расчет сепараторов-очистителей при разделении суспензий. Для химических производств, в которых гетерогенные системы обрабатываются сепарированием, наиболее характерны разделение и сгущение суспензий.

Рабочий цикл сепараторов с периодическим режимом работы включает операции пуска, осаждения твердых частиц, торможения и выгрузки осадка; производительность этих сепараторов рассчитывают, используя время цикла.

Время непрерывной работы сепаратора между периодическими разгрузками ротора от осадка в общем случае зависит от объема шламового пространства $V_{\text{шл}}$, производительности сепаратора $Q_{\text{сп}}$ и концентрации взвешенных веществ в разделяемой суспензии C_v . Исходя из этого время непрерывной работы сепаратора определяют следующим образом:

$$\tau_3 = \frac{V_{\text{шл}}}{Q_{\text{сп}} C_v}, \quad (6.142)$$

где

$$Q_{\text{сп}} = \zeta_{\text{эф}} \frac{2}{3} \pi \omega^2 z_{\text{т}} \operatorname{ctg} \alpha (r_{\text{max}}^3 - r_{\text{min}}^3) \frac{\Delta \rho}{18 \mu} d^2 - \quad (6.143)$$

объемная производительность сепаратора по суспензии, $\text{м}^3/\text{с}$; $\zeta_{\text{эф}} = 0,6 - 0,8$ — коэффициент, отражающий неизбежную разницу между теоретическими предпосылками и реальными условиями процесса, включая влияние неучтенных факторов; α — угол наклона образующей тарелок, определяемый условиями сепарирования, не может быть меньше 30° , максимальное значение α , диктуемое углом естественного откоса и стремлением к наибольшей производительности, не превышает 50° ; $z_{\text{т}}$ — число тарелок в пакете, определяется равномерностью загрузки по высоте; для современных сепараторов $z_{\text{т}} > 200$.

Разделяющая способность сепараторов характеризуется индексом производительности

$$\Sigma_{\tau} = \frac{2\pi}{3g} \omega^2 z_{\tau} \operatorname{ctg} \alpha (r_{\max}^3 - r_{\min}^3). \quad (6.144)$$

Наибольшее значение для процесса разделения имеют размеры тарелок. Из (6.144) следует, что ее применимость ограничена условием $r_{\min} \geq 0,5r_{\max}$. Как показывает практика разработки отечественных и зарубежных сепараторов, должно выдерживаться соотношение $r_{\min} = (0,35 - 0,45)r_{\max}$ в зависимости от назначения и типа сепаратора.

Степень снижения производительности при изменении концентрации суспензии может быть учтена в расчете путем введения либо коэффициента стеснения $K_{\text{ст}}$, определяющего отношение скоростей стесненного и свободного осаждения, либо отношения скоростей стесненного осаждения при различных концентрациях дисперсной фазы в суспензиях. Для определения данного коэффициента предложен ряд эмпирических формул:

$$K_{\text{ст}} = \varepsilon c_v \sqrt{(\varepsilon C_v)^2 + (1 - C_v)^3}; \quad (6.145)$$

$$K_{\text{ст}} = \frac{(1 - C_v)^2}{10^{1,82 c_v}}, \quad (6.146)$$

где ε — безразмерная гидродинамическая характеристика (при ламинарном режиме осаждения $\varepsilon = 4,5$).

Процесс разделения суспензий в межтарелочных пространствах сепараторов-сгустителей (сопловых) аналогичен процессу, осуществляемому в сепараторах-очистителях [6.4]. Но если при работе сепараторов-очистителей практически весь объем суспензии проходит через пакет тарелок, то в сепараторах-сгустителях значительный объем жидкого компонента выходит через сопла в виде концентрата, доля которого в исходной суспензии определяет степень сгущения твердой фазы. Вследствие этого из условий материального баланса фактическую производительность сепаратора-сгустителя выразим уравнением

$$Q_{\text{сп}} = Q + Q_{\text{к}}, \quad (6.147)$$

где Q — объем фугата, $\text{м}^3/\text{с}$; $Q_{\text{к}}$ — объем концентрата, выходящего через сопла, $\text{м}^3/\text{с}$.

При заданной степени сгущения $K_{\text{сг}}$ дисперсной фазы и практически полностью осветленном фугате объем фугата определяется по формуле

$$Q = (K_{\text{сг}} - 1) Q_{\text{к}}. \quad (6.148)$$

При расчете фактической производительности сепаратора, работающего в схеме с рециркуляцией, объем рециркулята вычитают из полной пропускной способности сопел и в общем случае

$$Q = (K_{\text{сг}} - 1)(1 - m_{\text{р}}) Q_{\text{с}}, \quad (6.149)$$

где

$$m_{\text{р}} = Q_{\text{р}} / Q_{\text{с}} - \quad (6.150)$$

коэффициент рециркуляции;

$$Q_{\text{с}} = \mu_{\text{с}} F_{\text{с}} \omega \sqrt{r_{\text{с}}^2 - r_0^2} - \quad (6.151)$$

пропускная способность сопел, $\text{м}^3/\text{с}$; $Q_{\text{р}}$ — количество концентрата, возвращаемого в сепаратор в качестве рециркулята, $\text{м}^3/\text{с}$; $\mu_{\text{с}}$ — коэффициент истечения жидкости из сопел; $F_{\text{с}}$ — общая площадь живого сечения комплекта сопел, м^2 . Очевидно, что в отсутствие рециркуляции $Q_{\text{с}} = Q_{\text{к}}$.

Количество фугата может быть определено по (6.143), как при расчетах сепараторов-очистителей.

Так как наиболее существенным отличием сепараторов-сгустителей является наличие сопловых устройств для вывода концентрата, то главная особенность расчета заключается в определении числа сопел, их живого сечения и расположения выводных каналов в зависимости от производительности сепаратора и требуемой степени сгущения.

Приравнявая правые части (6.149) и (6.143) и подставляя значение $Q_{\text{с}}$ из (6.151), получаем расчетное уравнение, позволяющее определить требуемые параметры конструкции или характеристику процесса:

$$\begin{aligned} \zeta_{\text{эф}} 0,116 \omega^2 z_{\text{т}} \operatorname{ctg} \alpha (r_{\text{max}}^3 - r_{\text{min}}^3) \frac{\Delta p}{\mu} d^2 = \\ = (K_{\text{сг}} - 1) (1 - m_{\text{р}}) \mu_{\text{с}} F_{\text{с}} \omega \sqrt{r_{\text{с}}^2 - r_0^2}. \end{aligned} \quad (6.152)$$

Исходя из этого уравнения, можно определить суммарное живое сечение комплекта сопел

$$F_c = \zeta_{\text{эф}} \left\{ \frac{0,116 \omega z_{\text{т}} \operatorname{ctg} \alpha (r_{\text{max}}^3 - r_{\text{min}}^3) \Delta \rho d^2}{(K_{\text{ср}} - 1)(1 - m_p) \sqrt{r_c^2 - r_0^2} \mu_{\text{с}} \mu} \right\}, \quad (6.153)$$

а также степень сгущения при прочих заданных параметрах или необходимый коэффициент рециркуляции для получения требуемого сгущения и, кроме того, рассчитать конструктивные параметры.

Возможность уменьшения r_c с целью повышения степени сгущения и снижения энергозатрат на отвод концентрата ограничена, и наиболее удовлетворительным является равенство $r_c = r_{\text{т}} \approx r_{\text{max}}$.

Хотя r_0 должен быть меньше r_{min} , при расчетах по (6.153) их можно приравнять, причем ошибка при вычислении не превысит 4 %.

При расчете условий рециркуляции в сопловых сепараторах будем исходить из уравнения

$$r_{\text{ш}}^2 (\rho_p - \rho_c) > r_p^2 \rho_p - r_0^2 \rho_c, \quad (6.154)$$

где $r_{\text{ш}}$ — радиус расположения устья каналов подвода рециркулята, м; r_0 — радиус расположения ввода рециркулята, м; ρ_p — плотность рециркулята, кг/м³; ρ_c — средняя плотность основного продукта в роторе, кг/м³.

Связь между основными параметрами, обуславливающими эффективность работы сопловых сепараторов, определяет уравнение (6.148). Так как производительность по фугату лимитируется конструктивными факторами и разделяемостью суспензии и при создании конструкций новых машин обеспечивается ее максимальное значение, можно считать $(K_{\text{ср}} - 1) Q_k = \text{const}$ для данного типоразмера сепаратора.

Наиболее эффективный способ повышения концентрации дисперсной фазы — уменьшение диаметра сопел, но при этом быстро возрастает вероятность их забивания осадком. До настоящего времени наиболее радикальным способом устранения противоречий между требованиями повышения степени сгущения и увеличения времени непрерывной работы сепаратора является повышение коэффициента рециркуляции, который, однако, ограничивается конструктивными особенностями сепаратора и

энергозатратами, необходимыми для транспортирования части концентрата на рециркуляцию.

Технологический расчет сепараторов для разделения эмульсий. Данные сепараторы меньше распространены в химической и смежных с нею отраслях промышленности, чем сгустители и очистители. При расчете сепараторов-разделителей прежде всего необходимо выяснить, какой из компонентов является дисперсионной средой, а какой дисперсной фазой, в соответствии с чем определяется расчетный участок тарелки. Например, если дисперсной фазой водомасляной эмульсии являются глобулы воды, то за расчетный участок принимают центральную зону тарелок и (6.144) приобретает вид:

$$\Sigma_T = \frac{2\pi}{3g} \omega^2 z_T \operatorname{ctg} \alpha (r_n^3 - r_{\min}^3). \quad (6.155)$$

Если в качестве дисперсной фазы требуется выделить более легкий компонент, то используют периферийный участок тарелки и расчет ведется по формуле

$$\Sigma_T = \frac{2\pi}{3g} \omega^2 z_T \operatorname{ctg} \alpha (r_{\max}^3 - r_n^3). \quad (6.156)$$

Радиус разделительной тарелки и расположение отводящих устройств для легкого и тяжелого жидких компонентов определяют по формулам:

$$\rho_T (r_n^2 - r_{\text{тяж}}^2) = \rho_L (r_n^2 - r_L^2); \quad (6.157)$$

$$\rho_T (r_p^2 - r_{\text{тяж}}^2) = \rho_{\text{см}} (r_p^2 - r_L^2), \quad (6.158)$$

где $\rho_{\text{тяж}}$ и ρ_L — плотности соответственно тяжелого и легкого компонентов; $\rho_{\text{см}}$ — плотность смеси в пространстве под разделительной тарелкой, ограниченной радиусами r_p и r_L ; r_n — радиус расположения отверстий в тарелках, который может быть определен при известном соотношении объемов тяжелого и легкого компонентов в эмульсии:

$$\frac{r_{\max}^2 - r_n^2}{r_n^2 - r_{\max}^2} = \frac{V_T}{V_L}. \quad (6.159)$$

Технологический расчет осветляющей трубчатой центрифуги. Производительность осветляющей трубчатой центрифуги ОТР,

РТР рассчитывают по обычной методике — через индекс производительности Σ_T . Рабочий цикл включает время осаждения и заполнения ротора осадком, а также время разгона, торможения, разборки—сборки ротора и выгрузки осадка. По найденному времени цикла находят производительность центрифуги.

Для осветляющей трубчатой центрифуги:

- ♦ при относительно малом слое жидкости

$$\Sigma_T = \pi H (d_{рт} - h)^2 \omega^2 / (2g); \quad (6.160)$$

- ♦ при значительном слое жидкости

$$\Sigma_T = \frac{\pi H (r_{рт}^2 - r_{ж}^2) \omega^2}{g \ln(r_{рт} / r_{ж})}, \quad (6.161)$$

где H — высота ротора, м; $d_{рт}$ — внутренний диаметр ротора, м; $h = r_{рт} - r_{ж}$ — толщина слоя жидкости, м; $r_{ж}$ — внутренний радиус слоя жидкости, м.

Пример 6.20. Определить производительность сепаратора с центробежной пульсирующей выгрузкой осадка типа УОВ-602К-2, предназначенного для отделения кристаллов Na_2CO_3 от маточного раствора. Исходные данные. Объемная концентрация твердого вещества в суспензии $C_v = 10 \%$; плотность кристаллов Na_2CO_3 $\rho_1 = 2700 \text{ кг/м}^3$; плотность маточного раствора $\rho_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$; динамическая вязкость раствора $\mu = 0,001 \text{ Па}\cdot\text{с}$; минимальный размер улавливаемых твердых частиц $d = 1 \text{ мкм}$.

Сепаратор имеет следующие технические характеристики [6.5]: частота вращения ротора $n = 4700 \text{ об/мин}$; индекс производительности (при зазоре между тарелками $0,4 \text{ мм}$) и работе в качестве разделителя по тяжелому компоненту $\Sigma_T = 8000 \text{ м}^2$; емкость шламового пространства ротора $V_{шл} = 0,007 \text{ м}^3$; пропускная способность по воде до $10 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Критический диаметр частицы, определяющий стоксовский режим осаждения, находим по (6.140):

$$\begin{aligned} d_{кр} &= 2,62 \left(\frac{\mu^2}{\omega^2 r \Delta \rho \rho_2} \right)^{\frac{1}{3}} = 2,62 \left(\frac{0,001^2}{491,183^2 \cdot 0,3 \cdot 1700 \cdot 1000} \right)^{\frac{1}{3}} = \\ &= 5,26 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 5,26 \text{ мкм}, \end{aligned}$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 4700}{30} = 491,183$ рад/с — угловая скорость вращения ротора сепаратора; $\Delta\rho = \rho_1 - \rho_2 = 2700 - 1000 = 1700$ кг/м³ — разность плотностей фаз; $r = 0,3$ м — средний радиус ротора.

Предельный размер частицы, выделяемой в сепараторе, находится по (6.141):

$$r_{\text{пред}} = 2,6 \cdot 10^{-6} \sqrt[4]{\frac{T}{\Delta\rho \omega^2 r}} = 2,6 \cdot 10^{-6} \sqrt[4]{\frac{293}{1700 \cdot 491,183^2 \cdot 0,3}} = \\ = 0,102 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 0,102 \text{ мкм},$$

где $T = 293$ К — температура процесса.

Поскольку, по условиям задачи, минимальный размер улавливаемых частиц составляет 1 мкм, то применение данного сепаратора представляется целесообразным, так как $d_{\text{пр}} < d < d_{\text{кр}}$.

Объемная производительность сепаратора при этом в соответствии с (6.143) и (6.144) составит

$$Q_{\text{сп}} = \zeta_{\text{эф}} \frac{2}{3} \pi \omega^2 z_{\text{т}} \operatorname{ctg} \alpha (r_{\text{max}}^3 - r_{\text{min}}^3) \frac{\Delta\rho}{18\mu} d^2 = \zeta_{\text{эф}} \Sigma_{\text{т}} \frac{\Delta\rho g d^2}{18\mu} = \\ \zeta_{\text{эф}} \Sigma_{\text{т}} \frac{\Delta\rho g d^2}{18\mu} = 0,6 \cdot 8000 \frac{1700 \cdot 9,81 \cdot 10^{-12}}{18 \cdot 0,001} = 4,446 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с} = \\ = 16,004 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Степень снижения производительности при изменении концентрации суспензии учитывается в расчете коэффициентом стеснения $K_{\text{ст}}$, найденного по (6.146):

$$K_{\text{ст}} = \frac{(1 - C_v)^2}{10^{1,82 C_v}} = \frac{(1 - 0,1)^2}{10^{1,82 \cdot 0,1}} = 0,533.$$

Окончательно получаем: $Q_{\text{сп}} = K_{\text{ст}} Q_{\text{сп}} = 0,533 \cdot 16,004 = 8,53$ м³/ч.

При этой производительности время непрерывной работы сепаратора между периодическими разгрузками ротора от осадка, рассчитанное по (6.142), составит

$$\tau_3 = \frac{V_{\text{шл}}}{Q_{\text{сп}} C_v} = \frac{0,007}{2,37 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1} = 29,541 \text{ с}.$$

Пример 6.21. Для условий примера 6.20 составить материальный баланс процесса сепарации.

Исходные данные. Доля выделяемой твердой фазы 90 %; влажность образующегося осадка $w = 80$ %.

Определив плотность суспензии

$$\rho_{\text{сп}} = C_v \rho_1 + (1 - C_v) \rho_2 = 0,1 \cdot 2700 + (1 - 0,1) 1000 = 1170 \text{ кг/м}^3,$$

найдем ее массовый расход

$$G_{\text{сп}} = Q_{\text{сп}} \rho_{\text{сп}} = 2,37 \cdot 10^{-3} \cdot 1170 = 2,772 \text{ кг/с}.$$

Пример 6.22. Выполнить расчет на прочность ротора сепаратора с внутренним затяжным кольцом.

Исходные данные. Частота вращения ротора $n = 75$ об/с; материал деталей ротора — сталь 07X16H6; предел текучести $\sigma_{0,2} = 882$ МПа; плотность материала $\rho = 7850$ кг/м³; модуль упругости материала $E = 0,196 \cdot 10^6$ МПа; плотность сепарируемого продукта $\rho_{\text{ж}} = 1100$ кг/м³; допускаемое напряжение $[\sigma] = 441$ МПа; допускаемое напряжение для локальных зон концентрации напряжений $[\sigma]^{\text{м}} = 588$ МПа; внутренний радиус основания ротора $R = 0,346$ м; внутренний радиус широкого края конической крышки $R_{\text{к}} = 0,320$ м; внутренний радиус узкого края конической крышки $r_{\text{к}} = 0,110$ м; внутренний радиус опорной поверхности кольца на коническую крышку ротора $R_3 = 0,316$ м; радиус свободной поверхности сепарируемого продукта $R_0 = 0,110$ м; наружный и внутренний радиусы затяжного кольца $R_1 = 0,342$ м, $R_2 = 0,305$ м; половина угла раствора конической крышки при вершине $\alpha = 40^\circ$; длина участка основания ротора, нагруженного давлением сепарируемого продукта, $b = 0,077$ м; длина цилиндрического элемента основания ротора $l = 0,186$ м; расстояние $l_1 = 0,1475$ м от верхнего сечения цилиндрического элемента до линии действия погонной силы S ; шаг резьбы $h = 0,012$ м; число витков резьбы, принятое в расчете, $z = 1$; наружный и внутренний диаметры резьбы кольца соответственно $d_{\text{н}} = 0,69$ м; $d_{\text{вн}} = 0,677$ м.

Определим требуемые для расчета прочности коэффициенты:

$$\lambda = \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho} = \frac{1100}{7850} = 0,140; \quad \psi = \frac{R^2 - R_0^2}{R^2} = \frac{0,346^2 - 0,11^2}{0,346^2} = 0,8989;$$

$$\psi_{\text{к}} = \frac{R_{\text{к}}^2 - r_{\text{к}}^2}{R_{\text{к}}^2} = \frac{0,32^2 - 0,11^2}{0,32^2} = 0,8818;$$

$$\beta_{\text{ц}} = \frac{1,285}{\sqrt{R_{\text{ср}} S}} = \frac{1,285}{\sqrt{0,3605 \cdot 0,029}} = 12,567 \text{ 1/м} - \text{коэффициент затухания.}$$

Цилиндрическая жесткость цилиндрического элемента основания ротора $D = \frac{ES^3}{10,92} = \frac{1,96 \cdot 10^5 \cdot 0,029^3}{10,92} = 0,4378 \text{ МН} \cdot \text{м}$. Расстояние от линии действия силы X_1 до центра масс сечения кольца — a .

Рассчитав критерий механического подобия по (1.165):

$$Ne = 25,36 \cdot 10^3 \frac{[\sigma]}{\rho n^2 R^2} = 25,36 \cdot 10^3 \frac{441}{7850 \cdot 75^2 \cdot 0,346^2} = 2,12,$$

найдем по графику (см. рис. 1.35, кривая I) параметр $\beta = 0,08$ и соответственно требуемую толщину стенки основания ротора $S = \beta R = 0,08 \cdot 0,346 = 0,0277 \text{ м}$. Принимаем $S = 0,029 \text{ м}$.

Определяем толщину стенки конической крышки ротора по (1.158):

$$S_{\text{к}} = \frac{\sigma_0 \lambda \psi_{\text{к}} R_{\text{к}}}{2([\sigma] - \sigma_0) \cos \alpha} = \frac{178,33 \cdot 0,14 \cdot 0,8818 \cdot 0,32}{2(441 - 178,33) 0,766} = 0,0175 \text{ м},$$

где $\sigma_0 = 39,44 \cdot 10^{-6} \rho n^2 R_{\text{к}}^2 = 39,44 \cdot 10^{-6} \cdot 7850 \cdot 75^2 \cdot 0,32^2 = 178,33 \text{ МПа}$. Принимаем $S_{\text{к}} = 0,02 \text{ м}$.

Определяем высоту внутреннего затяжного кольца (1.166), расчетная схема которого приведена на рис. 6.11,

$$H = \sqrt{\frac{PC}{(R_1 - R_2)([\sigma] - \sigma_0)}} = \sqrt{\frac{1,562 \cdot 0,01733}{(0,342 - 0,306)(441 - 203,69)}} = 0,0555 \text{ м},$$

где $P = 30,96 \cdot 10^{-6} \rho_{\text{ж}} n^2 (R_{\text{к}}^2 - R_0^2)^2 = 30,96 \cdot 10^{-6} \cdot 1100 \cdot 75^2 \times$
 $\times (0,32^2 - 0,11^2)^2 = 1,562 \text{ МН};$

$$C = \frac{2}{3}(R_1 - R_3) = \frac{2}{3}(0,342 - 0,316) = 0,01733;$$

$$\sigma_0 = 39,44 \cdot 10^{-6} \rho n^2 R_1^2 = 39,44 \cdot 10^{-6} \cdot 7850 \cdot 75^2 \cdot 0,342^2 = 203,69 \text{ МПа}.$$

Принимаем $H = 0,06 \text{ м}$.

Дальнейший расчет выполняем в соответствии с [1.8].

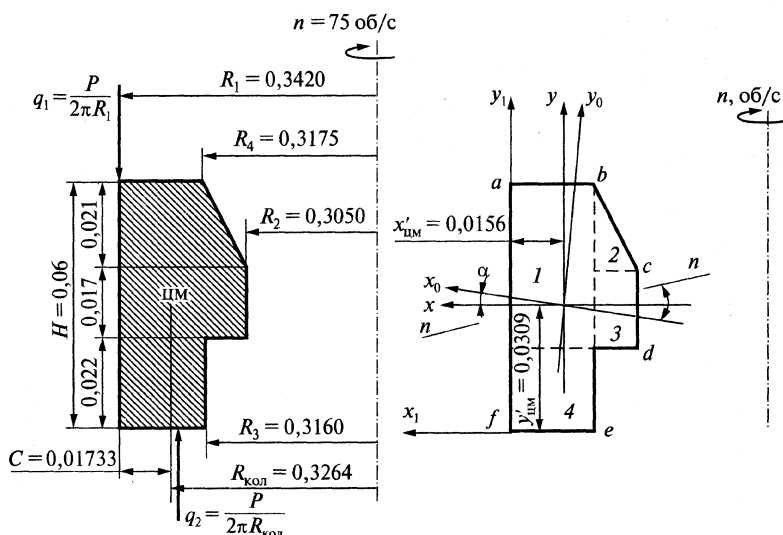


Рис. 6.11. Расчетная схема внутреннего затяжного кольца

Вычисляем напряжение в затяжном кольце эквивалентного прямоугольного сечения

$$\begin{aligned} \sigma &= 0,955 \frac{PC}{F_k H} + 32,54 \cdot 10^{-6} \rho n^2 R_1^2 \left[1 + 0,212 \left(\frac{R_2^3}{R_1} \right)^2 \right] = \\ &= 0,955 \frac{1,562 \cdot 0,01733}{18,5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,06} + 32,54 \cdot 10^{-6} \cdot 7850 \cdot 75^2 \cdot 0,342^2 \times \\ &\times \left[1 + 0,212 \left(\frac{0,3111}{0,342} \right)^2 \right] = 431 \text{ МПа} < [\sigma] \end{aligned}$$

$$\text{при } R_2^3 = R_1 - \frac{F_k}{H} = 0,342 - \frac{18,5 \cdot 10^{-4}}{0,06} = 0,3111 \text{ м.}$$

Определим напряжения в затяжном кольце с учетом его совместной работы с основанием ротора, для чего предварительно рассчитаем геометрические характеристики поперечного сечения кольца

$$F_k = F_1 + F_2 + F_3 + F_4;$$

где $F_1 = 0,0248 \cdot 0,038 = 9,424 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_3 = 0,0122 \cdot 0,017 = 2,074 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
 $F_2 = \frac{1}{2} \cdot 0,0122 \cdot 0,021 = 1,281 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_4 = 0,0260 \cdot 0,022 = 5,720 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Окончательно получаем

$$F_k = (9,424 + 1,281 + 2,074 + 5,720) 10^{-4} = 18,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Найдем координаты центра масс поперечного сечения кольца

$$Y_{\text{цм}} = \frac{\Sigma S_x}{\Sigma F} = \frac{F_1 y'_1 + F_2 y'_2 + F_3 y'_3 + F_4 y'_4}{F_k},$$

$$X_{\text{цм}} = \frac{\Sigma S_y}{\Sigma F} = \frac{F_1 x'_1 + F_2 x'_2 + F_3 x'_3 + F_4 x'_4}{F_k},$$

где

$$y'_1 = 0,022 + 0,5 \cdot 0,038 = 0,041 \text{ м}; \quad x'_1 = -0,0248 / 2 = 0,0124 \text{ м};$$

$$y'_2 = 0,022 + 0,017 + \frac{1}{3} \cdot 0,021 = 0,046 \text{ м};$$

$$x'_2 = -\left(0,0248 + \frac{1}{3} \cdot 0,0122\right) = -0,0289 \text{ м};$$

$$y'_3 = 0,022 + 0,5 \cdot 0,017 = 0,0305 \text{ м};$$

$$x'_3 = -(0,0218 + 0,5 \cdot 0,0122) = -0,0309 \text{ м};$$

$$y'_4 = 0,5 \cdot 0,022 = 0,011 \text{ м}; \quad x'_4 = -(0,5 \cdot 0,026) = -0,013 \text{ м}.$$

$$Y_{\text{цм}} = \frac{9,424 \cdot 10^{-4} \cdot 0,041 + 1,281 \cdot 10^{-4} \cdot 0,046 + 2,074 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0305 + \dots}{18,5 \cdot 10^{-4}} =$$

$$\frac{\dots + 5,720 \cdot 10^{-4} \cdot 0,01}{18,5 \cdot 10^{-4}} = 0,0309 \text{ м}.$$

$$X_{\text{цм}} = \frac{9,424 \cdot 10^{-4} (-0,0124) + 1,281 \cdot 10^{-4} (-0,0289) + 2,074 \cdot 10^{-4} \times \dots}{18,5 \cdot 10^{-4}}$$

$$\frac{\dots \times (-0,0309) + 5,72 \cdot 10^{-4} (-0,013)}{18,5 \cdot 10^{-4}} = -0,0156 \text{ м};$$

Момент инерции поперечного сечения кольца относительно центральных осей X и Y определяется по формулам

$$J_X = J_{X1} + J_{X2} + J_{X3} + J_{X4}; J_Y = J_{Y1} + J_{Y2} + J_{Y3} + J_{Y4}.$$

Найдем последовательно входящие в эти суммы слагаемые:

$$J_{X1} = \frac{bh^3}{12} + b_1^2 F_1 = \frac{0,0248 \cdot 0,038^3}{12} + 0,0101^2 \cdot 9,424 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 20,954 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$\text{при } b_1 = 0,041 - 0,0309 = 0,0101 \text{ м};$$

$$J_{X2} = \frac{bh^3}{36} + b_2^2 F_2 = \frac{0,0122 \cdot 0,021^3}{36} + 0,0151^2 \cdot 1,281 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 3,235 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$\text{при } b_2 = 0,046 - 0,0309 = 0,0151 \text{ м};$$

$$J_{X3} = \frac{bh^3}{12} + b_3^2 F_3 = \frac{0,0122 \cdot 0,017^3}{12} + (-0,0004)^2 \cdot 2,074 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 0,503 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$\text{при } b_3 = 0,0305 - 0,0309 = -0,0004 \text{ м};$$

$$J_{X4} = \frac{bh^3}{12} + b_4^2 F_4 = \frac{0,0260 \cdot 0,022^3}{12} + (-0,0199)^2 \cdot 5,72 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 24,959 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$\text{при } b_4 = 0,011 - 0,0309 = -0,0199 \text{ м};$$

$$J_{Y1} = \frac{b^3 h}{12} + a_1^2 F_1 = \frac{0,0248^3 \cdot 0,038}{12} + 0,0032^2 \cdot 9,424 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 5,795 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$\text{при } a_1 = (-0,0124) - (-0,0156) = 0,0032 \text{ м};$$

$$J_{Y2} = \frac{b^3 h}{12} + a_2^2 F_2 = \frac{0,0122^3 \cdot 0,0122}{12} + (-0,00133)^2 \cdot 1,281 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 2,372 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$\text{при } a_2 = (-0,0289) - (-0,0156) = -0,0133 \text{ м};$$

$$J_{Y3} = \frac{b^3 h}{12} + a_3^2 F_3 = \frac{0,0122^3 \cdot 0,017}{12} + (-0,0153)^2 \cdot 2,074 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 5,112 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$\text{при } a_3 = (-0,0309) - (-0,0156) = -0,0153 \text{ м};$$

$$J_{Y4} = \frac{b^3 h}{12} + a_4^2 F_4 = \frac{0,026^3 \cdot 0,022}{12} + 0,0026^2 \cdot 5,72 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 3,609 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

при $a_4 = (-0,013) - (-0,0156) = 0,0026 \text{ м}$.

Окончательно получаем

$$J_X = (20,954 + 3,235 + 0,503 + 24,959) 10^{-8} = 49,651 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$J_Y = (5,795 + 2,372 + 5,112 + 3,609) 10^{-8} = 16,888 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Центробежный момент инерции поперечного сечения кольца относительно центральных осей $X_{\text{ц}}$, $Y_{\text{ц}}$ соответствующей фигуры определяется следующим образом:

для прямоугольного сечения $J_{X_{\text{ц}}Y_{\text{ц}}(1)} = 0$;

для треугольного сечения $J_{X_{\text{ц}}Y_{\text{ц}}(2)} = b^2 h^2 / 72$.

Тогда

$$J_{XY(1)} = J_{X_{\text{ц}}Y_{\text{ц}}(1)} + a_1 b_1 F_1 = 0 + 0,0032 \cdot 0,0101 \cdot 9,424 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 3,046 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$J_{XY(2)} = \frac{b^2 h^2}{72} + a_2 b_2 F_2 = \frac{0,0122^2 \cdot 0,021^2}{72} +$$

$$+ (-0,0133) \cdot 0,01281 \cdot 1,51 \cdot 10^{-4} = -2,481 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$J_{XY(3)} = 0 + a_3 b_3 F_3 = 0 + (-0,01534)(-0,0004) 2,074 \cdot 10^{-4} =$$

$$= 0,127 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$J_{XY(4)} = 0 + a_4 b_4 F_4 = 0 + 0,0026 (-0,0199) 5,72 \cdot 10^{-4} =$$

$$= -2,96 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$J_{XY} = (3,046 - 2,481 + 0,127 - 2,96) 10^{-8} = -2,268 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Главные моменты инерции

$$J_{\frac{\max}{\min}} = \frac{J_X + J_Y}{2} \pm 0,5 \sqrt{(J_X - J_Y)^2 + 4(J_{XY})^2} = \frac{(49,651 + 16,888) 10^{-8}}{2} \pm$$

$$\pm 0,5 \sqrt{[(49,651 - 16,888)^2 + 4 \cdot 2,268^2] 10^{-16}} = (33,27 \pm 16,538) 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$J_{X0} = J_{\max} = 49,808 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$J_{Y0} = J_{\min} = 16,732 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Для дальнейших расчетов нужны:

- ♦ угол наклона нейтральной линии (см. рис. 6.11):

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{J_{X0} \sin \alpha}{J_{Y0} \cos \alpha} = \frac{49,808 \cdot 10^{-8} \cdot 0,0686}{16,732 \cdot 10^{-8} \cdot 0,9977} = 0,2047, \quad \beta = 11^\circ 34';$$

- ♦ угол наклона главных осей

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2J_{XY}}{J_Y - J_X} = \frac{2(-2,268) \cdot 10^{-8}}{(16,888 - 49,651) \cdot 10^{-8}} = 0,1394;$$

$$2\alpha = 7^\circ 53'; \quad \alpha = 3^\circ 56'.$$

Максимальное напряжение изгиба рассчитывается для соответствующих точек (рис. 6.11) по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = 0,16 PC \left[\frac{\cos \alpha y_0}{J_{X0}} + \frac{\sin \alpha x_0}{J_{Y0}} \right] = 0,16 \cdot 1,562 \cdot 0,1733 \times$$

$$\times \left[\frac{0,9977 y_0}{49,808 \cdot 10^{-8}} + \frac{0,0686 x_0}{16,732 \cdot 10^{-8}} \right] =$$

$$= 0,00433 [0,02 \cdot 10^8 y_0 + 0,0041 \cdot 10^8 x_0];$$

$$\sigma_{\text{и}}^a = 0,0043 \cdot 10^8 [0,02 \cdot 0,028 + 0,0041 \cdot 0,0175] = 274 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{и}}^b = 0,0043 \cdot 10^8 [0,02 \cdot 0,03 + 0,0041 (-0,0075)] = 246 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{и}}^c = 0,0043 \cdot 10^8 [0,02 \cdot 0,01 + 0,0041 (-0,0215)] = 48 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{и}}^d = 0,0043 \cdot 10^8 [0,02 (-0,007) + 0,0041 (-0,0227)] = -101 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{и}}^e = 0,0043 \cdot 10^8 [0,02 (-0,03) + 0,0041 (-0,013)] = -283 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{и}}^f = 0,0043 \cdot 10^8 [0,02 (-0,032) + 0,0041 \cdot 0,013] = -254 \text{ МПа}.$$

Определяем кольцевые напряжения от центробежных нагрузок собственных масс для тех же точек

$$\begin{aligned}\sigma_0^a &= 16,27 \cdot 10^{-6} \rho n^2 R_1^2 \left[1 + \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 - 0,576 \left(\frac{r}{R_1} \right)^2 + \left(\frac{R_2}{r} \right)^2 \right] = \\ &= 16,27 \cdot 10^{-6} \cdot 7850 \cdot 75^2 \cdot 0,342^2 \times \\ &\times \left[1 + \left(\frac{0,305}{0,342} \right)^2 - 0,576 \left(\frac{0,342}{0,342} \right)^2 + \left(\frac{0,305}{0,342} \right)^2 \right] = 169 \text{ МПа};\end{aligned}$$

$$\sigma_0^b = 84,03 \left[1,795 - 0,576 \left(\frac{0,3172}{0,342} \right)^2 + \left(\frac{0,305}{0,3172} \right)^2 \right] = 187 \text{ МПа};$$

$$\sigma_0^c = 84,03 \left[1,795 - 0,576 \left(\frac{0,305}{0,342} \right)^2 + \left(\frac{0,305}{0,305} \right)^2 \right] = 196 \text{ МПа};$$

$$\sigma_0^d = 84,03 \left[1,795 - 0,576 \left(\frac{0,305}{0,342} \right)^2 + \left(\frac{0,305}{0,305} \right)^2 \right] = 196 \text{ МПа};$$

$$\sigma_0^e = 84,03 \left[1,795 - 0,576 \left(\frac{0,316}{0,342} \right)^2 + \left(\frac{0,305}{0,316} \right)^2 \right] = 188 \text{ МПа};$$

$$\sigma_0^f = 84,03 \left[1,795 - 0,576 \left(\frac{0,342}{0,342} \right)^2 + \left(\frac{0,305}{0,342} \right)^2 \right] = 169 \text{ МПа}.$$

Определим суммарные наибольшие напряжения по $\sigma = \sigma_0 + \sigma_{\text{изг}}$:

$$\sigma_a = 274 + 169 = 443 \text{ МПа}; \sigma_d = -101 + 196 = 95 \text{ МПа};$$

$$\sigma_b = 246 + 187 = 433 \text{ МПа}; \sigma_e = -283 + 188 = -95 \text{ МПа};$$

$$\sigma_c = 48 + 196 = 244 \text{ МПа}; \sigma_f = 254 + 169 = -85 \text{ МПа}.$$

При учете совместной работы затяжного кольца и основания ротора принимается, что цилиндрический элемент основания ротора, нагруженный давлением сепарируемого продукта, имеет контакт радиусом R с затяжным кольцом (см. рис. 6.12). Давление на участке цилиндрического элемента длиной b заменяется погонной нагрузкой s на нижнем крае

$$s = 19,72 \cdot 10^{-6} b \rho_{\text{ж}} n^2 (R^2 - R_0^2) =$$

$$= 19,72 \cdot 10^{-6} \cdot 0,077 \cdot 1100 \cdot 75^2 (0,346^2 - 0,11^2) = 1,01 \text{ МН/м.}$$

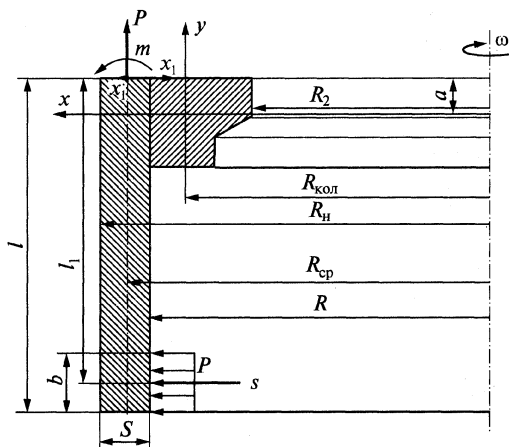


Рис. 6.12. Расчетная схема внутреннего затяжного кольца при взаимодействии его с основанием ротора

Поперечная сила на верхнем крае цилиндрического элемента будет

$$Q = s \chi,$$

где $\chi = e^{-\beta_{\text{ц}} l_1} (\cos \beta_{\text{ц}} l_1 - \sin \beta_{\text{ц}} l_1)$.

Вычислив $\beta_{\text{ц}} l_1 = 12,567 \cdot 0,1475 = 1,8536$ и соответственно $\chi = -0,1942$, получаем

$$Q = 1,01 (-0,1942) = -0,196 \text{ МН/м.}$$

Момент, действующий в верхней части цилиндрического элемента от воздействия равнодействующей давления сепарируемого продукта, равен

$$m = 7,96 \cdot 10^{-2} \frac{PC}{R_1} = 7,96 \cdot 10^{-2} \frac{1,562 \cdot 0,029}{0,342} = 0,0105 \frac{\text{МН/м}}{\text{м}}.$$

Реакция X_1 взаимодействия затяжного кольца и цилиндрического элемента основания ротора определяется следующим образом:

$$X_1 = \frac{\Delta_{1p}^K + \Delta_{1c}^K - \Delta_{1c}^u - m \delta_{12}^u - Q \delta_{11}^u}{\delta_{11}^K + \delta_{11}^u}.$$

Найдем составляющие перемещения кольца:

♦ от действия единичной силы X_1

$$\delta_{11}^k = \frac{R_{\text{кол}} R_1}{E} \left(\frac{1}{F_k} + \frac{H a}{2 J_X} \right) = \frac{0,3264 \cdot 0,342}{0,196 \cdot 10^6} \left(\frac{1}{18,5 \cdot 10^{-4}} + \frac{0,06 \cdot 0,0291}{2 \cdot 49,651 \cdot 10^{-8}} \right) =$$

$$= 0,1309 \cdot 10^{-2} \frac{\text{м}}{\text{МН/м}};$$

♦ от действия осевой силы давления сепарируемого продукта, передаваемой конической крышкой на затяжное кольцо:

$$\Delta_{1p}^k = 7,96 \cdot 10^{-2} \frac{P C R_{\text{кол}} H}{E J_X} = 7,96 \cdot 10^{-2} \frac{1,562 \cdot 0,01733 \cdot 0,3264 \cdot 0,06}{0,196 \cdot 10^6 \cdot 49,651 \cdot 10^{-8}} =$$

$$= 0,04336 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

♦ от действия сил инерции собственных масс

$$\Delta_{1c}^k = \frac{9,86 \cdot 10^{-6} \rho f^2 R_1}{E} (0,7 R_1^2 + 3,3 R_2^2) = \frac{9,86 \cdot 10^{-6} \cdot 7850 \cdot 75^2 \cdot 0,342}{0,196 \cdot 10^6} \times$$

$$\times (0,7 \cdot 0,342^2 + 3,3 \cdot 0,305^2) = 0,0295 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Далее найдем перемещения верхнего края цилиндрического элемента:

♦ от действия единичной силы X_1

$$\delta_{11}^u = \frac{1}{2 \beta_u^3 D} = \frac{1}{2 \cdot 12,567^3 \cdot 0,4378} = 0,0575 \cdot 10^{-2} \frac{\text{м}^2}{\text{МН}};$$

♦ от действия сил инерции собственных масс

$$\Delta_{1c}^u = \frac{39,44 \cdot 10^{-6} \rho n^2 R_{\text{ср}}^3}{E} = \frac{39,44 \cdot 10^{-6} \cdot 7850 \cdot 75^2 \cdot 0,3605^3}{0,196 \cdot 10^6} =$$

$$= 0,0416 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

♦ от единичного момента $m = 1$, действующего на его верхний край:

$$\delta_{12}^u = \frac{1}{2 \beta_u^2 D} = \frac{1}{2 \cdot 12,567^2 \cdot 0,4378} = 0,723 \cdot 10^{-2} \frac{\text{м}^2}{\text{МН}}.$$

Подстановка значений перемещений в формулу для X_1 дает

$$X_1 = \frac{0,04336 + 0,0295 - 0,0416 - 0,0105 \cdot 0,723 - (-0,196) \cdot 0,0575}{0,1309 + 0,0575} =$$

$$= 185 \frac{\text{МН}}{\text{м}}.$$

Нормальные напряжения в затяжном кольце от действия силы X_1 определяем для соответствующих расчетных точек (см. рис. 6.11):

$$\sigma_X = -X_1 R_1 \left(\frac{1}{F_k} + \frac{a \cos \alpha y_0}{J_{X0}} + \frac{a \sin \alpha x_0}{J_{Y0}} \right) =$$

$$= -185 \cdot 0,342 \left(\frac{1}{18,5 \cdot 10^{-4}} + \frac{2,91 \cdot 10^{-2} \cdot 0,9977}{49,808 \cdot 10^{-8}} y_0 + \frac{2,91 \cdot 10^{-2} \cdot 0,0686}{16,732 \cdot 10^{-8}} x_0 \right) =$$

$$= -0,0633 [540,54 + 5,83 \cdot 10^4 y_0 + 1,19 \cdot 10^4 x_0];$$

$$\sigma_X^a = -0,0633 [540,54 + 5,83 \cdot 10^4 \cdot 0,028 + 1,19 \cdot 10^4 \cdot 0,0175] = -151 \text{ МПа};$$

$$\sigma_X^b = -0,0633 [540,54 + 5,83 \cdot 10^4 \cdot 0,03 + 1,19 \cdot 10^4 (-0,0075)] = -139 \text{ МПа};$$

$$\sigma_X^c = -0,0633 [540,54 + 5,83 \cdot 10^4 \cdot 0,010 + 1,19 \cdot 10^4 (-0,0215)] = -55 \text{ МПа};$$

$$\sigma_X^d = -0,0633 [540,54 + 5,83 \cdot 10^4 (-0,007) + 1,19 \cdot 10^4 (-0,0227)] = 9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_X^e = -0,0633 [540,54 + 5,83 \cdot 10^4 (-0,030) + 1,19 \cdot 10^4 (-0,0130)] = 86 \text{ МПа};$$

$$\sigma_X^f = -0,0633 [540,54 + 5,83 \cdot 10^4 (-0,032) + 1,19 \cdot 10^4 \cdot 0,0130] = 74 \text{ МПа}.$$

Суммарные нормальные напряжения в кольце определяются из равенства $\sigma_\Sigma = \sigma + \sigma_X \leq [\sigma]$, т.е.

$$\sigma_\Sigma^a = 443 - 151 = 292 \text{ МПа}; \sigma_\Sigma^d = 95 + 9 = 104 \text{ МПа};$$

$$\sigma_\Sigma^b = 433 - 139 = 294 \text{ МПа}; \sigma_\Sigma^e = -95 + 86 = -9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_\Sigma^c = 244 - 55 = 189 \text{ МПа}; \sigma_\Sigma^f = -85 + 74 = -11 \text{ МПа}.$$

Наибольшее напряжение отмечается в точке b поперечного сечения кольца

$$\sigma_\Sigma^b = 294 \text{ МПа} < [\sigma].$$

Если учесть концентрацию напряжений на контуре фрезерованного паза под затяжные устройства, то наибольшее напряжение в затяжном кольце

$$\sigma_{\max} = \alpha_{\sigma} \sigma_{\Sigma}^b = 2,0 \cdot 294 = 588 \text{ МПа} < [\sigma]^M.$$

Напряжения в резьбе затяжного кольца определяются из условия работы на смятие, срез и изгиб, т.е. надо рассчитать

♦ напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = 1,274 \frac{P}{d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2} = 1,274 \frac{1,562}{0,69^2 - 0,677^2} = 112 \text{ МПа} \leq 2[\sigma];$$

♦ напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{0,32 P}{d_{\text{вн}} h z} = \frac{0,32 \cdot 1,562}{0,677 \cdot 0,012 \cdot 1} = 61,5 \text{ МПа} \leq 0,75[\sigma];$$

♦ напряжение изгиба

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{изг}} &= \frac{0,48(d_{\text{н}} - d_{\text{вн}}) P}{d_{\text{вн}} h^2 z} = \frac{0,48(0,69^2 - 0,677^2) 1,562}{0,677 \cdot 0,012^2 \cdot 1} = \\ &= 100 \text{ МПа} < [\sigma]. \end{aligned}$$

6.4. Энергетический расчет (расчет мощности)

Фильтры. Расчет мощности привода барабана (дисков) вакуум-фильтра. Мощность привода расходуется на преодоление моментов сопротивлений, возникающих из-за неуравновешенности слоя осадка. Примем, что неуравновешенность создается за счет отсутствия осадка на 0,25 фильтрующей поверхности. Тогда

$$M_1 = G_1 r \sin(\alpha/2) g, \quad (6.162)$$

где G_1 — масса неуравновешенного осадка, кг; r — расстояние от оси вращения до центра тяжести неуравновешенной части барабана или диска, м; α — угол сектора неуравновешенной части осадка, град; g — ускорение свободного падения, м/с².

После преобразований формула (6.162) принимает вид:

- ♦ для барабанного фильтра

$$M_1 = 0,278 L \delta_{\text{осв}} \rho_o D^2 g, \quad (6.163)$$

где L, D — длина и диаметр фильтра, м; $\delta_{\text{осв}}$ — толщина слоя влажного осадка, м; ρ_o — плотность влажного осадка, кг/м³;

- ♦ для дискового фильтра

$$M_1 = 0,0825 i \rho_o \delta_{\text{осв}} D^2 g, \quad (6.164)$$

где i — число дисков.

Далее определяем:

- ♦ момент сопротивления среза осадка для барабанного фильтра

$$M_2 = 0,5 f_1 k L \delta_{\text{осв}} D, \quad (6.165)$$

где $f_1 = 0,2-0,3$ — коэффициент трения; $k = 3 \cdot 10^4 - 7 \cdot 10^3$ — сопротивление среза осадка, Па; L — ширина ножа, м; D — диаметр барабана или диска, м;

- ♦ момент сопротивления от трения торца вала фильтра о распределительную головку

$$M_3 = z f_2 p_o r'_{\text{тр}}, \quad (6.166)$$

где z — число распределительных головок; $f_2 = 0,12$ — коэффициент трения головки о торец вала, Па; $p_o = pF$ — давление прижима головки к торцу вала, Па; $p = 60000$ — удельное давление, Па; $F = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) - n_c f_o$ — площадь трения торца вала, м²; n_c — число ячеек; f_o — площадь отверстия ячейки; $r'_{\text{тр}}$ — радиус трения торца вала, м, равный

$$r'_{\text{тр}} = 0,33 \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2}; \quad (6.167)$$

d_1 и d_2 — наружный и внутренний диаметры вала фильтра;

- ♦ момент сопротивления от трения в подшипниках вала фильтра

$$M_4 = f_3 G_6 d_{\text{ц}} g / 2. \quad (6.168)$$

Здесь $f_3 \approx 0,1$ — коэффициент трения в подшипниках вала; G_6 — сила давления на подшипники вала от массы всего барабана (или дисков), вала и осадка, Н; $d_{\text{ц}}$ — диаметр цапфы вала, м.

Суммарный момент сопротивления составит:

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4. \quad (6.169)$$

Мощность привода барабана (дисков), кВт,

$$N = \frac{1,15nM}{9550\eta}, \quad (6.170)$$

где n — частота вращения вала фильтра, об/с; η — КПД привода вала.

При работе ленточного фильтра мощность его привода расходуется на преодоление следующих сопротивлений:

- ♦ усилия сопротивления трения ленты фильтра о камеру

$$T_1 = fBlP, \quad (6.171)$$

где $f = 0,18$ — коэффициент трения резиновой ленты о чугунную вакуум-камеру; B — ширина камеры, трущейся о ленту, м; l — длина части камеры, трущейся о ленту, м; P — разрежение, создаваемое в камере, Па;

- ♦ усилия сопротивления от трения цапфы в подшипниках концевых роликов

$$T_2 = 2\mu_0 P \frac{d_{\text{ц}}}{D_p}, \quad (6.172)$$

где μ_0 — коэффициент трения; $d_{\text{ц}}$ и D_p — диаметры цапфы и роликов; P — нагрузка на подшипник концевых роликов, Н, определяемая как

$$P = \sqrt{G^2 + 4S^2 B^2}, \quad (6.173)$$

где G — вес ролика, Н; S — линейное натяжение ленты, Па;

- ♦ усилия сопротивления срезанию осадка ножом

$$T_3 = kB\delta_{\text{осв}} f, \quad (6.174)$$

где k — удельное сопротивление срезу осадка, Па; f — коэффициент трения.

Суммарное усилие сопротивления составит

$$T = T_1 + T_2 + T_3.$$

Полная мощность электродвигателя для ленточного фильтра

$$N = 1,15 \frac{Tv_{\text{л}}}{60 \cdot 102\eta}. \quad (6.175)$$

Центрифуги принадлежат к энергоемкому классу центробежных машин. Это обусловлено прежде всего тем, что центрифуги, применяемые в химических производствах, имеют высокий фактор разделения (для осадительных более 2000–2500, для фильтрующих – 1500–1800); кроме того, транспортирование продукта шнеком в роторе, особенно в осадительных машинах, требует значительного количества энергии.

Отстойные центрифуги периодического действия. Мощность электродвигателя выбирают по пусковой мощности

$$N_{\text{п}} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4. \quad (6.176)$$

Определим составляющие пусковой мощности:

- ♦ мощность, затрачиваемая на преодоление инерции массы барабана,

$$N_1 = \frac{G_6 w^2}{2g\tau_{\text{п}}}, \quad (6.177)$$

где G_6 – вес барабана, Н; $w = \pi Dn / 60$ – окружная скорость барабана, м/с; $\tau_{\text{п}}$ – время пуска машины (обычно 1–3 мин); n – частота вращения барабана, об/мин;

- ♦ мощность, затрачиваемая на преодоление инерции массы материала,

$$N_2 = \frac{0,19V_6 \rho_c w^2}{\tau_{\text{п}}}, \quad (6.178)$$

где ρ_c – объемная масса разделяемой суспензии, кг/м³;

- ♦ мощность, затрачиваемая на преодоление трения вала в подшипниках,

$$N_3 = fGw_{\text{в}}, \quad (6.179)$$

где $f = 0,07–0,1$ – коэффициент трения; G – общий вес всех вращающихся частей центрифуги вместе с загруженным в нее материалом, Н; $w_{\text{в}}$ – окружная скорость цапфы вала, м/с;

- ♦ мощность, затрачиваемая на преодоление трения барабана о воздух,

$$N_4 = 10^{-8} R^5 n^3. \quad (6.180)$$

Мощность электродвигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{п}}}{0,9 \div 0,8}. \quad (6.181)$$

Автоматические фильтрующие центрифуги с ножевым съемом осадка.

В о - п е р в ы х, затрачивают мощность, состоящую из нескольких составляющих. Мощность затрачивается на сообщение кинетической энергии обрабатываемой суспензии

$$N_1 = \frac{0,736g\psi_1 Fr' V_n D}{300\tau} \left[\left(1 - \frac{\psi_1 \varphi}{2} \right) \rho_{oc} + (\alpha - \beta) \rho_{ж} \right], \quad (6.182)$$

где ψ_1 — коэффициент заполнения осадком рабочего объема ротора; τ — продолжительность загрузки, с; $\alpha = \frac{\rho_{\tau} - \rho_{с}}{\rho_{\tau} - \rho_{ж}}$, $\beta = \frac{\rho_{\tau} - \rho_{ос}}{\rho_{\tau} - \rho_{ж}}$ —

объемные доли жидкой фазы соответственно в суспензии и во влажном осадке; V_n — рабочий (полезный) объем ротора, m^3 ; $Fr' = 0,85 n^2 R / 900$ — фактор разделения центрифуги; n — частота вращения ротора, об/мин;

$$G_{oc} = V_n \psi_1 \rho_{oc} g - \quad (6.183)$$

вес осадка, находящегося в роторе центрифуги;

$$G = G_p + G_{oc} - \quad (6.184)$$

вес ротора с загрузкой; G_p — вес незагруженного ротора.

В о - в т о р ы х, мощность затрачивается на преодоление трения в подшипниках

$$N_2 = \frac{0,736 f P d_{ц} \omega}{150}, \quad (6.185)$$

где $f \approx 0,01$ — коэффициент трения; $d_{ц}$ — диаметр цапф вала, м; ω — угловая скорость, рад/с; P — динамическая нагрузка на подшипники, кгс, которая складывается из веса загруженного ротора (см. 6.184) и динамических сил неуравновешенности (или дебаланса) вращающихся масс. Неуравновешенность загруженного ротора зависит от начальной неуравновешенности ротора и степени неравномерности распределения осадка на поверхности ротора, а следовательно, от свойств суспензии, способа питания, равномерности поступления суспензии в ротор, постоянства концентрации суспензии и т.д. В связи с этим неуравновешенность ротора невозможно учесть заранее. Для определения динамической нагрузки пользуются понятием условного эксцентриситета вра-

шающихся масс, в соответствии с чем динамическую нагрузку на подшипники определяют по формуле

$$P = Q(1 + 2 \cdot 10^{-3} Fr'), \quad (6.186)$$

где Q — статическая нагрузка на подшипник от веса загруженного ротора, кгс.

В третьих, мощность затрачивается на преодоление трения ротора и суспензии о воздух

$$N_3 = 11,3 \cdot 10^{-6} \rho_{\text{в}} g L_1 \omega^3 (r^4 + R_1^4), \quad (6.187)$$

где $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха, кг/м³; L_1 , R_1 — наружные длина и радиус ротора, м; r — внутренний радиус кольцевого слоя суспензии, м.

В четвертых, мощность затрачивается на срез осадка

$$N_4 = \frac{0,736 \pi b \Delta \left(R - \frac{\Delta}{2} \right) K \cdot 10^5}{225 \tau_{\text{ср}}}, \quad (6.188)$$

$$\Delta = R - r_{\text{ос}} = R - \sqrt{R^2 - \frac{V_{\text{ос}}}{\pi L}} \quad (6.189)$$

толщина слоя осадка, где $r_{\text{ос}}$ — внутренний радиус осадка, м; $V_{\text{ос}} = V_{\Psi 1}$ — объем осадка, м³; b — длина режущей кромки ножа, м; $K = 0,4$ кгс/мм² — удельное сопротивление резанию; $\tau_{\text{ср}}$ — время среза, мин.

Таким образом, мощность, необходимая для нормальной работы центрифуги, составляет:

♦ во время загрузки

$$N_{\text{загр}} = N_1 + N_2 + N_3; \quad (6.190)$$

♦ во время среза осадка

$$N_{\text{ср}} = N_2 + N_3 + N_4. \quad (6.191)$$

Мощность, затрачиваемую центрифугой во время холостого хода, рассчитывают по уравнению

$$N_{\text{хх}} = N'_2 + N_3, \quad (6.192)$$

где N'_2 — мощность, затрачиваемая на трение в подшипниках при незагруженном роторе, определяемая по (6.185); при этом величину P определяют по (6.186), где вместо Q подставляют вес незагруженного ротора.

Автоматические отстойные центрифуги с ножевым съемом осадка. Энергетический расчет данных центрифуг аналогичен приведенному выше для фильтрующих машин.

Шнековые осадительные центрифуги. Общий расход энергии шнековой осадительной центрифуги непрерывного действия можно представить как сумму мощностей.

В о - п е р в ы х, мощности, затрачиваемой на сообщение кинетической энергии сливу и осадку, которые выбрасываются из барабана центрифуги,

$$N_1 = n^2 \left[Q_{\tau} \left(1 + \frac{w}{100} \right) R_{\tau}^2 + Q_{\phi} R_{\phi}^2 \right] 10^{-9}, \quad (6.193)$$

где Q_{τ} — производительность по сухому твердому веществу, кг/ч; R_{τ} — радиус расположения окон для выгрузки осадка из барабана центрифуги, м; R_{ϕ} — радиус слива фугата, м; Q_{ϕ} — производительность по фугату, кг/ч.

В о - в т о р ы х, мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения при транспортировании осадка внутри машин,

$$N_2 = N'_2 + N''_2 + N'''_2, \quad (6.194)$$

где

$$N'_2 = n^2 R_{\text{ср}} L Q_{\tau} \left(1 + \frac{w}{100} \right) \operatorname{tg} \beta \cdot 10^{-9} - \quad (6.195)$$

мощность, затрачиваемая на преодоление составляющей центробежной силы, которая направлена вдоль образующей барабана машины к его широкому концу; $R_{\text{ср}}$ — средний радиус барабана, м; L — длина барабана центрифуги, м; β — угол между осью и образующей барабана;

$$N''_2 = n^2 R_{\text{ср}} L Q_{\tau} \left(1 + \frac{w}{100} \right) K_1 \cdot 10^{-9} - \quad (6.196)$$

мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения между осадком и стенками барабана; K_1 — коэффициент трения осадка о стенки машины (обычно $K_1 = 0,3-0,8$);

$$N'''_2 = \pi n^2 R_{\text{ср}}^2 K_2 z Q_{\tau} \left(1 + \frac{w}{100} \right) (\sin 2\beta + 2 K_1 \cos^2 \beta) 10^{-9} - \quad (6.197)$$

мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения между осадком и витками шнека; K_2 — коэффициент трения осадка о поверх-

ность витков шнека (обычно $K_2 = 0,15-0,40$); z — число витков шнека.

Подставив значения N'_2 , N''_2 и N'''_2 в (6.194), получим N_2 , кВт:

$$N_2 = n^2 R_{cp} Q_T \left(1 + \frac{w}{100} \right) \times \quad (6.198) \\ \times \left(Ltg\beta + LK_1 + \pi R_{cp} K_2 z \sin 2\beta + 2\pi R_{cp} K_1 K_2 z \cos^2 \beta \right) 10^{-9}.$$

В-третьих, мощности N_3 , затрачиваемой на преодоление вредных сопротивлений в машине, которая также включает три составляющих:

- ♦ мощность на преодоление сил трения внутри редуктора

$$N'_3 = (1 - \eta) i N_2, \quad (6.199)$$

где η — КПД редуктора (для обычного редуктора $\eta = 0,95-0,98$); i — отношение частоты вращения барабана к разности частот вращения барабана и шнека (обычно $i = 30-50$).

Для сокращения потерь в редукторе устанавливают специальные планетарные редукторы или редукторы с внутренним зацеплением. В этом случае (6.199) принимает вид

$$N'_3 = (1 - \eta_1) N_2, \quad (6.200)$$

где η_1 — КПД планетарного редуктора (обычно $\eta_1 = 0,80-0,85$).

Таким образом, решающим фактором, определяющим уровень потерь мощности в редукторе, является принятая схема редуктора. Влияние этого фактора можно оценить только при конструировании конкретной машины, поэтому точное определение N'_3 возможно только после выбора или разработки конструкции редуктора;

- ♦ мощность на преодоление сил трения в цапфах и уплотнениях

$$N''_3 = 1,29 \cdot 10^{-4} G D_6 n K_3 K_4, \quad (6.201)$$

где G — масса вращающихся частей центрифуги, кг; D_6 — максимальный диаметр конического барабана центрифуги, м; K_3 — коэффициент, учитывающий потери холостого хода машины (можно принять $K_3 = 3-6$); K_4 — коэффициент трения в цапфах (для шариковых и роликовых подшипников $K_4 = 0,005-0,020$, для подшипников скользящего трения $K_4 = 0,05-0,10$);

- ♦ мощность, затрачиваемую на преодоление трения барабана машины о воздух:

$$N_3''' = 10^{-8} R_{\text{cp}}^5 n^3. \quad (6.202)$$

Таким образом, полная мощность, потребляемая шнековой центрифугой непрерывного действия, определяется следующим образом:

$$N = N_1 + N_2 + N_3' + N_3'' + N_3''' \quad (6.203)$$

Сепараторы. Мощность привода работающего сепаратора определяют в соответствии с общей методикой по (6.176)–(6.181). Однако, учитывая большую угловую скорость ротора сепаратора и его значительные размеры, мощность N_4 , кВт, на трение ротора о воздух лучше определять по формуле

$$N_{\text{в}} = 4,3 \cdot 10^{-3} \beta \frac{\omega^3}{F_i^3 n} \sum (F_i R_{\text{cp}}^3) \rho_{\text{в}}, \quad (6.204)$$

где $\beta = 1,85$ – коэффициент сопротивления; ω – угловая скорость ротора, рад/с; F_i – площадь участков наружной поверхности ротора с близкими геометрическими размерами, м^2 ; n – число участков с близкими размерами; R_{cp} – средний радиус участка наружной поверхности, м; $\rho_{\text{в}} = 1,3 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха.

Пример 6.23. Определить мощность привода центрифуги АОГ-800 периодического действия, предназначенной для разделения суспензии, содержащей 20 % масс. твердого вещества с плотностью кристаллов $\rho_{\text{т}} = 3200 \text{ кг/м}^3$.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Плотность маточной жидкости $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$. Технические характеристики центрифуги АОГ-800: внутренний диаметр барабана $D = 0,8 \text{ м}$; внутренняя длина барабана $L = 0,4 \text{ м}$; частота вращения барабана $n = 1700 \text{ об/мин}$; диаметр вала $d_{\text{в}} = 0,06 \text{ м}$; вес незагруженного барабана $G_6 = 5000 \text{ Н}$; общий вес всех вращающихся частей центрифуги $G = 7000 \text{ Н}$.

В соответствии с общей методикой последовательно определяем:

- ♦ мощность, затрачиваемую на преодоление инерции массы барабана, по (6.177):

$$N_1 = \frac{G_6 w^2}{2g\tau_{\text{п}}} = \frac{5000 \cdot 71,209^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 90} = 14,360 \text{ кВт},$$

где $w = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,8 \cdot 1700}{60} = 71,209$ м/с – окружная скорость барабана; длительность периода пуска центрифуги по опытным данным принимается равной 90 с;

- ♦ мощность, затрачиваемую на преодоление инерции массы материала, по (6.178):

$$N_2 = \frac{0,19 V_6 \rho_c w^2}{\tau_n} = \frac{0,19 \cdot 0,201 \cdot 1159 \cdot 71,209^2}{90} = 2,495 \text{ кВт},$$

где $V_6 = \pi D^2 L / 4 = \pi \cdot 0,8^2 \cdot 0,4 / 4 = 0,201 \text{ м}^3$ – полный объем барабана центрифуги;

$$\rho_c = \frac{100 \rho_T \rho_{ж}}{100 \rho_T - (\rho_T - \rho_{ж}) c} = \frac{100 \cdot 3200 \cdot 1000}{100 \cdot 3200 - (3200 - 1000) 20} = 1159 \text{ кг/м}^3$$
 –

плотность суспензии;

- ♦ мощность, затрачиваемую на преодоление трения вала в подшипниках, по (6.179):

$$N_3 = f G w_b = 0,1 \cdot 7000 \cdot 5,341 = 3,738 \text{ кВт},$$

где коэффициент трения принят равным $f = 0,1$;

$$w_b = \frac{\pi d_b n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,06 \cdot 1700}{60} = 5,341 \text{ м/с}$$
 – окружная скорость вращения цапфы вала;

- ♦ мощность, затрачиваемую на преодоление трения барабана о воздух, по (6.180):

$$N_4 = 10^{-8} R^5 n^3 = 10^{-8} \cdot 0,4^5 \cdot 1700^3 = 0,503 \text{ кВт};$$

- ♦ мощность, потребляемую центрифугой в пусковой момент, по (6.176):

$$N_n = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 = 14,360 + 2,495 + 3,738 + 0,503 = 21,1 \text{ кВт}.$$

Тогда мощность электродвигателя центрифуги в соответствии с (6.181) будет равна

$$N_{дв} = \frac{N_n}{0,9} = \frac{21,1}{0,9} = 23,44 \text{ кВт}.$$

Пример 6.24. Определить мощность, потребляемую шнековой осадительной центрифугой непрерывного действия при отделении суспензии кристаллов Na_2CO_3 от маточного раствора.

Исходные данные. Производительность по суспензии $Q_c = 15 \text{ м}^3/\text{ч}$; концентрация твердого вещества в суспензии $c = 30 \%$; плотность кристаллов $\rho_t = 2700 \text{ кг/м}^3$; плотность маточного раствора $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$; динамическая вязкость раствора $\mu = 0,001 \text{ Па}\cdot\text{с}$; конечная влажность осадка $w = 50 \%$; содержание твердой фазы в фугате $c_{\text{ф}} = 5 \%$.

Технические характеристики центрифуги: частота вращения барабана $n = 1225 \text{ об/мин}$; максимальный и минимальный диаметры барабана $D_{\text{max}} = 0,6 \text{ м}$ и $D_{\text{min}} = 0,28 \text{ м}$; длина барабана $L = 1 \text{ м}$; угол $\beta = 18^\circ$; число витков шнека $z = 6$; диаметр и длина сливного цилиндра $D_{\text{сл}} = 0,42 \text{ м}$ и $L_1 = 0,6 \text{ м}$; радиус расположения окон для выгрузки осадка из барабана центрифуги $R_k = 0,19 \text{ м}$; масса вращающихся частей центрифуги $G = 500 \text{ кг}$.

Предварительно вычисляем:

- ♦ массовую производительность центрифуги по суспензии

$$Q_T = Q_c \rho_c c = 15 \cdot 1233 \cdot 0,3 = 5548 \text{ кг/ч},$$

где

$$\rho_c = \frac{100 \rho_t \rho_{\text{ж}}}{100 \rho_t - (\rho_t - \rho_{\text{ж}}) c} = \frac{100 \cdot 2700 \cdot 1000}{100 \cdot 2700 - (2700 - 1000) 30} = 1233 \text{ кг/м}^3 -$$

плотность суспензии;

- ♦ производительность центрифуги по фугату

$$Q_{\text{ф}} = Q_c \rho_c \frac{100 - w - c}{100 - w - c_{\text{ф}}} = 15 \cdot 1233 \frac{100 - 50 - 30}{100 - 50 - 5} = 7870 \text{ кг/ч}.$$

Далее в соответствии с рассмотренной методикой определяем:

- ♦ мощность, затрачиваемую на сообщение кинетической энергии сливу и осадку, которые выбрасываются из барабана, по (6.193):

$$\begin{aligned} N_1 &= n^2 \left[Q_T \left(1 + \frac{w}{100} \right) R_T^2 + Q_{\text{ф}} R_{\text{ф}}^2 \right] 10^{-9} = \\ &= 1225^2 \left[5548 \left(1 + \frac{50}{100} \right) 0,19^2 + 7870 \cdot 0,21^2 \right] 10^{-9} = 0,972 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

- ♦ мощность, затрачиваемую на преодоление составляющей центробежной силы, направленной вдоль образующей барабана машины к его широкому концу, по (6.195):

$$\begin{aligned} N'_2 &= n^2 R_{\text{cp}} L Q_T \left(1 + \frac{w}{100} \right) \text{tg} \beta \cdot 10^{-9} = \\ &= 1225^2 \cdot 0,22 \cdot 1 \cdot 5548 \left(1 + \frac{50}{100} \right) \text{tg} 18^\circ \cdot 10^{-9} = 0,893 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

- ♦ мощность, затрачиваемую на преодоление сил трения между осадком и стенками барабана, по (6.196):

$$N_2'' = n^2 R_{\text{ср}} L Q_{\text{т}} \left(1 + \frac{w}{100} \right) K_1 \cdot 10^{-9} =$$

$$= 1225^2 \cdot 0,22 \cdot 1 \cdot 5548 \left(1 + \frac{50}{100} \right) 0,5 \cdot 10^{-9} = 1,374 \text{ кВт},$$

где $K_1 = 0,5$ — коэффициент трения осадка о стенки машины;

- ♦ мощность, затрачиваемую на преодоление сил трения между осадком и витками шнека, по (6.197):

$$N_2''' = \pi n^2 R_{\text{ср}}^2 K_2 z Q_{\text{т}} \left(1 + \frac{w}{100} \right) \left(\sin 2\beta + 2 K_1 \cos^2 \beta \right) 10^{-9} =$$

$$= \pi \cdot 1225^2 \cdot 0,22^2 \cdot 0,3 \cdot 6 \cdot 5548 \left(1 + \frac{50}{100} \right) \left(\sin 2 \cdot 18^\circ + 2 \cdot 0,5 \cos^2 18^\circ \right) \times$$

$$\times 10^{-9} = 5,101 \text{ кВт},$$

где $K_2 = 0,3$ — коэффициент трения осадка о поверхность витков шнека.

Подставив значения N_2' , N_2'' и N_2''' в (6.194), получим мощность, затрачиваемую на преодоление сил трения при транспортировании осадка внутри машины:

$$N_2 = N_2' + N_2'' + N_2''' = 0,893 + 1,374 + 5,101 = 7,367 \text{ кВт}.$$

Если рассчитываемая центрифуга снабжена специальным планетарным редуктором, то мощность, затрачиваемую на преодоление сил трения внутри редуктора, можно определить по (6.200):

$$N_3' = (1 - \eta_1) N_2 = (1 - 0,8) 7,367 = 1,473 \text{ кВт},$$

где $\eta_1 = 0,8$ — КПД планетарного редуктора.

Вычислив мощность, затрачиваемую на преодоление сил трения в цапфах и уплотнениях, по (6.201):

$$N_3'' = 1,29 \cdot 10^{-4} G D_6 n K_3 K_4 = 1,29 \cdot 10^{-4} \cdot 500 \cdot 0,6 \cdot 1225 \cdot 4 \cdot 0,1 = 1,896 \text{ кВт},$$

где $K_3 = 4$ — коэффициент, учитывающий потери холостого хода машины; $K_4 = 0,01$ — коэффициент трения в цапфах для шариковых подшипников, и мощность, затрачиваемую на преодоление сил трения барабана машины о воздух, по (6.202):

$$N_3''' = 10^{-8} R_{\text{ср}}^5 n^3 = 10^{-8} \cdot 0,22^5 \cdot 1225^3 = 9,474 \cdot 10^{-3} \text{ кВт},$$

найдем полную мощность, потребляемую шнековой центрифугой, по (6.203):

$$\begin{aligned} N &= N_1 + N_2 + N_3' + N_3'' + N_3''' = \\ &= 0,972 + 7,367 + 1,473 + 1,896 + 9,474 \cdot 10^{-3} = 11,711 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

6.5. Задачи для самостоятельной работы

Исходные данные для задач 6.1–6.27 в табл. 6.11, 6.12.

Задача 6.1. Определить поверхность фильтрования и другие параметры вновь проектируемого ленточного фильтра для переработки 0,006 м³/с суспензии шлифпорошка М40. Подобрать фильтр подходящего типоразмера.

Задача 6.2. Рассчитать производительность фильтра ЛОН1,8-1У, предназначенного для переработки суспензии тонко измельченных железорудных концентратов в воде.

Задача 6.3. Определить длину стола фильтра ЛОП15-1У, соответствующую условиям получения осадка толщиной 15 мм в случае переработки 0,004 м³/с суспензии фосфогипса.

Задача 6.4. Определить производительность карусельного вакуум-фильтра ТКМ50-6К при переработке суспензии каолина в воде.

Задача 6.5. Для карусельного фильтра ТКМ100-6К рассчитать производительность и время фильтрования суспензии галитоилистых хвостов флотации в воде при условии образования осадка толщиной 40 мм.

Задача 6.6. Определить производительность барабанного вакуум-фильтра БНМ5-1,8-1К, используемого для переработки суспензии культуральной жидкости.

Задача 6.7. Определить производительность установленного барабанного вакуум-фильтра БНМ20-2,4-1У для фильтрования метатитановой кислоты через слой древесной муки.

Задача 6.8. Найти расход древесной муки при фильтровании метатитановой кислоты на фильтре ББМ10-1,8-5К. Принять толщину слоя уплотненного намывного слоя ВФВ 0,06 м. Производительность по фильтрату принять равной $2 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 6.9. Определить производительность по сухому осадку дискового вакуум-фильтра ДОО16-2,5-1У, предназначенного для разделения суспензии асбестового шлама.

Задача 6.10. Подобрать необходимое количество фильтров типа ДОО50-2,5-1К, обеспечивающих получение $120 \text{ м}^3/\text{с}$ фильтрата гидроксида магния.

Задача 6.11. Определить требуемую площадь поверхности фильтрования барабанного вакуум-фильтра со сходящим полотном, предназначенного для получения $5 \text{ м}^3/\text{ч}$ фильтрата пигмента желтого. Подобрать фильтр необходимого типоразмера.

Задача 6.12. Вычислить производительность фильтра БОП5-1,8-1У при переработке суспензии свежловичного преддефекованного сока. Принять толщину осадка 4 мм.

Задача 6.13. Через барабанный вакуум-фильтр со сходящим полотном пропускается $5 \text{ м}^3/\text{ч}$ суспензии негущенного сока первой сатурации. Толщина образуемого при этом слоя осадка 4 мм. Определить время фильтрования, границы рабочих зон, угловую скорость вращения барабана. Подобрать фильтр подходящего типоразмера.

Задача 6.14. Для фильтрации суспензии активного ила станции аэрации установлен фильтр БОП20-2,4-1У. Определить пропускную способность отделения фильтрации по сухому осадку.

Задача 6.15. Рассчитать время полного цикла работы фильтра БОН1-1-1К при переработке алюмосиликатной суспензии.

Задача 6.16. Для условий задачи 6.15 определить производительность фильтра по сухому осадку.

Задача 6.17. Подобрать фильтр типа БОН для переработки криолитовой суспензии, который обеспечит получение $4 \text{ м}^3/\text{с}$ фильтрата.

Задача 6.18. Для фильтрации суспензии кобальтового производства определить необходимое время фильтрования и промывки осадка при условии подачи промывной жидкости из форсунок. Фильтрация производится в барабанных вакуум-фильтрах типа БОН20 2,4-1У.

Таблица 6.11. Характеристики технических суспензий. Исходные данные к задачам 6.1–6.27 (согласно наименованию суспензий)

| Характеристика суспензии | | | Перепад давлений, кПа | Характеристика осадка | | Характеристика фильтрата |
|---|---------------------------------|-----------------|-----------------------|---|---|--|
| Наименование | Концентрация по массе c_r , % | Температура, °С | | Содержание жидкой фазы в осадке w , % | Среднее удельное сопротивление $\alpha_{cp} \cdot 10^{-9}$, м/кг | Содержание жидкой фазы в осадке после просушки по массе w' , % |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Свекловичный преддефекованный сок | 17,9 | 64 | 53,3 | 55,1 | 228 | 15 |
| Свекловичный преддефекованный сок | 15 | 60 | 40 | 56,8 | 228 | 15 |
| Свекловичный преддефекованный сок | 18 | 42–52 | 39,3 | 44,7 | 228 | 25 |
| Несгущенный сок 1-й сатурации | 7,02 | 72 | 49 | 42,4 | 52,0 | 15 |
| Сгущенный сок 1-й сатурации | 28 | 57 | 60,8 | 40,4 | 57 | 10 |
| Асбестовый шлам | 20 | 20 | 80 | 40 | 5,0 | 15 |
| Сажеводная смесь | 1,75 | 63 | 39,2 | 90 | 401 | 10 |
| Шлам промышленных стоков гальванических отделений после нейтрализации | 4 | 22 | 60 | 73 | 7,8 | 15 |

| Характеристика фильтрующей перегородки | | Плотность твердой фазы ρ_t , кг/м ³ | Плотность жидкой фазы $\rho_{ж}$, кг/м ³ | Вязкость жидкой фазы $\mu \cdot 10^3$, Па·с | Примечание |
|--|--|---|--|--|---|
| Фильтровальная ткань | Сопротивление, отнесенное к единице вязкости $\beta \cdot 10^{-9}$, 1/м | | | | |
| 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| Лавсан 21710 | 36,26 | 1115 | 1000 | 1 | Давление регенерирующей воды 100 кПа; температура 50 °С; расход воды 0,6 м ³ /ч |
| Фильтродиагональ 2074 | 44 | 1115 | 1000 | 0,95 | Давление регенерирующей воды 100 кПа; температура 50 °С; расход воды 0,6 м ³ /ч |
| Бельтинг 2031 | 56 | 1200 | 998 | 0,99 | Давление регенерирующей воды 100 кПа; температура 50 °С; расход воды 0,6 м ³ /ч |
| Капрон 56027 | 73,5 | 1205 | 1050 | 1,02 | Давление регенерирующей воды 235 кПа; температура 70 °С; расход воды 0,72 м ³ /ч |
| Капрон 56027 | 78 | 1300 | 1050 | 1 | Давление регенерирующей воды 235 кПа; температура 70 °С; расход воды 0,72 м ³ /ч |
| | 100 | 2500 | 1000 | 0,9 | |
| Капрон 56027 | 229 | 1359 | 998 | 0,95 | Давление регенерирующей воды 98 кПа; температура 22 °С; расход воды 0,3 м ³ /ч |
| Капрон 56027 | 125 | 2250 | 1000 | 1 | Давление регенерирующей воды 294 кПа; температура 22 °С; расход воды 1 м ³ /ч |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|--|------|----|-------|----|-------|----|
| Суспензия активного или аэротен- ков | 2 | 15 | 67 | 80 | 8,5 | 15 |
| Сброженный в термофиль- ных условиях осадок стан- ции аэрации | 6 | 23 | 49 | 78 | 9,5 | 6 |
| Суспензия тонко из- мельченных железоруд- ных концен- тратов в воде | 62,3 | 15 | 69 | 8 | 4 | 5 |
| Суспензия галитоили- стых хвостов флотации | 53 | 20 | 71 | 12 | 0,432 | 6 |
| Суспензия каолина в воде, коагу- лированная известковым молоком | 16 | 12 | 64 | 51 | 1,5 | 10 |
| Суспензия шлифпорош- ка М40 | 55 | 35 | 50 | 21 | 4,56 | 12 |
| Суспензия фосфогипса из фосфори- тов Кара-Тай | 35 | 25 | 65 | 60 | 5,6 | 32 |
| Суспензия техническая № 1 | 7 | 35 | 294,3 | 39 | — | 5 |
| Суспензия техническая № 2 | 2 | 30 | 294,3 | 70 | — | 10 |

| 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
|--|------|------|------|-------|---|
| Ка- прон 56027 | 235 | 1650 | 1000 | 1 | Давление регенери- рующей воды 294 кПа; температура 22 °С; расход воды 12 м ³ /ч |
| Ка- прон 56027 | 44 | 1450 | 998 | 0,94 | Давление регенери- рующей воды 294 кПа; температура 22 °С; расход воды 12 м ³ /час |
| Кап- рон 56027 | 35 | 2325 | 1000 | 0,95 | Давление регенери- рующей воды 150 кПа; температура 20 °С; расход воды 0,5 м ³ /ч |
| Капро- новая сетка 23112 | 40 | 1600 | 995 | 0.86 | Давление регенери- рующей воды 294 кПа; температура 15 °С; расход воды 0,6 м ³ /ч |
| Кап- рон 56027 | 80 | 2100 | 1000 | 0,99 | Давление регенери- рующей воды 294 кПа; температура 15 °С; расход воды 10 м ³ /ч |
| Ка- прон 56027 | 165 | 3960 | 998 | 0,975 | Время просушки осадка 75 с |
| Пер- хлор- винил | 44 | 2240 | 1000 | 0,989 | Перепад давлений при промывке и про- сушке принять рав- ным 65 кПа |
| Пат- рон с филт- рова- льной тканью | 48,5 | 3915 | 1349 | 2,86 | Продолжительность вспомогательных операций 1800 с |
| Пат- рон с филт- роваль- ной тканью | 11 | 3200 | 1530 | 8,54 | Продолжительность вспомогательных операций 1800 с |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|--|-------|----|-----|------|------|----|
| Суспензия техническая № 3 | 5 | 25 | 200 | 65 | — | 15 |
| Суспензия культуральной жидкости | 1,3 | 40 | 27 | 60 | 2478 | — |
| Суспензия метатитановой кислоты | 12 | 50 | 27 | 69 | 125 | — |
| Суспензия гидроксида магния | 10 | 35 | 87 | 65 | 97 | 57 |
| Суспензия пигмента желтого в воде | 0,035 | 25 | 80 | 76,4 | 276 | 70 |
| Алюмосиликатная суспензия | 3,5 | 50 | 67 | 80 | 542 | 77 |
| Криолитовая суспензия | 15 | 45 | 48 | 54 | 177 | 48 |
| Суспензия цинкового производства | 7 | 40 | 294 | 39 | 157 | 35 |
| Суспензия черного шлама в производстве диоксида титана | 2 | 35 | 294 | 70 | 139 | 60 |
| Суспензия кобальтового производства | 25 | 50 | 294 | 39 | 1357 | 37 |

| 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
|---------------------|------|------|------|-------|--|
| Патрон керамический | 2170 | 3200 | 1530 | 0,516 | Продолжительность вспомогательных операций 1200 с |
| — | — | 1000 | 990 | 0,475 | ВФВ — перлит |
| — | — | 3000 | 1265 | 1,787 | ВФВ — древесная мука |
| Кап-рон 56027 | 60,4 | 2400 | 1020 | 0,94 | Время просушки осадка 1 ч |
| Кап-рон 56027 | 18,7 | 1200 | 1000 | 1 | Время промывки осадка 90 с |
| Кап-рон 56027 | 41 | 2370 | 990 | 6,2 | Расход промывной жидкости принять равным 0,002 м ³ на 1 кг влажного осадка |
| Кап-рон 56027 | 105 | 2980 | 1070 | 1 | Расход промывной жидкости принять равным 0,0018 м ³ на 1 кг влажного осадка; вязкость промывной жидкости 5,4 Па·с |
| Кап-рон 56027 | 48,5 | 3915 | 1349 | 2,88 | Время просушки осадка 60 с; расход промывной жидкости 0,001 м ³ на 1 кг влажного осадка |
| Кап-рон 56027 | 11 | 3200 | 1530 | 8.54 | Время на вспомогательные операции 30 мин |
| Кап-рон 56027 | 1345 | 3640 | 1002 | 1 | Время на вспомогательные операции 10 мин |

Таблица 6.12. Конструктивные параметры барабанных вакуум-фильтров

| Тип фильтра, длина барабана L , м | Расстояние от левой опоры до торцевой стенки l_1 , м | Расстояние от правой опоры до торцевой стенки l_2 , м | Вылет правого конца вала l_3 , м | Расстояние от левой опоры до центра тяжести барабана l_4 , м | Вес барабана $G_6 \cdot 10^{-3}$, Н | Мощность привода N , кВт |
|-------------------------------------|--|---|------------------------------------|--|--------------------------------------|----------------------------|
| БОН5-1,8-1У 0,970 | 0,265 | 0,265 | 0,230 | 0,750 | 11 | 0,8 |
| БОН10-1,8-1У 1,87 | 0,265 | 0,265 | 0,275 | 1,20 | 16 | 1,7 |
| БОН20-2,4-1У 2,77 | 0,368 | 0,368 | 0,324 | 1,75 | 33 | 1,7 |
| БОН30-2,4-1У 4,12 | 0,370 | 0,370 | 0,340 | 2,43 | 38 | 2,36 |
| БОП20-2,4-1У 2,77 | 0,980 | 0,980 | 0,135 | 2,37 | 33 | 1,7 |
| БОП30-2,4-1У 4,12 | 0,370 | 0,370 | 0,370 | 2,43 | 38 | 2,36 |
| БНМ20-2,4-1К 2,77 | 0,370 | 0,370 | 0,580 | 1,48 | 3,16 | 2,36 |
| БНМ30-2,4-1К 4,12 | 0,370 | 0,370 | 0,580 | 2,16 | 65 | 2,36 |
| БГН5-1,8-3Г 0,970 | 0,270 | 0,270 | 0,480 | 0,75 | 13 | 1,5 |
| БГН10-1,8-3Г 1,87 | 0,270 | 0,270 | 0,480 | 1,20 | 16 | 2,2 |

| Число оборотов барабана n , об/мин | Толщина наружной пластины торцевой стенки h_1 , м | Толщина внутренней пластины торцевой стенки h_2 , м | Внутренний радиус торцевой пластины r_1 , м | Угол погружения барабана в корыто φ_0 , град. | Толщина стенки обечайки барабана δ , м | Диаметр шестерни d_2 , м | Наружный диаметр цапфы $D_{ц}$, м | Внутренний диаметр цапфы $d_{ц}$, м |
|--------------------------------------|---|---|---|---|---|----------------------------|------------------------------------|--------------------------------------|
| 0,5 | 0,026 | 0,016 | 0,13 | 130 | 0,008 | 0,6 | 0,26 | 0,14 |
| 0,4 | 0,026 | 0,016 | 0,13 | 130 | 0,008 | 0,6 | 0,26 | 0,14 |
| 0,6 | 0,040 | 0,025 | 0,16 | 130 | 0,010 | 1,2 | 0,32 | 0,24 |
| 0,4 | 0,040 | 0,025 | 0,16 | 130 | 0,010 | 1,2 | 0,32 | 0,24 |
| 0,3 | 0,040 | 0,025 | 0,16 | 130 | 0,010 | 1,2 | 0,32 | 0,24 |
| 0,35 | 0,040 | 0,025 | 0,16 | 130 | 0,010 | 1,2 | 0,32 | 0,24 |
| 0,85 | 0,040 | 0,025 | 0,16 | 130 | 0,010 | 1,2 | 0,32 | 0,24 |
| 0,75 | 0,040 | 0,025 | 0,16 | 130 | 0,010 | 1,2 | 0,32 | 0,24 |
| 0,5 | 0,026 | 0,016 | 0,13 | 130 | 0,008 | 0,6 | 0,26 | 0,14 |
| 0,45 | 0,026 | 0,016 | 0,13 | 130 | 0,008 | 0,6 | 0,26 | 0,14 |

Таблица 6.13. Параметры цилиндrokонического ротора центрифуги. Исходные данные к задачам 6.31–6.55

| Номер задачи | Внутренний диаметр ротора D , мм | Диаметр загрузочного отверстия D_1 , мм | Длина ротора H , мм | Рабочая угловая скорость ω , рад/с | Марка стали |
|--------------|------------------------------------|---|-----------------------|---|-------------|
| 6.31 | 350 | 245 | 200 | 315 | 12X18H10T |
| 6.32 | 630 | 440 | 300 | 250 | 12X18H10T |
| 6.33 | 900 | 630 | 400 | 158 | 12X18H10T |
| 6.34 | 1250 | 850 | 800 | 207 | 20 |
| 6.35 | 1800 | 1200 | 600 | 75 | 20 |
| 6.36 | 1200 | 850 | 500 | 85 | 20 |
| 6.37 | 800 | 560 | 400 | 150 | 10X18H9TЛ |
| 6.38 | 1500 | 1000 | 500 | 75 | 10X18H9TЛ |
| 6.39 | 800 | 550 | 400 | 132 | 10X18H9TЛ |
| 6.40 | 1200 | 850 | 500 | 88 | 10X18H9TЛ |
| 6.41 | 1600 | 1000 | 600 | 75 | 12X18H10T |
| 6.42 | 1000 | 760 | 400 | 150 | 12X18H10T |
| 6.43 | 800 | 550 | 400 | 132 | 10X18H9TЛ |
| 6.44 | 400 | 295 | 200 | 315 | 12X18H10T |
| 6.45 | 630 | 440 | 300 | 250 | 20 |
| 6.46 | 1250 | 850 | 800 | 207 | 20 |
| 6.47 | 850 | 780 | 400 | 158 | 12X18H10T |
| 6.48 | 1300 | 950 | 500 | 85 | 12X18H10T |
| 6.49 | 1500 | 1000 | 500 | 75 | 20 |
| 6.50 | 1100 | 750 | 400 | 88 | 10X18H9TЛ |
| 6.51 | 1800 | 1200 | 600 | 75 | 12X18H10T |
| 6.52 | 900 | 630 | 400 | 158 | 12X18H10T |
| 6.53 | 350 | 245 | 200 | 315 | 20 |
| 6.54 | 1200 | 850 | 500 | 85 | 20 |
| 6.55 | 1600 | 1100 | 600 | 207 | 20 |

| Плотность центрифуги- руемого про- дукта $\rho_{\text{ж}}$, кг/м ³ | Рабочая темпера- тура t , °C | Толщина стенки, мм | | Прибавка к толщине S , мм | Половина угла при вер- шине днища α , град. |
|---|--------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------|-----------------------------------|---|
| | | Цилиндри- ческой обе- чайки | Кони- ческого днища | | |
| 1500 | 40 | 6 | 10 | 2 | 30 |
| 1500 | 40 | 4 | 8 | 2 | 25 |
| 1650 | 20 | 14 | 26 | 2 | 70 |
| 1650 | 20 | 20 | 28 | 1 | 25 |
| 1400 | 20 | 22 | 44 | 1 | 70 |
| 1400 | 50 | 8 | 16 | 1 | 60 |
| 1500 | 50 | 10 | 18 | 2 | 70 |
| 1560 | 50 | 14 | 26 | 2 | 25 |
| 1600 | 25 | 6 | 14 | 1 | 23 |
| 1600 | 25 | 10 | 18 | 2 | 70 |
| 1500 | 40 | 20 | 42 | 1 | 70 |
| 1500 | 50 | 12 | 20 | 2 | 25 |
| 1400 | 25 | 4 | 10 | 2 | 25 |
| 1650 | 40 | 8 | 12 | 2 | 25 |
| 1500 | 20 | 6 | 10 | 2 | 25 |
| 1600 | 50 | 18 | 28 | 2 | 70 |
| 1560 | 40 | 12 | 24 | 2 | 70 |
| 1650 | 40 | 10 | 18 | 1 | 70 |
| 1560 | 50 | 16 | 28 | 2 | 25 |
| 1400 | 25 | 8 | 16 | 2 | 25 |
| 1650 | 20 | 20 | 40 | 1 | 75 |
| 1500 | 20 | 12 | 24 | 2 | 25 |
| 1400 | 40 | 8 | 10 | 2 | 75 |
| 1600 | 50 | 6 | 14 | 1 | 75 |
| 1400 | 25 | 22 | 44 | 1 | 25 |

Таблица 6.14. Параметры цилиндрического ротора центрифуги. Исходные данные к задачам 6.56–6.75

| Номер задачи | Внутренний диаметр ротора D , мм | Диаметр загрузочного отверстия D_1 , мм | Длина ротора H , мм | Рабочая угловая скорость ω , рад/с |
|--------------|------------------------------------|---|-----------------------|---|
| 6.56 | 1200 | 850 | 500 | 85 |
| 6.57 | 1000 | 760 | 670 | 158 |
| 6.58 | 1250 | 850 | 800 | 104 |
| 6.59 | 1220 | 800 | 720 | 95 |
| 6.60 | 630 | 440 | 300 | 250 |
| 6.61 | 350 | 245 | 200 | 418 |
| 6.62 | 900 | 630 | 400 | 164 |
| 6.63 | 1800 | 1200 | 600 | 75 |
| 6.64 | 2000 | 1340 | 1200 | 62 |
| 6.65 | 1850 | 1250 | 1100 | 70 |
| 6.66 | 1000 | 760 | 670 | 130 |
| 6.67 | 1220 | 800 | 720 | 85 |
| 6.68 | 350 | 245 | 200 | 350 |
| 6.69 | 1800 | 1200 | 600 | 62 |
| 6.70 | 1850 | 1250 | 1100 | 54 |
| 6.71 | 1200 | 850 | 500 | 80 |
| 6.72 | 1250 | 850 | 800 | 100 |
| 6.73 | 630 | 440 | 300 | 230 |
| 6.74 | 900 | 630 | 400 | 158 |
| 6.75 | 2000 | 1340 | 1200 | 65 |

| Марка стали | Плотность центрифугируемого продукта $\rho_{ж}$, кг/м ³ | Рабочая температура t , °C | Толщина стенки, мм | | Прибавка к толщине S , мм |
|-------------|--|------------------------------|--------------------|-------|-----------------------------|
| | | | обечайки | днища | |
| 20 | 1400 | 20 | 10 | 18 | 2 |
| 20 | 1650 | 20 | 12 | 20 | 2 |
| 10X17H13M2T | 1500 | 50 | 14 | 26 | 2 |
| 10X18H9TЛ | 1600 | 40 | 8 | 14 | 1 |
| 10X18H9TЛ | 1560 | 25 | 6 | 10 | 1 |
| 20 | 1400 | 50 | 4 | 8 | 2 |
| 10X17H13M3T | 1500 | 50 | 12 | 22 | 1 |
| 10X17H13M3T | 1600 | 40 | 20 | 38 | 1 |
| 10X18H9TЛ | 1560 | 20 | 22 | 40 | 2 |
| 10X18H9TЛ | 1400 | 25 | 18 | 34 | 2 |
| 10X17H13M2T | 1500 | 25 | 12 | 20 | 1 |
| 10X17H13M2T | 1400 | 50 | 8 | 14 | 2 |
| 20 | 1560 | 40 | 4 | 8 | 1 |
| 12X18H10T | 1600 | 40 | 20 | 38 | 1 |
| 20 | 1500 | 20 | 18 | 34 | 2 |
| 20 | 1650 | 50 | 10 | 18 | 2 |
| 10X17H13M3T | 1600 | 25 | 14 | 26 | 2 |
| 10X17H13M3T | 1400 | 25 | 6 | 10 | 1 |
| 12X18H10T | 1560 | 50 | 12 | 22 | 1 |
| 20 | 1400 | 40 | 22 | 40 | 2 |

Таблица 6.15. Параметры цилиндрического ротора с розеткой фильтрующей центрифуги. Исходные данные к задачам 6.76–6.95

| Номер задачи | Наружный радиус ротора R , мм | Радиус загрузочного отверстия ротора R_1 , мм | Длина ротора H , мм | Наружный радиус ступицы днища R_0 , мм | Рабочая угловая скорость ω , рад/с | Марка стали |
|--------------|---------------------------------|---|-----------------------|--|---|-------------|
| 6.76 | 600 | 425 | 500 | 415 | 85 | 20 |
| 6.77 | 500 | 380 | 670 | 370 | 158 | 08X18Г8Н2Т |
| 6.78 | 625 | 425 | 800 | 415 | 104 | 10X17Н13М2Т |
| 6.79 | 610 | 400 | 720 | 390 | 95 | 10X18Н9ТЛ |
| 6.80 | 315 | 220 | 300 | 210 | 250 | 10X18Н9ТЛ |
| 6.81 | 175 | 122 | 200 | 112 | 418 | 20 |
| 6.82 | 450 | 315 | 400 | 305 | 164 | 10X17Н13М3Т |
| 6.83 | 900 | 600 | 600 | 590 | 75 | 10X17Н13М3Т |
| 6.84 | 1000 | 670 | 1200 | 660 | 62 | 10X18Н9ТЛ |
| 6.85 | 925 | 625 | 1100 | 615 | 70 | 10X18Н9ТЛ |
| 6.86 | 500 | 380 | 670 | 370 | 130 | 10X17Н13М2Т |
| 6.87 | 610 | 400 | 720 | 390 | 85 | 10X17Н13М2Т |
| 6.88 | 175 | 122 | 200 | 112 | 350 | 08X22Н6Т |
| 6.89 | 900 | 600 | 600 | 590 | 62 | 12X18Н10Т |
| 6.90 | 925 | 625 | 1100 | 615 | 54 | ОТ4-0 |
| 6.91 | 600 | 425 | 500 | 415 | 80 | ВТ1-0 |
| 6.92 | 625 | 425 | 800 | 415 | 100 | 10X17Н13М3Т |
| 6.93 | 315 | 220 | 300 | 210 | 230 | 10X17Н13М3Т |
| 6.94 | 450 | 315 | 400 | 305 | 158 | 12X18Н10Т |
| 6.95 | 1000 | 670 | 1200 | 660 | 65 | АТ-3 |

| Плотность центрифуги- руемого про- дукта $\rho_{ж}$, кг/м ³ | Рабочая темпера- тура t , °C | Толщина стенки, мм | | | Диаметр перфورا- ции d , мм | Шаг пер- форации t , мм |
|---|--------------------------------------|--------------------|-------------|-------------|-------------------------------------|---------------------------------|
| | | обечайки s_1 | днища s_2 | борта s_1 | | |
| 1400 | 20 | 10 | 18 | 18 | 5 | 30 |
| 1650 | 20 | 12 | 20 | 20 | 5 | 30 |
| 1500 | 50 | 14 | 26 | 26 | 5 | 30 |
| 1600 | 40 | 8 | 14 | 14 | 5 | 30 |
| 1560 | 25 | 6 | 10 | 10 | 5 | 30 |
| 1400 | 50 | 4 | 8 | 8 | 5 | 30 |
| 1500 | 50 | 12 | 22 | 22 | 5 | 30 |
| 1600 | 40 | 20 | 38 | 38 | 5 | 30 |
| 1560 | 20 | 22 | 40 | 40 | 5 | 30 |
| 1400 | 25 | 18 | 34 | 34 | 5 | 30 |
| 1500 | 25 | 12 | 20 | 20 | 5 | 30 |
| 1400 | 50 | 8 | 14 | 14 | 5 | 30 |
| 1560 | 40 | 4 | 8 | 8 | 5 | 30 |
| 1600 | 40 | 20 | 38 | 38 | 5 | 30 |
| 1500 | 20 | 18 | 34 | 34 | 5 | 30 |
| 1650 | 50 | 10 | 18 | 18 | 5 | 30 |
| 1600 | 25 | 14 | 26 | 26 | 5 | 30 |
| 1400 | 25 | 6 | 10 | 10 | 5 | 30 |
| 1560 | 50 | 12 | 22 | 22 | 5 | 30 |
| 1400 | 40 | 22 | 40 | 40 | 5 | 30 |

Задача 6.19. Проверить условия прочности цилиндрической обечайки барабана вакуум-фильтра БОН5-1,8-1У, используемого для переработки суспензии цинкового производства.

Задача 6.20. Проверить условие устойчивости цилиндрической обечайки барабанного вакуум-фильтра БОН10-1,8-1У, который предназначен для фильтрации суспензии черного шлама производства диоксида титана.

Задача 6.21. Определить крутящий момент и изгибающую силу, действующую на конец вала барабанного вакуум-фильтра БОН30-2,4-1У, при условии, что используется прямозубая шестерня с углом контакта $\alpha = 20^\circ$.

Задача 6.22. На фильтре БОП20-2,4-1У обрабатывается техническая суспензия № 1. Произвести расчет максимальных напряжений в цапфах фильтра.

Задача 6.23. Проверить, достаточна ли толщина стенки барабана фильтра БОП30-2,4-1У, в котором фильтруется суспензия шлама промышленных стоков гальванического производства.

Задача 6.24. Проверить условия прочности торцевой стенки барабанного вакуум-фильтра БНМ20-2,4-1К при работе с суспензией саже-водяной смеси. Геометрические характеристики сечения ребра принять по примеру 6.5.

Задача 6.25. Фильтр БНМ30-2,4-1К установлен на линии обезвоживания культуральной жидкости. Проверить условие прочности правой цапфы фильтра (со стороны установки приводной шестерни).

Задача 6.26. Рассчитать коэффициент запаса прочности для сварного шва левой цапфы с торцевой стенкой барабана вакуум-фильтра БГН5-1,8-3Г. Фильтруется суспензия техническая № 2.

Задача 6.27. Рассчитать коэффициент запаса прочности для левой и правой цапф фильтра БГН10-1,8-3Г. На фильтре обрабатывается суспензия техническая № 3.

Задача 6.28. Для осадительной центрифуги определить максимально допускаемую угловую скорость цилиндрического ротора с плоским днищем при обработке среды плотностью $\rho_c = 1500 \text{ кг/м}^3$.

Исходные данные. Внутренний радиус цилиндрического элемента ротора $R = 0,5$ м; радиус внутренней поверхности центрифугируемого продукта $R_1 = 0,36$ м; толщина стенки цилиндрического элемента ротора $S_{\text{ц}} = 0,015$ м; материал ротора — сталь ВСтЗсп плотностью $\rho = 7550$ кг/м³; рабочая температура $t = 20$ °С; коэффициент прочности сварного шва $\phi = 0,9$; прибавка к расчетной толщине стенки $C = 0,002$ м.

Задача 6.29. В вертикальной центрифуге, имеющей цилиндрический ротор с плоским бортом и днищем, обрабатывается материал плотностью $\rho_c = 1650$ кг/м³. Определить наибольшую плотность материала, с которой возможна работа центрифуги.

Исходные данные. Частота вращения ротора $n = 720$ об/мин; диаметр ротора $D = 1,8$ м; минимальный внутренний диаметр поверхности обрабатываемой среды $D_1 = 1,26$ м; толщина стенки ротора $S_{\text{ц}} = 0,03$ м; материал ротора — сталь 20 плотностью $\rho = 7850$ кг/м³; рабочая температура $t = 20$ °С; коэффициент прочности сварного шва $\phi = 0,9$; прибавка к расчетной толщине стенки $C = 0,002$ м.

Задача 6.30. Проверить прочность узла соединения плоского днища и цилиндрической обечайки ротора вертикальной центрифуги.

Исходные данные. Внутренний диаметр ротора $D = 1,25$ м; угловая скорость ротора $\omega = 150$ рад/с; толщина стенки обечайки $S_{\text{ц}} = 0,025$ м; толщина днища $S_2 = 0,027$ м; минимальный внутренний диаметр поверхности обрабатываемой среды $D_1 = 0,875$ м; плотность среды $\rho_c = 1240$ кг/м³; рабочая температура $t = 20$ °С; материал ротора — сталь 16ГС плотностью $\rho = 7800$ кг/м³; коэффициент прочности сварных швов $\phi = 0,9$; прибавка к расчетной толщине стенки $C = 0,002$ м.

Задачи 6.31–6.42. Рассчитать напряжение в коническом элементе, вызванное силами инерции собственных масс.

Исходные данные приведены в табл. 6.13.

Задачи 6.43–6.55. Определить максимально допустимую угловую скорость для цилиндроконического ротора центрифуги.

Исходные данные приведены в табл. 6.13.

Задачи 6.56–6.60. Определить краевой изгибающий момент и краевую поперечную силу, действующие на краях цилиндрического элемента, сопрягаемого с плоскими элементами ротора (днище).

Исходные данные приведены в табл. 6.14.

Задачи 6.61–6.64. Проверить условия прочности для борта и днища на наружном крае для ротора.

Исходные данные приведены в табл. 6.14.

Задачи 6.65–6.70. Проверить на прочность обечайку ротора и определить толщину ее в узле соединения с плоским днищем.

Исходные данные приведены в табл. 6.14.

Задачи 6.71–6.75. Рассчитать толщину перфорированной обечайки ротора фильтрующей центрифуги.

Исходные данные приведены в табл. 6.14.

Задачи 6.76–6.83. Определить напряжения на краях цилиндрического элемента ротора фильтрующей центрифуги.

Исходные данные приведены в табл. 6.15.

Задачи 6.84–6.90. Определить напряжения в плоских элементах (борт и днище) ротора.

Исходные данные приведены в табл. 6.15.

Задачи 6.91–6.95. Проверить условия прочности конструктивных элементов ротора (обечайка, борт и днище) при заданных режимах эксплуатации центрифуги.

Исходные данные приведены в табл. 6.15.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 6.1. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1966. 212 с.
- 6.2. Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки: Учебник. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Альфа-М, 2006. 608 с.
- 6.3. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машгиз, 1963. 244 с.
- 6.4. Соколов В.И. Центрифугирование. М.: Химия, 1976. 408 с.
- 6.5. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: Справочник. Т. 2. Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. 1028 с.

- 6.6. *Файнерман И.А.* Расчет и конструирование шнековых центрифуг. М.: Машиностроение, 1981. 134 с.
- 6.7. *Шкоропад Д.Е.* Центрифуги для химических производств. М.: Машиностроение, 1975. 246 с.
- 6.8. ОСТ 26-01-99–83. Сепараторы жидкостные центробежные. Общие технические условия.
- 6.9. ОСТ 26-01-1325–75. Сепараторы центробежные жидкостные. Классификация и обозначения.
- 6.10. ОСТ 26-01-1326–75. Центрифуги промышленные. Классификация и обозначения.
- 6.11. РТМ 26-01-05–64. Методика расчета барабанных вакуум-фильтров с наружной фильтрующей поверхностью.
- 6.12. РТМ 26-01-10–65. Методика определения параметров фильтрования с образованием осадка.
- 6.13. РТМ 26-01-23–68. Методика определения параметров процесса фильтрации при разделении малоконцентрированных суспензий.
- 6.14. РТМ 26-01-26–68. Методика расчета дисковых вакуум-фильтров.
- 6.15. РТМ 26-01-31–69. Методика расчета листовых фильтров под давлением.
- 6.16. РТМ 26-01-33–78. Методика выбора вспомогательного оборудования для вакуум-фильтров непрерывного действия.
- 6.17. РТМ 26-01-35–70. Методика технологического расчета патронных фильтров.
- 6.18. РТМ 26-01-47–71. Методика технологического расчета барабанных вакуум-фильтров с намывным слоем.
- 6.19. РТМ 26-01-61–73. Методика расчета вакуум-фильтров непрерывного действия наливного типа.
- 6.20. РТМ 26-01-69–75. Методика технологического расчета барабанных вакуум-фильтров со сходящим полотном.
- 6.21. РТМ 26-01-62–73. Методика технологического расчета фильтрующих подвесных центрифуг с немеханизированной выгрузкой осадка.
- 6.22. РТМ 26-01-82–76. Барабанные вакуум-фильтры. Методика расчета на прочность.
- 6.23. РТМ 26-01-89–76. Методика технологического расчета осадительных шнековых центрифуг.
- 6.24. РТМ 26-01-116–79. Центрифуги фильтрующие и осадительные горизонтальные с ножевой выгрузкой осадка. Методы технологического расчета.
- 6.25. РТМ 26-01-159–87. Центрифуги с поршневой выгрузкой осадка. Метод технологического расчета.
- 6.26. РТМ 26-11-17–88. Роторы центрифуг. Нормы и методы расчета на прочность.

-
- 6.27. Фильтры для жидкостей. Каталог. Ч. 1: Фильтры непрерывного действия для жидкостей.
- 6.28. Фильтры для жидкостей. Каталог. Ч. 2: Фильтры периодического действия, фильтр-прессы, патронные керамические фильтры.

ГЛАВА 7 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРУБОПРОВОДЫ

7.1. Общие сведения

Технологические трубопроводы (ТТ) представляют собой сооружения для транспортирования жидких, газообразных, газожидкостных и содержащих твердые частицы продуктов от начального пункта-источника до конечного пункта-потребителя. В циркуляционных трубопроводах один и тот же аппарат может быть одновременно источником и потребителем.

По функциональному назначению, конструкции и условиям применения ТТ существенно отличаются от магистральных газо- и нефтепроводов, систем тепло- и водоснабжения. По расположению на объекте ТТ подразделяются на внутрицеховые — трубопроводы, соединяющие различные агрегаты и блоки установок; междцеховые — трубопроводы, соединяющие установки и цеха предприятия, а также трубопроводы общезаводского хозяйства; внезаводские, по которым на объект подают сырье, топливо и отводят продукты.

В зависимости от физико-химических свойств, рабочих давлений и температур перекачиваемой среды ТТ разделяют на группы и категории (табл. 7.1), которые указывают в проекте для каждого участка трубопровода с постоянными рабочими параметрами.

Группы и категории трубопроводов для водяного пара при давлении более 0,07 МПа и для горячей воды при температуре свыше 115 °С представлены в табл. 7.2.

Трубопроводы и их элементы по условным проходам (номинальным внутренним диаметрам, мм) разделяют следующим образом: 3; 6; (8); 10; (13); 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 125; 150; (175); 200; 250; (275); 300; (325); 350; (375); 400; (450); 500; 600; (700); 800; (900); 1000; (1100); 1200; 1400; 1500; 1600. Изделия с условными проходами, указанными в скобках, использовать не рекомендуется.

Таблица 7.1. Группы и категории трубопроводов по СНиП 527–80

| Группа | Транспортируемые продукты | Категория трубопроводов | | | | | | | | | |
|--------|--|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|
| | | I | | II | | III | | IV | | V | |
| | | $p_{\text{раб}},$ МПа | $t_{\text{раб}},$ °C | $p_{\text{раб}},$ МПа | $t_{\text{раб}},$ °C | $p_{\text{раб}},$ МПа | $t_{\text{раб}},$ °C | $p_{\text{раб}},$ МПа | $t_{\text{раб}},$ °C | $p_{\text{раб}},$ МПа | $t_{\text{раб}},$ °C |
| А | Вредные: а) класса опасности 1 и 2 | Независимо | | До 1,6 | | До 300 | | | | | |
| | б) класса опасности 3 | Свыше 1,6 | Свыше 300 | | | | | | | | |
| Б | Взрыво- и пожароопасные: | | | | | | | | | | |
| | а) взрывоопасные вещества; горючие газы, в том числе сжиженные | Свыше 2,5 | Свыше 300 | До 2,5 | | До 300 | | | | | |
| | б) легкоиспаряющиеся жидкости | Свыше 2,5 | Свыше 300 | Свыше 1,6, до 2,5 | | Свыше 120, до 300 | | До 1,6 | | До 120 | |
| | в) горючие жидкости и вещества | Свыше 6,3 | Свыше 350 | Свыше 2,5, до 6,3 | | Свыше 250, до 350 | | Свыше 1,6, до 2,5 | | До 120 | |
| В | Трудногорючие и неторючие | | | Свыше 6,3 | | Свыше 350, до 450 | | Свыше 2,5, до 6,3 | | Свыше 1,6, до 2,5 | |
| | | | | | | | | Свыше 120, до 250 | | До 1,6 | |
| | | | | | | | | | | До 120 | |

Таблица 7.2. Группы и категории трубопроводов для пара и горячей воды

| Транспортируемые продукты | Категория трубопроводов | | | | | | | |
|--|------------------------------|----------------------------------|------------------------------|----------------------------------|------------------------------|----------------------------------|------------------------------|----------------------------------|
| | I | | II | | III | | IV | |
| | $P_{\text{раб}}, \text{МПа}$ | $t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$ | $P_{\text{раб}}, \text{МПа}$ | $t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$ | $P_{\text{раб}}, \text{МПа}$ | $t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$ | $P_{\text{раб}}, \text{МПа}$ | $t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$ |
| Пар водяной перегретый при давлении и температуре: | | | | | | | | |
| а | Независимо | Свыше 580 | До 3,9 | От 350 до 450 | До 2,2 | От 250 до 350 | От 0,07 | От 115 |
| б | Независимо | От 540 до 580 | От 2,2 до 3,9 | До 350 | От 1,6 до 2,2 | До 250 | | |
| в | Независимо | От 450 до 540 | | | | | | |
| г | Свыше 3,9 | До 450 | | | | | | |
| Пар водяной насыщенный: | | | | | | | | |
| а | | | | | | | От 0,07 до 1,6 | От 115 до 250 |
| в | | | От 3,9 до 8,0 | Свыше 115 | От 1,6 до 3,9 | Свыше 115 | | |
| д | Свыше 8,0 | Свыше 115 | | | | | | |
| Горячая вода: | | | | | | | | |
| а | | | | | | | До 1,6 | Свыше 115 |
| в | | | От 3,9 до 8,0 | Свыше 115 | От 1,6 до 3,9 | Свыше 115 | | |
| д | Свыше 8,0 | Свыше 115 | | | | | | |

Трубопроводы и их элементы подразделяют по избыточному условному давлению: 0,1; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100 МПа.

7.2. Расчет на прочность технологических стальных трубопроводов давлением до 10 МПа

Рассматриваемая методика предназначена для расчета на прочность трубопроводов, служащих для транспортирования жидких и газообразных веществ давлением до 10 МПа и температурой от -70 до $+450$ °С. Методика не распространяется на трубопроводы, прокладываемые в районах с сейсмичностью 8 баллов и более.

Расчет допускаемого напряжения $[\sigma]$ при расчете элементов и соединений трубопроводов на статическую прочность проводят по формуле

$$[\sigma] = \min \left[\frac{\sigma_{0,2}}{n_y}, \frac{\sigma_b}{n_b}, \frac{\sigma_z}{n_z} \right]. \quad (7.1)$$

Коэффициенты запаса прочности по временному сопротивлению n_b , пределам текучести n_y и длительной прочности n_z определяют как

$$n_y = n_z = 1,30\gamma; \quad (7.2)$$

$$n_b = 2,1\gamma. \quad (7.3)$$

Значения коэффициента надежности γ трубопровода представлены в табл. 7.3.

Т а б л и ц а 7.3. Коэффициент надежности γ

| Транспортируемое вещество | Коэффициент надежности γ для трубопроводов категорий | | |
|--|---|---------|------|
| | I, II | III, IV | V |
| Газы всех групп, сжиженные газы, вещества группы А | 1,25 | 1,15 | 1,10 |
| Вещества групп Б и В, кроме газов | 1,15 | 1,05 | 1,00 |

Допускаемые напряжения для марок сталей, указанных в ГОСТ 356–80, рассчитывают по формуле

$$[\sigma] = [\sigma^{20}] A_t, \quad (7.4)$$

где $[\sigma^{20}]$ определяется с учетом характеристик $\sigma_{0,2}^{20}$ и σ_b^{20} ; A_t – температурный коэффициент (табл. 7.4).

Т а б л и ц а 7.4. Температурный коэффициент A_t

| Марка стали | Расчетная температура t_d , °С | Температурный коэффициент A_t |
|---|----------------------------------|---------------------------------|
| Ст3 – по ГОСТ 380–71; Ст 10; 20; 25 – по ГОСТ 1050–74; 09Г2С, 10Г2С1, 15ГС, 16ГС, 17ГС, 17Г1С – по ГОСТ 19282–73 (всех групп, категорий поставки и степеней раскисления) | До 200 | 1,00 |
| | 250 | 0,90 |
| | 300 | 0,75 |
| | 350 | 0,66 |
| | 400 | 0,52 |
| | 420 | 0,45 |
| | 430 | 0,38 |
| | 440 | 0,33 |
| | 450 | 0,28 |
| 15Х5М – по ГОСТ 20072–74 | До 200 | 1,00 |
| | 325 | 0,90 |
| | 390 | 0,75 |
| | 430 | 0,66 |
| | 450 | 0,52 |
| 08Х18Н10Т, 08Х22Н6Т, 12Х18Н10Т, 45Х14Н14В2М, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т; 08Х17Н1М3Т – по ГОСТ 5632–72; 15ХМ – по ГОСТ 4543–71; 12МХ – по ГОСТ 20072–74 | До 200 | 1,00 |
| | 300 | 0,90 |
| | 400 | 0,75 |
| | 450 | 0,69 |
| 12Х1МФ, 15Х1МФ – по ГОСТ 20072–74 | До 200 | 1,00 |
| | 320 | 0,90 |
| | 450 | 0,72 |
| 20Х3МВФ – по ГОСТ 20072–74 | До 200 | 1,00 |
| | 350 | 0,90 |
| | 450 | 0,72 |

П р и м е ч а н и я. 1. Для промежуточных температур значение A_t следует определять линейной интерполяцией.

2. Для углеродистой стали при температурах от 400 до 450 °С приняты средние значения на ресурс $2 \cdot 10^5$ ч.

Основные соотношения для расчета элементов ТТ, работающих под внутренним давлением.

Расчет толщины стенки трубы следует проводить по (1.1), но для трубопроводов принимается, как правило, наружный диаметр труб:

$$S_R = \frac{PD_a}{2\varphi[\sigma] + P} + C, \quad (7.5)$$

где P — расчетное внутреннее давление, МПа; D_a — наружный диаметр трубы, м; φ — коэффициент прочности сварного шва; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, определяемое по (7.4), МПа; C — конструктивная прибавка, м.

Расчетное напряжение от внутреннего давления вычисляют по формуле

$$\sigma = \frac{P[D_a - (S - C)]}{2A_t\varphi(S - C)}, \quad (7.6)$$

а допустимое внутреннее давление — по (1.2) с заменой D_b на D_a :

$$[P] = \frac{2[\sigma]\varphi(S - C)}{D_a - (S - C)}. \quad (7.7)$$

Расчет толщины стенок гнутых отводов. Для гнутых отводов (рис. 7.1, а) с $R/(D_a - S) \geq 1,7$ расчетную толщину стенок S_{R1} определяют по (7.5).

Расчет бесшовных отводов с постоянной толщиной стенок. Расчетную толщину стенки вычисляют по формуле

$$S_{R2} = k_2 S_R \quad (7.8)$$

(значения коэффициента k_2 даны в табл. 7.5).

Т а б л и ц а 7.5. Значения коэффициента k_2

| $R/(D_a - S_R)$ | Свыше 2,0 | 1,5 | 1,0 |
|-----------------|-----------|------|------|
| k_2 | 1,00 | 1,15 | 1,30 |

П р и м е ч а н и е: Значение k_2 для промежуточных значений $R/(D_a - S_R)$ следует определять линейной интерполяцией.

Расчет толщины стенок секторных отводов (рис. 7.1, б) выполняют по формуле

$$S_{R3} = k_3 S_R, \quad (7.9)$$

где коэффициент k_3 отводов, состоящих из полусекторов и секторов, определяется по формуле:

♦ при углах скоса θ до 15°

$$k_3 = \frac{4R - D_a + S_R}{4R - 2D_a + 2S_R}, \quad (7.10)$$

♦ при углах скоса $\theta > 15^\circ$

$$k_3 = 1 + 1,25 \operatorname{tg} \theta \sqrt{\frac{D_a - S_R}{2S_R}}. \quad (7.11)$$

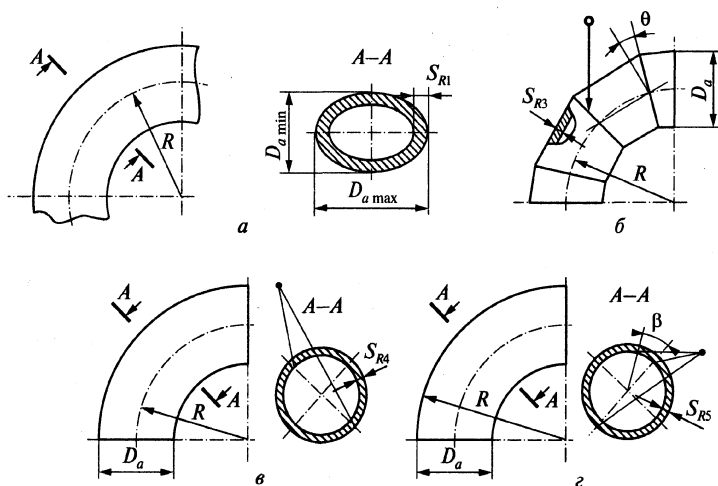


Рис. 7.1. Отводы:

a — гнутый; b — секторный; v, z — штамповарные

Секторные отводы с углами скоса $\theta > 15^\circ$ следует применять в трубопроводах, работающих в статическом режиме и не требующих проверки на выносливость.

Расчет толщины стенок штамповарных отводов осуществляют в зависимости от расположения сварных швов:

♦ сварные швы в плоскости изгиба (рис. 7.1, v)

$$S_{R4} = \frac{k_3 S_R}{\varphi}, \quad (7.12)$$

- ♦ сварные швы на нейтрали (рис. 7.1, з) — выбирается наибольшее из следующих двух значений

$$S_{R5} = S_R / \varphi; \quad (7.13)$$

$$S_{R5} = k_3 S_R; \quad (7.14)$$

- ♦ сварные швы под углом β к нейтрали (рис. 7.1, з) — выбирают наибольшее из значений S_{R3} , вычисленного по (7.9), и S_{R12}

$$S_{R12} = \frac{1 + \frac{D_a - S_R}{4R} \sin \beta S_R}{1 + \frac{D_a - S_R}{2R} \sin \beta \varphi}. \quad (7.15)$$

Угол β определяют для каждого сварного шва, отсчитывая его от нейтрали, как показано на рис. 7.1, з.

Расчет толщины стенки переходов. Расчетную толщину стенки конического перехода (рис. 7.2) определяют по формуле

$$S_{R6} = \frac{P D_a}{2 \varphi [\sigma] \cos \alpha + P}, \quad (7.16)$$

где φ — коэффициент прочности продольного сварного шва.

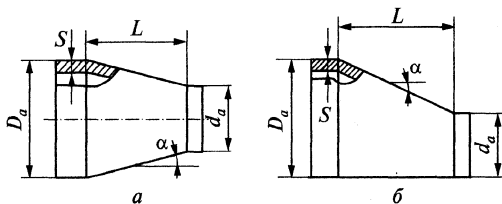


Рис. 7.2. Переходы:
а — конический; б — эксцентрический

Формула (7.16) применима, если

$$\alpha \leq 15^\circ \text{ и } 0,03 \leq \frac{S_{R6}}{D_a - 2S} \leq 0,25$$

или

$$15^\circ < \alpha \leq 45^\circ \text{ и } 0,003 \leq \frac{S_{R6}}{D_a - 2S} \leq 0,15$$

и

$$\frac{d_a - 2S}{D_a - 2S} \leq 1 - \frac{2 \sin \alpha}{\sqrt{\cos \alpha}} \sqrt{\left(1 + \frac{S_{R6}}{D_a - 2S}\right) \frac{S_{R6}}{D_a - 2S}},$$

где S — толщина стенки трубы диаметром D_a , м.

Угол наклона образующей α вычисляют по формулам:

♦ для конического перехода (рис. 7.2, а)

$$\alpha = \arctg \frac{D_a - d_a}{2L}, \quad (7.17)$$

♦ для эксцентрического перехода (рис. 7.2, б)

$$\alpha = \arctg \frac{D_a - d_a}{L}. \quad (7.18)$$

Расчетную толщину стенки переходов, штампованных из труб, определяют как для труб большего диаметра в соответствии с (7.5).

Основные соотношения для расчета компенсаторов трубопроводов. Компенсирующую способность неразветвленного трубопровода оценивают на основе критериальных параметров X и Y (рис. 7.3). Параметр X определяется как отношение развернутой длины трубопровода L к расстоянию между его неподвижными опорами l :

$$X = \frac{L}{l} - 1. \quad (7.19)$$

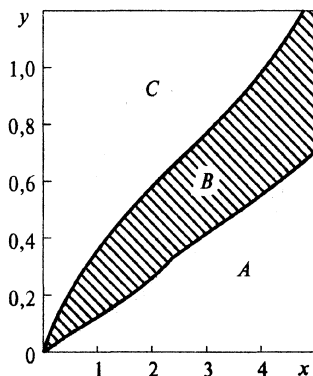


Рис. 7.3. График для оценки компенсирующей способности неразветвленного трубопровода:

A — температурные удлинения компенсируются трубопроводом; B — требуется проведение расчета компенсатора; C — температурные удлинения не компенсируются трубопроводом, необходимо изменить его конфигурацию

Параметр Y — функция приведенной температурной деформации (с учетом монтажной растяжки), отнесенная к развернутой длине трубопровода:

$$Y = \frac{E}{[\sigma]} \frac{D_a}{L} \left(\alpha \Delta t \pm \frac{C_m}{l} \right), \quad (7.20)$$

где E — модуль упругости стали, МПа; $[\sigma]$ — номинальное допускаемое напряжение, МПа; α — температурный коэффициент линейного расширения стали при расчетной температуре, $1/^\circ\text{C}$; Δt — разность расчетной температуры стенки трубы и температуры монтажа, $^\circ\text{C}$; C_m — монтажная растяжка, м.

При проектировании трубопровод разбивают на температурные блоки, в которых компенсируются температурные деформации. Компенсаторы устанавливают в том случае, если самокомпенсация температурных деформаций невозможна вследствие чрезмерно больших усилий в опорах (в том числе на штуцерах аппаратов) и напряжений в трубопроводе.

Монтажная растяжка (или сжатие) применяется для улучшения компенсирующей способности трубопровода и уменьшения нагрузок, передаваемых на неподвижные опоры и присоединенное оборудование, и задается как взаимное смещение торцов стыкуемых сечений трубопровода. Рекомендуется назначать величину растяжки не более 60 % воспринимаемого температурного расширения. При применении монтажной растяжки с негарантируемым качеством расчет производится без ее учета.

Для компенсации тепловых деформаций трубопроводов применяют следующие компенсирующие устройства: гибкие компенсаторы (различной формы) из стальных труб и углы поворотов трубопроводов при любых способах прокладки; линзовые и сильфонные компенсаторы; сальниковые компенсаторы.

Расчет гибких компенсаторов. Для определения размеров гибких компенсаторов вычисляют расчетное тепловое удлинение трубопроводов Δ_l , мм:

$$\Delta_l = \varepsilon \Delta l, \quad (7.21)$$

где ε — коэффициент, учитывающий релаксацию компенсационных напряжений и предварительную растяжку компенсатора: 50 % полного теплового удлинения Δl при температуре теплоносителя $t \leq 400^\circ\text{C}$ и 100 % при $t > 400^\circ\text{C}$; принимается по табл. 7.6; Δl — полное тепловое удлинение расчетного участка трубопровода, мм:

$$\Delta l = \alpha \Delta t L. \quad (7.22)$$

Здесь α — средний коэффициент линейного расширения стали при нагреве от 0 до t °С, мм/(м·К); Δt — расчетный перепад температур, принимаемый как разность между рабочей температурой теплоносителя и расчетной температурой наружного воздуха, °С; L — расстояние между неподвижными опорами труб, м.

Таблица 7.6. Значения коэффициента ε

| Температура теплоносителя t , °С | В условиях монтажа | В рабочем состоянии |
|------------------------------------|--------------------|---------------------|
| До 250 | 0,5 | 0,5 |
| 251–300 | 0,6 | 0,5 |
| 301–400 | 0,7 | 0,5 |
| 401–450 | 1,0 | 0,35 |

Размеры гибких компенсаторов должны удовлетворять расчету на прочность в условиях монтажа и в рабочем состоянии трубопроводов.

Расчет участков трубопроводов на самокомпенсацию производится для рабочего состояния трубопроводов без учета предварительной растяжки труб на углах поворотов. Для этих участков трубопроводов расчетное тепловое удлинение определяют для каждого направления координатных осей по (7.21).

Расчет компенсаторов на воздействие продольных перемещений трубопроводов, возникающих в результате изменения температуры стенок труб, внутреннего давления и других нагрузок и воздействий, производят по условию

$$\sigma_{\text{комп}} + |\sigma_{\text{м}}| \leq \sigma_2 - 0,5\sigma_{\text{кц}}, \quad (7.23)$$

где $\sigma_{\text{комп}}$ — расчетные продольные напряжения в компенсаторе, обусловленные изменением длины трубопровода под действием внутреннего давления продукта и изменением температуры стенок труб, МПа; $\sigma_{\text{м}}$ — дополнительные продольные напряжения в компенсаторе, обусловленные изгибом под действием поперечных и продольных нагрузок (усилий) в расчетном сечении компенсатора, МПа, определяемые согласно общим правилам строительной механики; σ_2 — расчетное сопротивление, МПа; $\sigma_{\text{кц}}$ — кольцевые напряжения, обусловленные расчетным внутренним давлением, МПа.

При расчете компенсаторов на участках трубопроводов, работающих при мало изменяющемся температурном режиме, допус-

кается в формуле (7.23) вместо расчетного сопротивления σ_2 принимать нормативное сопротивление σ_2^H .

Расчетные продольные напряжения в компенсаторе $\sigma_{\text{комп}}$ определяются по общим правилам строительной механики с учетом коэффициента уменьшения жесткости отвода $k_{\text{ж}}$ и коэффициента увеличения продольных напряжений $m_{\text{к}}$.

Для П-, Z- и Г-образных компенсаторов расчет производится по следующим формулам:

♦ П-образных

$$\sigma_{\text{комп}} = \frac{0,5ED_a H m_{\text{к}} \Delta_{\text{к}}}{A}, \quad (7.24)$$

где

$$A = \frac{1}{k_{\text{ж}}} (\pi R H^2 - 2,28 R^2 H + 1,4 R^3) + 0,67 H^3 + B H^2 - 4 R H^2 + 2 R^2 H - 1,33 R^3; \quad (7.25)$$

♦ Z-образных

$$\sigma_{\text{комп}} = \frac{ED_a L_2 m_{\text{к}} \Delta_{\text{к}}}{B}; \quad (7.26)$$

$$B = \frac{1}{k_{\text{ж}}} (\pi R L_2^2 - 2,28 R^2 L_2 + 1,4 R^3) + 0,67 L_2^3 - 2 R L_2^2 + 2 R^2 L_2 - 1,33 R^3; \quad (7.27)$$

♦ Г-образных

$$\sigma_{\text{комп}} = \frac{1,5 E D_a \Delta_{\text{к}}}{L_1^2}, \quad (7.28)$$

где E — модуль упругости, МПа; D_a — наружный диаметр трубы, м; $\Delta_{\text{к}}$ — суммарное продольное перемещение трубопровода в месте примыкания его к компенсатору от воздействия температуры и внутреннего давления, м; конструктивные параметры см. рис. 7.4.

Коэффициенты уменьшения жесткости $k_{\text{ж}}$ и увеличения напряжений $m_{\text{к}}$ для гнутых и сварных отводов компенсаторов при $\lambda_{\text{к}} < 0,3$ определяются по формулам:

$$k_{\text{ж}} = \lambda_{\text{к}} / 1,65; \quad (7.29)$$

$$m_{\text{к}} = 0,9 / \lambda_{\text{к}}^{2/3}; \quad (7.30)$$

$$\lambda_k = S_n R / r_c^2, \quad (7.31)$$

где S_n – номинальная толщина стенки трубы, м; r_c – средний радиус трубы отвода, м.

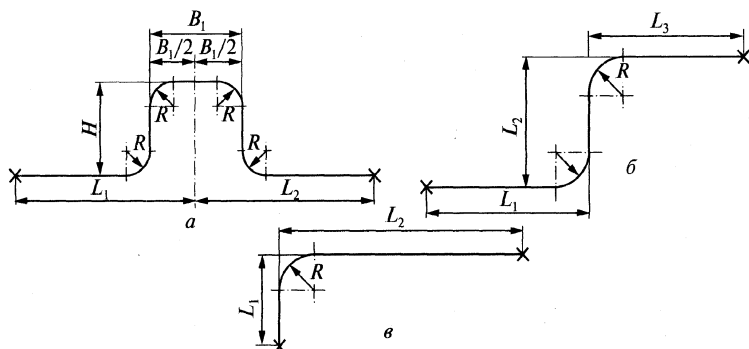


Рис. 7.4. Схемы компенсаторов трубопроводов с прямыми углами:

а – П-образной; б – Z-образной; в – Г-образной формы

Реакция отпора H_k компенсаторов, Н, при продольных перемещениях надземного трубопровода определяется по формулам:

♦ для П- и Z-образных компенсаторов

$$H_k = \frac{200W\sigma_{\text{комп}}}{m_k H} \left(\frac{200W\sigma_{\text{комп}}}{m_k L_2} \right);$$

♦ для Г-образных компенсаторов

$$H_k = \frac{100W\sigma_{\text{комп}}}{L_1},$$

где W – момент сопротивления сечения трубы, м³.

Определяют расчетные продольные перемещения надземных участков трубопровода, обусловленные максимальным повышением температуры стенок труб (положительным расчетным температурным перепадом) и внутренним давлением (удлинением трубопровода), а также наибольшим понижением температуры стенок труб (отрицательным температурным перепадом) при отсутствии внутреннего давления в трубопроводе (укорочение трубопровода).

Расчет вылетов для поворотов Г-, Z-образной формы и П-образных компенсаторов проводится с целью определения минимально

возможного вылета при заданных длинах плеч. При этом рассчитываются повороты и компенсаторы с прямыми углами, расположенные в горизонтальной либо вертикальной плоскости.

Расчетные схемы представлены на рис. 7.4. Для Г-образного поворота задается длина большего плеча L_2 и определяется длина меньшего L_1 , для Z-образного поворота задаются плечи L_1 и L_3 и находится вылет L_2 . Для участка трубопровода с П-образным компенсатором задаются расстояние от оси компенсатора до неподвижных опор L_1 и L_2 , спинка B и рассчитывается вылет H .

Расчет расстояний между опорами — пролетов. К крайним относятся пролеты, непосредственно примыкающие к неподвижным опорам или компенсаторам (П-образным, сильфонным, сальниковым и т.п.); все остальные пролеты относятся к средним.

Протяженность среднего пролета находится по следующим формулам, причем за расчетное принимается наименьшее из полученных значений:

$$l_{\text{cp}} = (D_a - S) \sqrt{\frac{3,75\pi S \varphi_{bw} (1,1[\sigma] - \sigma_{yp})}{g}}; \quad (7.32)$$

$$l_{\text{cp}} = \sqrt[3]{\frac{12 EJ i}{gy(1-y)(1-2y)}}, \quad (7.33)$$

где J — момент инерции поперечного сечения трубы, м^4 ; i — уклон, принимаемый не менее 0,002; σ_{yp} — продольное напряжение от внутреннего давления; y — безразмерный параметр, определяемый из условия

$$\frac{y(3y-1)}{2} - \frac{0,02D_a(1-2y)}{i} \sqrt{\frac{gy(1-y)(1-2y)}{12 EJ i}} = 0. \quad (7.34)$$

При любых значениях i , отличных от нуля, $0,33 \leq y \leq 0,5$. В этом интервале уравнение (7.34) имеет единственное решение, которое может быть получено, например, методом половинного деления.

Если уклона нет, т.е. $i = 0$,

$$l_{\text{cp}} = \sqrt[4]{\frac{7,68D_a EJ}{g}}. \quad (7.35)$$

Протяженность крайнего пролета составляет 80 % среднего.

Расчет линзовых компенсаторов (рис. 7.5). Линзовые компенсаторы, применяющиеся как в вертикальных, так и в горизонтальных трубопроводах, выбирают в зависимости от условного диаметра, условного давления и компенсирующей способности линзы. При выборе линз компенсатора силу упругости компенсатора P_k , МН, распорную силу P_p , МН, компенсирующую способность линзы Δ_l , м, принимают по нормативным документам [7.1].

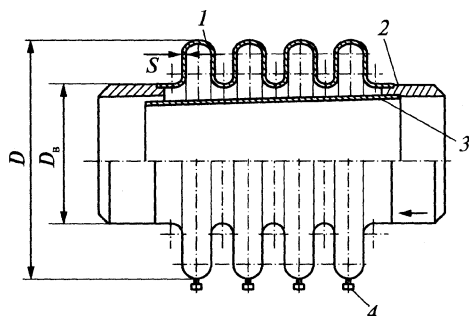


Рис. 7.5. Компенсатор типа КЛО:

1 — линзы (сварные из штампованных полутофов); 2 — патрубок; 3 — внутренняя обечайка; 4 — дренажная трубка

Расчетное число линз в компенсаторе определяют по формуле

$$z = \Delta_k / \Delta_l, \quad (7.36)$$

округляя полученное число до ближайшего большего целого.

Деформацию компенсатора Δ_k рассчитывают следующим образом:

$$\Delta_k = \Delta_t - \Delta_{P_k} + \Delta_{P_p} \text{ при } t_T > t_B;$$

$$\Delta_k = \Delta_t - \Delta_{P_k} - \Delta_{P_p} \text{ при } t_T < t_B,$$

где Δ_t — температурная деформация трубы, определяемая по (7.21),

м; $\Delta_{P_k} = \frac{P_k l}{E_T^t F_T}$ — деформация труб вследствие действия реакции

компенсатора, м; $\Delta_{P_p} = \frac{P_p l}{E_T^t F_T}$ — деформация трубы, обусловлен-

ная действием распорных сил, м; E_T^t — модуль упругости материала трубы, МПа; F_T — площадь поперечного сечения труб, м²; t_T и t_B — температура соответственно трубы и воздуха, °С.

В тех случаях, когда по каким-либо соображениям (по параметрам, материалу и др.) не представляется возможным подобрать линзовый компенсатор, он подлежит разработке.

Расчет компенсатора производится в определенной последовательности. Рассчитываются:

- ♦ номинальная расчетная толщина стенки линзы, м,

$$S_R = 0,895 K D_B \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}, \quad (7.37)$$

- ♦ реакция компенсатора P_K , МН

$$P_K = 4,9 \frac{[\sigma] S^2}{1 - \beta}; \quad (7.38)$$

- ♦ распор от давления среды в линзах P_p , МН,

$$P_p = 0,8 K_1 P D_B^2. \quad (7.39)$$

В (7.37) – (7.39) D_B – внутренний диаметр линзы, принимаемый равным наружному диаметру трубы; $\beta = D_B / D$; D – наружный диаметр линзы, м, принимаемый в соответствии с нормативными документами и по конструктивным соображениям; S – принятая толщина стенки линзы, м; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала линзы, МПа; P – расчетное давление в трубе, МПа;

$$K = \sqrt{\frac{(1-\beta)(1-\beta^2)}{8\beta^2(3+\beta)}}; K_1 = \frac{\pi}{12} \frac{(1-\beta)(1+2\beta)}{\beta^2}.$$

Деформация одной линзы, м, определяется по формуле

$$\Delta_{\text{л}} = 0,075 K_2 \frac{[\sigma] D_B^2}{E S}, \quad (7.40)$$

$$\text{где } K_2 = \frac{6,9}{1-\beta} \left(\frac{1-\beta^2}{\beta^2} - \frac{4 \ln^2 \beta}{1-\beta^2} \right).$$

Расчет сильфонных компенсаторов. Сильфоны отличаются от линзовых компенсаторов меньшими диаметрами, большим числом волн (гофров), а главное, значительно меньшей толщиной стенки. Существует много конструкций сильфонов, которые изготавливаются одно- и многослойными с числом волн 20 и более. На рис. 7.6 показаны основные типы сильфонных компенсаторов, а их технические характеристики приведены в [7.3].

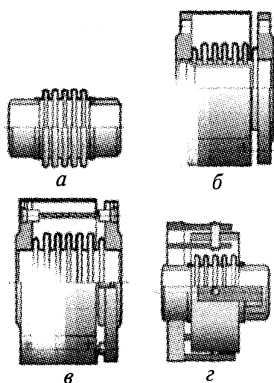


Рис. 7.6. Основные типы сильфонных компенсаторов:
 а — осевой; б — универсальный;
 в — сдвиговой; г — поворотный

Расчет напряжений в сильфонных и линзовых компенсаторах.
 В зависимости от характера воспринимаемых перемещений применяются осевые или угловые (поворотные) компенсаторы. Схема их работы представлена на рис. 7.7, где Δ_k — их компенсирующая способность.

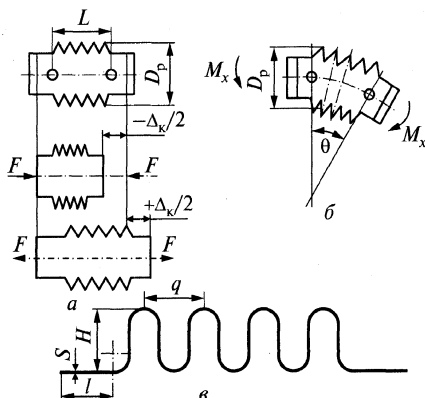


Рис. 7.7. К расчету напряжений компенсатора:
 а — осевого; б — углового; в — гибкий элемент компенсатора

Ниже приводятся формулы для расчета напряжений в гибких элементах данных компенсаторов:

♦ среднего окружного напряжения от внутреннего давления

$$\sigma_{\varphi} = \frac{P(D_B + H)}{(S - C) \left(1,14 + \frac{4H}{q} \right)}, \quad (7.41)$$

где H — высота гофра, м; S — номинальная толщина стенки гибкого элемента, м; q — шаг гофра (ширина гофра), м;

♦ суммарного среднего осевого напряжения

$$\sigma_y = \sigma_{yp} + \sigma_{bp} + \sigma_d, \quad (7.42)$$

где

$$\sigma_{yp} = \frac{PH}{2(S-C)} - \quad (7.43)$$

среднее осевое напряжение от внутреннего давления;

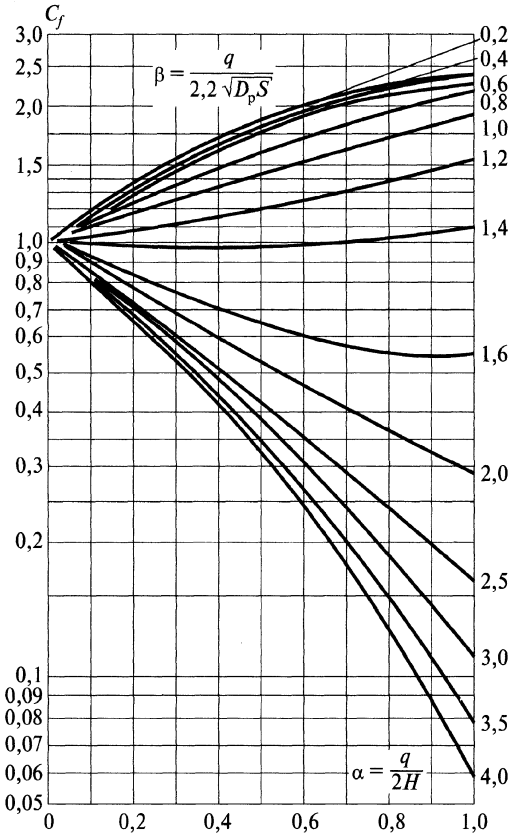


Рис. 7.8. Графики для определения коэффициента C_f

$$\sigma_{bp} = \frac{PH^2 C_p}{2(S-C)^2} - \quad (7.44)$$

осевое напряжение изгиба от внутреннего давления;

$$\sigma_d = \frac{ES\Delta_{np}}{H^2} \left[\frac{S}{2nHC_f} + \frac{5}{3C_d} \right] - \quad (7.45)$$

осевое напряжение от деформации растяжения–сжатия.

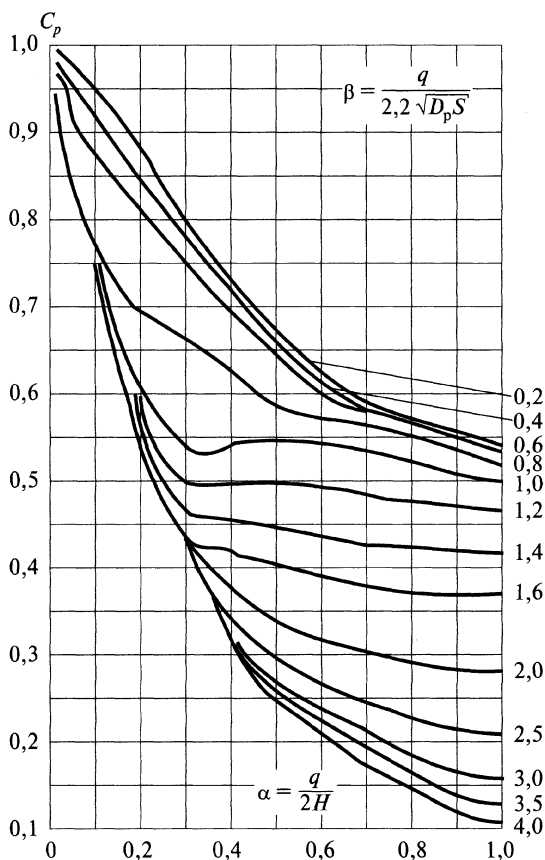


Рис. 7.9. Графики для определения коэффициента C_p

Здесь C_f , C_p , C_d — коэффициенты, определяемые по графикам на рис. 7.8–7.10 в зависимости от безразмерных параметров α и β ; n — число гофров (линз).

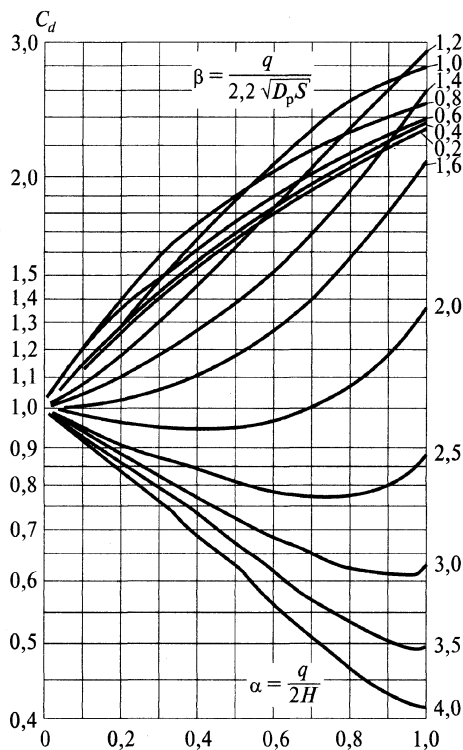


Рис. 7.10. Графики для определения коэффициента C_d

Приведенное осевое перемещение $\Delta_{пр}$ зависит от типа компенсатора:

♦ для осевого компенсатора

$$\Delta_{пр} = \Delta_p, \quad (7.46)$$

где Δ_p — расчетное осевое перемещение от действия всех нагружающих факторов, кроме внутреннего давления;

♦ для углового (поворотного) компенсатора

$$\Delta_{пр} = \theta D_p / 2, \quad (7.47)$$

где θ — угол поворота компенсатора (расчетный), рад;
 $D_p = D_a + D_b / 2$ — средний диаметр гибкого элемента, м.

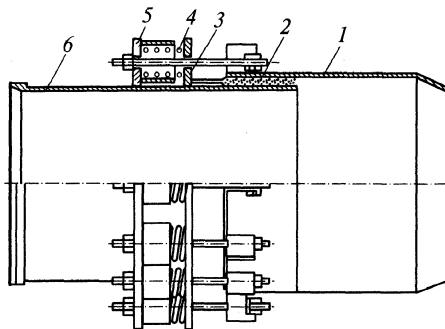


Рис. 7.11. Компенсатор сальниковый:

1 — корпус сальника; 2 — набивка; 3 — нажимная втулка; 4 — пружина компенсирующая; 5 — кольцо нажимное; 6 — втулка

Расчет сальниковых компенсаторов. Сальниковые компенсаторы (рис. 7.11) допускается использовать при параметрах среды $P_y \leq 2,5$ МПа и $t \leq 300$ °С для трубопроводов диаметром от 100 до 1000 мм при подземной прокладке и надземной на низких опорах. Расчетную компенсирующую способность компенсаторов следует принимать на 50 мм меньше, чем предусмотрено в конструкции компенсатора.

При надземной прокладке трубопроводов следует предусматривать металлические кожухи сальниковых компенсаторов, исключающие доступ к ним посторонних лиц и защищающие их от атмосферных осадков.

Расчет сальниковых компенсаторов включает определение толщины и силы прижатия набивки сальника, основных размеров деталей и элементов сальника:

- ♦ расчетная толщина мягкой сальниковой набивки S_c , мм:

$$S_c = 1,4\sqrt{D_c}, \quad (7.48)$$

где D_c — диаметр корпуса сальника; полученное значение S_c округляется до целого числа, мм, и принимается не менее 3 мм и не более 25 мм;

- ♦ высоту набивки h рекомендуется принимать по табл. 7.7 в зависимости от давления среды;

- ♦ расчетная сила прижатия набивки сальника P_c , МН (приближенно):

$$P_c = \pi(D_c + S_c) S_c q, \quad (7.49)$$

где q — удельная нагрузка нажимной втулки сальника на набивку (по табл. 7.8).

Таблица 7.7. Рекомендуемая высота мягкой набивки h в сальниковых компенсаторах

| P , МПа | Не менее 0,6 | От 0,6 до 1,6 | От 1,6 до 2,5 | Более 2,5 |
|-----------|--------------|---------------|---------------|-----------|
| h , мм | $3S_c$ | $4S_c$ | $5S_c$ | $6S_c$ |

Таблица 7.8. Удельная нагрузка нажимной втулки сальника на мягкую набивку q

| P , МПа | Не менее 0,6 | 1,0 | 1,6 | 2,5 | 4,0 | 6,4 | 10 | Более 10 |
|-----------|--------------|-----|-----|-----|-----|------|------|----------|
| q , МПа | 1,8 | 2,5 | 3,0 | 5,0 | 7,5 | 10,0 | 12,5 | $1,25P$ |

По расчетной силе прижатия P_c производится расчет на прочность основных элементов сальникового компенсатора — шпилек, резьбы, фланца, нажимной втулки и др.

7.3. Расчет на прочность стальных трубопроводов высокого давления

При расчете трубопровода основной нагрузкой является внутреннее давление. За расчетное внутреннее давление P , как правило, принимают рабочее давление P_r .

В расчетах на прочность учитывают температуру рабочей среды, протекающей по трубопроводу.

Для определения допускаемых напряжений при отрицательной температуре стенки (не ниже -50°C) расчетную температуру принимают равной 20°C , а допускаемое напряжение рассчитывают по одной из формул:

$$[\sigma] = \sigma_B / n_B; [\sigma] = \sigma_T / n_T; [\sigma] = \sigma_d / n_d; [\sigma] = \sigma_{II} / n_{II}. \quad (7.50)$$

Расчетные формулы для вычисления допускаемых напряжений в зависимости от типа стали и расчетной температуры даны в табл. 7.9; значения коэффициентов запаса прочности для шпилек указаны в табл. 7.10.

Таблица 7.9. Расчетные формулы для определения допускаемого напряжения

| Степень | Сталь | $t, ^\circ\text{C}$ | Деталь | Расчетная формула | Коэффициент запаса прочности |
|---------|-----------------------------------|------------------------------|---|---|--|
| I | Углеродистая Низколегированная | Не более 380 Не более 420 | Трубы, криволинейные элементы, кованные детали, переходы, заглушки, штуцера | $[\sigma] = \min \left\{ \frac{\sigma_b}{n_b}, \frac{\sigma_T}{n_T}, \frac{\sigma_d}{n_d} \right\}$ | $n_b = 2,6; n_T = 1,5$ |
| | Аустенитная | Не более 510 | Фланцы, бурты Шпильки | $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T}$ | $n_T = 2,0$ при $t \leq 400 ^\circ\text{C}$; $n_T = 2,2$ при $t > 400 ^\circ\text{C}$ n_T — см. табл. 7.10 |
| | Углеродистая Низколегированная | Более 380 Более 420 | Трубы, криволинейные элементы, кованные детали, переходы, заглушки, штуцера | $[\sigma] = \min \left\{ \frac{\sigma_b}{n_b}, \frac{\sigma_T}{n_T}, \frac{\sigma_d}{n_d} \right\}$ при отсутствии данных по σ_d ; $[\sigma] = \min \left\{ \frac{\sigma_b}{n_b}, \frac{\sigma_T}{n_T}, \frac{\sigma_n}{n_n} \right\}$ | $n_b = 2,6; n_T = 1,5$; $n_d = 1,5; n_n = 1,0$ |
| II | Аустенитная | Более 510 | Фланцы, бурты Шпильки | $[\sigma] = \min \left\{ \frac{\sigma_b}{n_b}, \frac{\sigma_T}{n_T}, \frac{\sigma_n}{n_n} \right\}$ при отсутствии данных по σ_d ; $[\sigma] = \min \left\{ \frac{\sigma_b}{n_b}, \frac{\sigma_T}{n_T}, \frac{\sigma_n}{n_n} \right\}$ | $n_T = 2,0$ при $t \leq 400 ^\circ\text{C}$; $n_T = 2,2$ при $t > 400 ^\circ\text{C}$ $n_d = 2,0; n_n = 1,0$ n_T — см. табл. 7.10; $n_d = 2,0; n_n = 1,0$ |

Примечание: $[\sigma]$ — минимальное значение предела текучести при расчетной температуре; $[\sigma_b]$ — минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) при расчетной температуре; $[\sigma_d]$ — среднее значение предела длительной прочности за 10^5 ч при расчетной температуре; $[\sigma_n]$ — средний 1 %-ный предел ползучести за 10^5 ч при расчетной температуре; n_b, n_T, n_d, n_n — соответствующие коэффициенты запаса.

При расчете сварных соединений в формулы вводят коэффициенты φ (табл. 7.11) при растяжении или $\varphi_{\text{и}}$ (табл. 7.12) при изгибе, учитывающие ослабление сварного соединения по сравнению с основным материалом.

Детали трубопровода, как правило, работают при напряжениях, многократно изменяющихся в процессе эксплуатации (профилактические мероприятия, аварийные ситуации и др.). В связи с этим, если число смен нагружений (число циклов N) с амплитудой напряжений, превышающей 15 % расчетного уровня, удовлетворяет условию $N \leq 1000$, то считают, что трубопровод работает в условиях повторно-статических нагрузок, и выполняют статический расчет деталей по механическим характеристикам, полученным при статических испытаниях. При этом определяют размеры деталей. Если $N > 1000$, нагружение считают циклическим и после выбора размеров деталей рассчитывают их циклическую прочность при переменном нагружении с учетом предела выносливости материала.

Таблица 7.10. Зависимость коэффициента запаса прочности n_T для шпилек от отношения σ_B/σ_T и размера шпильки

| σ_B/σ_T | Значения n_T для шпилек | |
|---------------------|---------------------------|-----------|
| | До М22 | Более М22 |
| Не менее 1,5 | 2,5 | 2,25 |
| Менее 1,5 | 3,0 | 2,5 |

Таблица 7.11. Коэффициент φ

| Шов | Сталь | Значение φ |
|------------|--|--------------------|
| Кольцевой | Любая | 1,0 |
| Продольный | Углеродистая, низколегированная марганцовистая, хромомолибденовая, аустенитная | 1,0 |
| | Хромомолибденованадиевая, высокохромистая | 0,8 |

Таблица 7.12. Коэффициент φ_n для кольцевых швов

| Сталь | Значения φ_n для труб | |
|--|-------------------------------|--------------------------|
| | катаных | механически обработанных |
| Хромомолибденованадиевая (при $t > 530^\circ\text{C}$); аустенитная; высокохромистая | 0,6 | 0,7 |
| Хромомолибденованадиевая (при $t < 510^\circ\text{C}$); углеродистая; низколегированная марганцо- вистая и хромомолибденовая | 0,8 | 0,9 |

Основные соотношения. Для изготовления трубопроводов рекомендуется применять бесшовные трубы. В химической и нефтехимической промышленности широко используют котельные трубы, изготавливаемые по следующим техническим условиям: ТУ 14-3-460-75 – на трубы из сталей 20, 15ГС, 15ХМ, 12Х1МФ, 15Х1М1Ф, 12Х2МФСР, 12Х11В2МФ и 12Х18Н12Т; ТУ 14-3-923-75 – на трубы из конструкционной стали.

Расчет размеров трубы при ее работе под действием внутреннего давления p сводится к определению:

- ♦ толщины стенки трубы

$$S_r = K_1(S_p + C), \quad (7.51)$$

где $K_1 = 1/(1 - 0,01\delta_1)$ – коэффициент, зависящий от минусового допуска δ_1 , % (рис. 7.12); S_p – минимальная расчетная толщина стенки (при заданном наружном диаметре D толщина $S_p = 0,5D(\beta_p - 1)/\beta_p$); β_p – коэффициент толстостенности трубы;

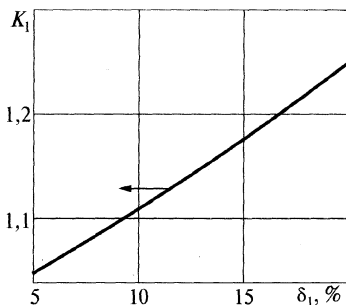
C – конструктивная прибавка;

- ♦ расчетного коэффициента толстостенности трубы

$$\beta_p = \exp\left(\frac{P}{\varphi[\sigma]}\right), \quad (7.52)$$

где P – расчетное давление; φ – коэффициент прочности сварного шва; $[\sigma]$ – определяется по табл. 7.9;

- ♦ наружного диаметра трубы

Рис. 7.12. Зависимость K_1 от δ_1

$$D_T = d + 2S_T, \quad (7.53)$$

где d – внутренний диаметр трубы;

♦ допускаемого давления в трубе

$$[P] = \varphi [\sigma] \ln \frac{D - 2C_2}{d + 2C_1}. \quad (7.54)$$

Значения толщины стенки S_T и диаметра D_T трубы, вычисленные по (7.51) и (7.53), округляют до ближайших значений S и D , имеющихся в сортаменте поставляемых труб.

Если на трубу, кроме внутреннего давления, действуют температурные нагрузки, то выполняют проверочный расчет напряжений, обусловленных совместным действием внутреннего давления и температуры.

Температурная нагрузка возникает при перепаде температур Δt по толщине стенки. Возможны два варианта:

- 1) наружный обогрев, когда $t_1 < t_2$ и $\Delta t < 0$ (t_1 и t_2 – температуры соответственно внутренней и наружной стенок трубы; $\Delta t = t_1 - t_2$ – температурный перепад по толщине стенки трубы) и наиболее напряженной является внутренняя поверхность трубы. Эквивалентные напряжения на внутренней поверхности трубы, обусловленные действием внутреннего давления и температуры,

$$\sigma_{\vartheta}^B = \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \sqrt{3P^2 + 3Pm_1\Delta t + (m_1\Delta t)^2}, \quad (7.55)$$

где $\beta = D/d$ – коэффициент толстостенности трубы; $m_1 = \frac{\alpha E a_1}{1 - \nu}$; $a_1 = \frac{\beta^2 - 1}{2\beta^2 \ln \beta} - 1$ – пара-

метр (рис. 7.13); ν – коэффициент Пуассона;

- 2) внутренний обогрев, когда $t_1 > t_2$ и $\Delta t > 0$.

При этом в зависимости от конкретных значений p и Δt наиболее напряженными могут оказаться и внутренняя, и наружная поверхности; поэтому проверяют напряжения по (7.55) при Δt

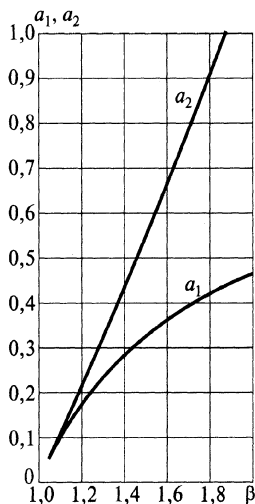


Рис. 7.13. Зависимость параметров a_1, a_2 от коэффициента толстостенности трубы β

> 0 и рассчитывают эквивалентное напряжение на наружной поверхности

$$\sigma_3^H = \frac{1}{\beta^2 - 1} \sqrt{3P^2 + 3Pm_2 \Delta t + (m_2 \Delta t)^2}, \quad (7.56)$$

где $m_2 = \frac{\alpha E a_2}{1 - \nu}$; $a_2 = \frac{\beta^2 - 1}{2 \ln \beta} - 1$ — параметр (см. рис. 7.13).

Эквивалентные напряжения, полученные по (7.55) и (7.56), должны удовлетворять условиям:

$$\sigma_3^B \leq \sigma_T / 1,1; \quad \sigma_3^H \leq \sigma_T / 1,1. \quad (7.57)$$

Если условия (7.57) не выполняются, необходимо уменьшить температурный перепад (например, ввести изоляцию).

Проектируемый трубопровод непрямолинейной конфигурации, предназначенный для работы при повышенной температуре, рассчитывают на самокомпенсацию температурных расширений. При расчете вычисляют расположение опор, нагрузки на них и дополнительные нагрузки в трубопроводе — осевую силу N , изгибающий момент $M_{изг}$ и крутящий момент $M_{кр}$. Определив дополнительные нагрузки, выполняют проверочный расчет трубы на прочность от совместного действия этих нагрузок и внутреннего давления. При этом следует проверить выполнение условия предельного состояния трубы, нагруженной внутренним давлением, осевой силой, изгибающим и крутящим моментами, рассчитанными с учетом допускаемых пластических деформаций:

$$\frac{P}{P^0} + \left(\frac{N}{0,9N^0} + \frac{M_{изг}}{M_{изг}^0} \right)^2 + \left(\frac{M_{кр}}{M_{кр}^0} \right)^2 \leq \frac{1}{n^2}, \quad (7.58)$$

где $P^0 = P_T \xi_p$, $N^0 = 0,25 \pi \sigma_T d^2 (\beta^2 - 1)$, $M_{изг}^0 = M_{изг}^T \xi_{изг} \Phi_{изг}$,

$M_{кр}^0 = M_{кр}^T \xi_{кр}$ — предельные соответственно давление, осевая сила, изгибающий и крутящий моменты при их раздельном действии (когда остальные силовые факторы равны нулю); $n = 1,15$ —

коэффициент запаса прочности; $P_T = \frac{\sigma_T (\beta^2 - 1)}{\beta^2 \sqrt{3}}$ — давление, соот-

ветствующее началу процесса текучести на внутренней поверхно-

сти трубы; ξ_p — коэффициент, зависящий от коэффициента толстостенности трубы (рис. 7.14); $\xi_{изг}$ — коэффициент, зависящий от β и предела текучести материала при расчетной температуре σ'_t (табл. 7.13); ϕ_n — коэффициент прочности кольцевого сварного шва; $M_{изг}^T = \sigma_T W_x$ — изгибающий момент, который вызывает появление на наружной поверхности трубы напряжений, равных

пределу текучести материала; $W_x = \frac{\pi d^3 (\beta^4 - 1)}{32 \beta}$ — осевой момент

сопротивления трубы; $M_{кр}^T = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} 2W_x$ — крутящий момент, вызы-

вающий появление на наружной поверхности трубы напряжений, равных пределу текучести материала; $\xi_{кр}$ — коэффициент, зависящий от β (см. рис. 7.14).

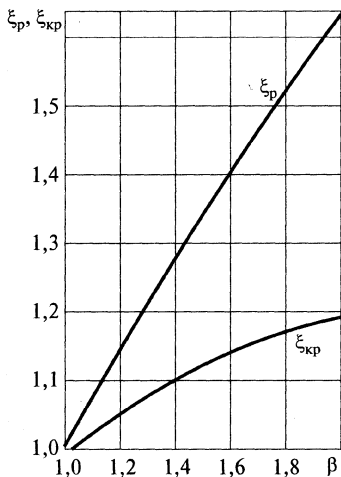


Рис. 7.14. Зависимость ξ_p и $\xi_{кр}$ от коэффициента толстостенности трубы β

Если условие (7.58) не выполняется, необходимо уменьшить дополнительные нагрузки до допустимых, например, изменяя конфигурацию трубопровода, оптимальной расстановкой опор и др.

Расчет криволинейных элементов — колен, двойных колен и отводов связан с определением толщин стенок в ряде сечений по формулам, полученным на основе оценки предельного состояния

криволинейного элемента. Толщина стенки криволинейного элемента (рис. 7.15) на гнutom участке должна быть не менее:

♦ на боковой поверхности

$$S = 0,5(d + 2C_1)(\beta_p - 1) + C; \quad (7.59)$$

♦ на вогнутой поверхности

$$S_1 = 0,5(d + 2C_1)(J_1\beta_p - 1) + C; \quad (7.60)$$

♦ на выпуклой поверхности

$$S_2 = 0,5(d + 2C_1)(J_2\beta_p - 1) + C, \quad (7.61)$$

где β_p – расчетный коэффициент толстостенности элемента, определяемый по (7.52); J_1, J_2 – коэффициенты, характеризующие соответственно необходимое утолщение стенки в сечении толщиной S_1 и допустимое утонение стенки в сечении толщиной S_2 по сравнению с прямой трубой (рис. 7.16); C_1 – прибавка на коррозионный износ внутренней поверхности.

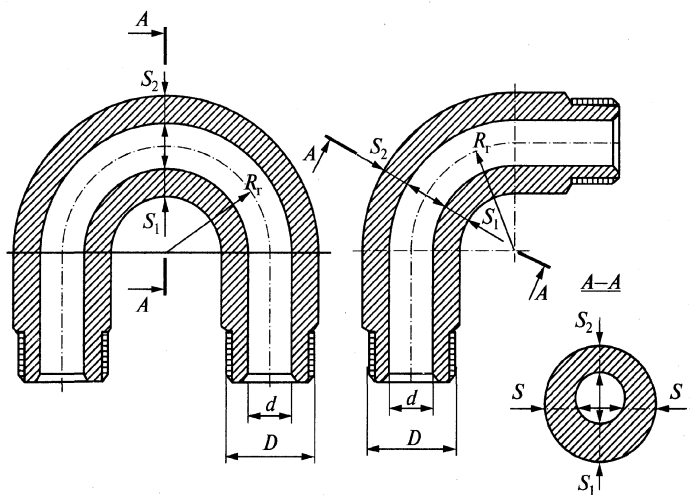


Рис. 7.15. Схема расчета толщины стенки криволинейного элемента

Для обеспечения необходимых размеров криволинейного элемента в местегиба толщина стенки S_3 используемой заготовки должна удовлетворять условию

$$S_3 \geq \max \left\{ 0,5d(J_1\beta_p - 1) \frac{8\alpha_r - 1}{8\alpha_r + 1}; S \right\}, \quad (7.62)$$

где $\alpha_r = R_r / D$ — относительный радиус кривизны элемента; R_r — радиусгиба элемента по нейтральной оси (см. рис. 7.15); $D = d + + 2S$ — наружный диаметр прямолинейного участка колена. При этом наружный диаметр заготовки $D_3 = d + 2S_3$.

Допускаемое рабочее давление для готовой детали рассчитывают, как для прямой трубы, по (7.54).

Таблица 7.13. Коэффициент $\xi_{изг}$

| σ'_T , МПа | Значения β | | | | | | | | | |
|----------------------|------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 2,0 |
| 200 | 1,30 | 1,35 | 1,39 | 1,42 | 1,45 | 1,47 | 1,49 | 1,51 | 1,52 | 1,53 |
| 300 | 1,28 | 1,33 | 1,36 | 1,39 | 1,42 | 1,44 | 1,45 | 1,47 | 1,48 | 1,49 |
| 400 | 1,27 | 1,31 | 1,34 | 1,37 | 1,39 | 1,41 | 1,42 | 1,43 | 1,45 | 1,46 |
| 500 | 1,25 | 1,29 | 1,32 | 1,35 | 1,37 | 1,38 | 1,39 | 1,40 | 1,41 | 1,42 |
| 600 | 1,24 | 1,27 | 1,30 | 1,33 | 1,35 | 1,36 | 1,37 | 1,38 | 1,39 | 1,39 |
| 700 | 1,22 | 1,25 | 1,29 | 1,31 | 1,33 | 1,33 | 1,34 | 1,35 | 1,35 | 1,35 |
| 800 | 1,21 | 1,24 | 1,27 | 1,29 | 1,31 | 1,32 | 1,33 | 1,33 | 1,33 | 1,34 |
| 900 | 1,20 | 1,23 | 1,26 | 1,27 | 1,27 | 1,29 | 1,29 | 1,30 | 1,30 | 1,30 |
| 1000 | 1,19 | 1,22 | 1,24 | 1,25 | 1,26 | 1,27 | 1,27 | 1,27 | 1,28 | 1,28 |

Расчет конических переходов. Толщины S_1 и S_2 стенок перехода (рис. 7.17) должны быть не менее толщин стенок прямых труб и их значения рассчитываются по формулам:

$$S_1 = 0,5(d_1 + 2C_1)(\beta_{pk} - 1) + C; \quad (7.63)$$

$$S_2 = 0,5(d_2 + 2C_1)(\beta_{pk} - 1) + C, \quad (7.64)$$

где d_1 , d_2 — внутренние диаметры соответственно большого и малого цилиндров; $\beta_{pk} = \exp[p / (\phi[\sigma]\cos\alpha_k)]$ — расчетный коэффициент толстостенности перехода; α_k — угол между осью и образующей конуса (рекомендуется принимать $\alpha_k \leq 45^\circ$).

Допускаемое рабочее давление в готовой детали

$$[p] = \phi[\sigma] \ln \frac{D_1}{d_1 + 2C_1}, \quad (7.65)$$

где $D_1 = d_1 + 2S_1$.

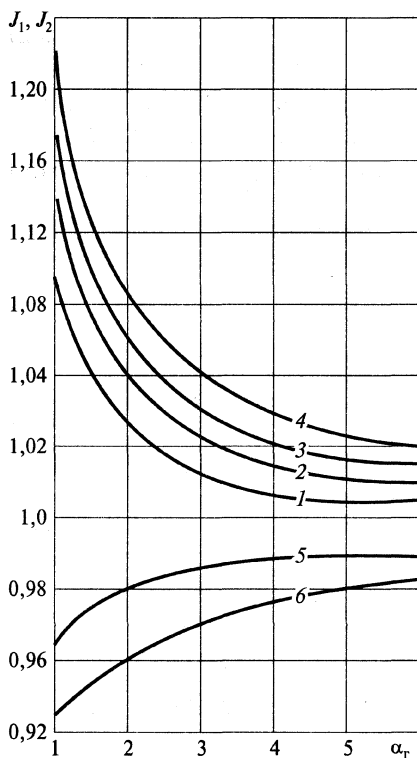


Рис. 7.16. Зависимость коэффициентов J_1 (кривые 1–4) и J_2 (кривые 5, 6) от α_T для различных β_p :

- 1 – при $1,10 \leq \beta_p \leq 1,20$;
- 2 – при $1,2 \leq \beta_p \leq 1,35$;
- 3 – при $1,35 \leq \beta_p \leq 1,55$;
- 4 – при $1,55 \leq \beta_p \leq 2,0$;
- 5 – при $1,10 \leq \beta_p \leq 1,55$;
- 6 – при $1,55 \leq \beta_p \leq 2,0$

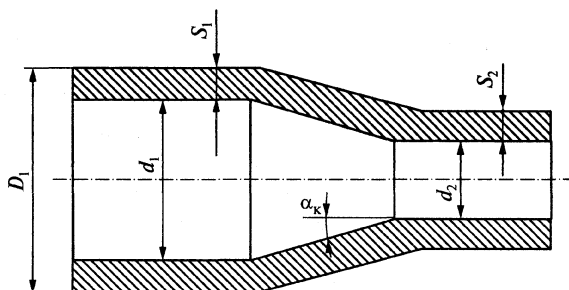


Рис. 7.17. Конический переход

Пример 7.1. Подобрать линзовый компенсатор для технологического трубопровода и определить напряжения в нем.

Исходные данные. Трубопровод выполнен из труб диаметром $159 \times 4,5$ мм, по которому движется поток, имеющий температуру $t =$

$= 170^\circ\text{C}$ и давление $p = 0,5$ МПа. Материал труб – углеродистая сталь; расстояние между неподвижными опорами $l = 10$ м; расчетная температура воздуха $t_b = -20^\circ\text{C}$; модуль упругости материала труб при расчетной температуре $E'_t = 1,9 \cdot 10^5$ МПа; допускаемое напряжение $[\sigma] = 140$ МПа; коэффициент линейного расширения $\alpha = 0,11 \cdot 10^{-4} 1/^\circ\text{C}$; коррозионная прибавка $C = 0,001$ м.

Компенсатор выполнен из углеродистой стали на $p_y = 0,6$ МПа и $D_y = 150$ мм, имеющий технические характеристики [7.1]: $D = 0,36$ м; $D_b = 0,159$ м; $S = 0,0035$ м; $q = 0,1$ м; $l_{от} = 0,012$ м; $\Delta_{\pi} = 0,0095$ м; $P_k = 0,0154$ МН; $P_p = 0,0167$ м.

Предварительно вычислив $\beta = \frac{D_b}{D} = \frac{0,159}{0,36} = 0,442$, находим ко-

эффициенты:

$$K = \sqrt{\frac{(1-\beta)(1-\beta^2)}{8\beta^2(3+\beta)}} = \sqrt{\frac{(1-0,442)(1-0,442^2)}{8 \cdot 0,442^2(3+0,442)}} = 0,289;$$

$$K_1 = \frac{\pi}{12} \frac{(1-\beta)(1+2\beta)}{\beta^2} = \frac{\pi}{12} \frac{(1-0,442)(1+2 \cdot 0,442)}{0,442^2} = 1,411;$$

$$K_2 = \frac{6,9}{1-\beta} \left(\frac{1-\beta^2}{\beta^2} - \frac{4\ln^2\beta}{1-\beta^2} \right) = \frac{6,9}{1-0,442} \left(\frac{1-0,442^2}{0,442^2} - \frac{4\ln^2 0,442}{1-0,442^2} \right) = 9,982.$$

Номинальная расчетная толщина стенки линзы определяется по (7.37):

$$S = 0,895 K D_b \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}} = 0,895 \cdot 0,289 \cdot 0,159 \sqrt{\frac{0,5}{140}} = 0,00246 \text{ м.}$$

Принимаем $S = 0,0035$ м с учетом прибавок на коррозию и округления размера.

Реакцию компенсатора находим по (7.38):

$$P_k = 4,9 \frac{[\sigma] S^2}{1-\beta} = 4,9 \frac{140 \cdot 0,0035^2}{1-0,442} = 0,01505 \text{ МН,}$$

а распор от давления среды в линзах – по (7.39):

$$P_p = 0,8 K_1 P D_b^2 = 0,8 \cdot 1,411 \cdot 0,5 \cdot 0,159^2 = 0,01427 \text{ МН.}$$

Далее определяем:

- ♦ деформацию одной линзы по (7.40):

$$\Delta_{\text{л}} = 0,075 K_2 \frac{[\sigma] D_{\text{в}}^2}{E S} = 0,075 \cdot 9,982 \frac{140 \cdot 0,159^2}{1,9 \cdot 10^5 \cdot 0,0035} = 0,00398 \text{ м};$$

- ♦ деформацию трубы от действия реакции компенсатора

$$\Delta_{P_{\text{к}}} = \frac{P_{\text{к}} l}{E_{\text{т}} F_{\text{т}}} = \frac{0,01505 \cdot 10}{1,9 \cdot 10^5 \cdot 2,184 \cdot 10^{-3}} = 3,627 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

- ♦ деформацию трубы от действия распорной силы компенсатора

$$\Delta_{P_{\text{р}}} = \frac{P_{\text{р}} l}{E_{\text{т}} F_{\text{т}}} = \frac{0,01427 \cdot 10}{1,9 \cdot 10^5 \cdot 2,184 \cdot 10^{-3}} = 3,439 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

- ♦ температурную деформацию трубы по (7.21) $\Delta_{\text{т}} = 0,01045 \text{ м}$.

Поскольку температура трубы выше температуры окружающей среды,

$$\Delta_{\text{к}} = \Delta_{\text{т}} - \Delta_{P_{\text{к}}} + \Delta_{P_{\text{р}}} = 0,01045 - 0,0003627 + 0,0003439 = 0,01043 \text{ м}.$$

Найдем расчетное число линз:

- ♦ в отсутствие предварительного сжатия компенсатора

$$z = \frac{\Delta_{\text{к}}}{\Delta_{\text{л}}} = \frac{0,01043}{0,00398} = 2,618,$$

т.е. для установки необходимо использовать три линзы;

- ♦ при условии предварительного сжатия компенсатора

$$z = \frac{\Delta_{\text{к}}}{2 \Delta_{\text{л}}} = \frac{0,01043}{2 \cdot 0,00398} = 1,309,$$

т.е. для установки необходимо использовать две линзы.

Среднее окружное напряжение от внутреннего давления вычислим по (7.41):

$$\sigma_{\varphi} = \frac{P(D_{\text{в}} + H)}{(S - C) \left(1,14 + \frac{4H}{q} \right)} = \frac{0,5(0,159 + 0,1)}{(0,0035 - 0,001) \left(1,14 + \frac{4 \cdot 0,1}{0,1} \right)} = 10,058 \text{ МПа},$$

$$\text{где } H = \frac{D - D_{\text{в}}}{2} = \frac{0,36 - 0,159}{2} = 0,1 \text{ м}.$$

Определим напряжения:

- ♦ средние осевые от внутреннего давления по (7.43):

$$\sigma_{\text{уп}} = \frac{PH}{2(S-C)} = \frac{0,5 \cdot 0,1}{2(0,0035 - 0,001)} = 10,05 \text{ МПа};$$

- ♦ изгиба от внутреннего давления по (7.44):

$$\sigma_{\text{бп}} = \frac{PH^2 C_p}{2(S-C)^2} = \frac{0,5 \cdot 0,1^2 \cdot 0,43}{2(0,0035 - 0,001)^2} = 173,724 \text{ МПа};$$

- ♦ от деформации растяжения–сжатия по (7.45):

$$\sigma_d = \frac{ES\Delta_{\text{пр}}}{H^2} \left[\frac{S}{2zHC_f} + \frac{5}{3C_d} \right] = \frac{19 \cdot 10^5 \cdot 0,0035 \cdot 0,01}{0,1^2} \times \\ \times \left(\frac{0,0035}{2 \cdot 3 \cdot 0,1 \cdot 0,8} + \frac{5}{3 \cdot 1,3} \right) = 856 \text{ МПа}.$$

Здесь $C_p = 0,43$, $C_f = 0,8$, $C_d = 1,3$ – коэффициенты, определяемые по графикам на рис. 7.8–7.10 в зависимости от безразмерных параметров:

$$\alpha = \frac{q}{2H} = \frac{0,1}{2 \cdot 0,1} = 0,5 \text{ и } \beta = \frac{q}{2,2\sqrt{D_p S}} = \frac{0,1}{2,2\sqrt{0,2595 \cdot 0,0035}} = 1,508.$$

Проверим выполнение условий статической прочности линзового компенсатора по критериям:

$$\sigma_{\text{ф}} \leq [\sigma] \quad (10,058 \leq 140);$$

$$\sigma_{\text{уп}} \leq [\sigma] \quad (10,05 \leq 140);$$

$$\sigma_{\text{уп}} + \sigma_{\text{бп}} \leq 2,5[\sigma] \quad (10,05 + 173,724 \leq 2,5 \cdot 140).$$

Следовательно, условия выполняются.

Так как длина цилиндрической краевой зоны гибкого элемента

$$\sqrt{(S-C)D_b} = \sqrt{(0,0035 - 0,001) \cdot 0,159} = 0,0199 \text{ м},$$

а отбортовка имеет длину $l_{\text{от}} = 0,012 \text{ м}$, выполняется условие $l_{\text{от}} < \sqrt{(S-C)D}$. Поэтому напряжение в цилиндрической краевой зоне гибкого элемента должно отвечать условию

$$\frac{PD}{2(S-C)} \left[\frac{l_{от}}{1,5 \sqrt{(S-C)D_b}} \right] = \frac{0,5 \cdot 0,159}{2(0,0035 - 0,001)} \times$$

$$\times \left[\frac{0,012}{1,5 \sqrt{(0,0035 - 0,001) \cdot 0,159}} \right] = 6,38 \text{ МПа} \leq [\sigma].$$

Таким образом, условие прочности в краевой зоне выполняется.

Пример 7.2. Для условий примера 7.1 подобрать сильфонный компенсатор.

Поскольку трубопровод испытывает преимущественно осевые деформации, выбираем для установки сильфонный компенсатор типа КО-1 на $D_y = 150$ мм и $P_y = 1,0$ МПа, имеющий следующие технические характеристики [7.3]: $F_{эфф} = 310 \text{ см}^2$; $n = 3$; $\Delta = 21$ мм; $C_Q = 800 \text{ Н/мм}$ – жесткость компенсатора.

Пример 7.3. Определить основные размеры сальникового компенсатора с мягкой набивкой и расчетную силу прижатия набивки для трубопровода, работающего в условиях примера 7.1.

Из примера 7.1 имеем: $D_c = D_b = 0,159$ м; $P = 0,5$ МПа.

Расчетную толщину набивки сальника определим по (7.48):

$$S_c = 1,4 \sqrt{D_c} = 1,4 \sqrt{159} = 17,7 \text{ мм}$$

и примем $S_c = 25$ мм (максимальный рекомендуемый размер).

Высоту набивки найдем по табл. 7.7

$$h = 3 S_c = 3 \cdot 25 = 75 \text{ мм}$$

и рассчитаем высоту нажимной втулки

$$h_1 = 0,75 h = 0,75 \cdot 75 = 56,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $h_1 = 60$ мм.

Удельная нагрузка нажимной втулки на набивку $q = 1,8$ МПа находится по табл. 7.8.

Расчетная сила прижатия набивки при этом составит

$$P_c = \pi(D_c + S_c) S_c q = \pi(0,159 + 0,025) 0,025 \cdot 1,8 = 0,026 \text{ МН.}$$

Пример 7.4. Определить расстояние между опорами для технологического трубопровода, параметры которого приведены в примере 7.1.

Исходные данные. Принимаем, что уклон трубопровода в пределах рассматриваемого участка составляет $i = 0,002$; продольное напряжение от внутреннего давления среды $\sigma_{yp} = 4,05$ МПа; удельная нагрузка на единицу длины трубопровода, учитывающая вес продукта, самой трубы и теплоизоляции $g = 385,8$ Н/м.

Протяженность среднего пролета определим как наименьшее из вычисленных по (7.32), (7.33):

$$l_{cp} = (D_a - S) \sqrt{\frac{3,75 \pi S \Phi_{bw} (1,1 [\sigma] - \sigma_{yp})}{g}} =$$

$$= (0,159 - 0,0045) \sqrt{\frac{3,75 \cdot \pi \cdot 0,0045 \cdot 1 (1,1 \cdot 140 - 4,06)}{385,8 \cdot 10^{-6}}} = 22,2 \text{ м};$$

$$l_{cp} = \sqrt[3]{\frac{12 EJi}{gy(1-y)(1-2y)}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 1,9 \cdot 10^5 \cdot 6,52 \cdot 10^{-6} \cdot 0,002}{385,6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,357 (1 - 0,357) (1 - 2 \cdot 0,357)}} =$$

$$= 10,6 \text{ м} - \text{принятое значение.}$$

Здесь $J = 6,52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ — момент инерции поперечного сечения трубы; y — безразмерный параметр, определяемый из (7.34):

$$\frac{y(3y-1)}{2} - \frac{0,02 D_a (1-2y)}{i} \sqrt[3]{\frac{gy(1-y)(1-2y)}{12 EJi}} = 0$$

при соответствующих значениях переменных и равный $y = 0,357$.

Продолжительность крайнего пролета составляет 80 % среднего и равна 8 м.

Пример 7.5. Рассчитать элементы трубопровода для отвода жидкой этан-этиленовой фракции от куба колонны.

Исходные данные. Рабочее давление 3,5 МПа; температура среды 2 °С; диаметр штуцера колонны, к которому присоединяется трубопровод, $D_y = 200$.

В соответствии с ГОСТ 12.1.004–85 по пожароопасности продукт относится к сжиженным горючим газам. По классификации СНиП 527–80, трубопровод, предназначенный для транспортирования данного продукта, относится к I категории, группе Б (см. табл. 7.1).

В качестве конструкционного материала принята сталь 08X18H10T по ГОСТ 5632–72. Таким образом, трубопровод должен быть выполнен из бесшовных труб по ГОСТ 9940–81, обозначаемых

$$\text{Труба} \frac{219 \times 10 \text{ ГОСТ } 9940-81}{08X18H10T \text{ ГОСТ } 5632-72}.$$

За расчетную примем температуру 20 °С.

Расчетное давление примем равным рабочему давлению $P = 3,2$ МПа.

Выбор допускаемого напряжения производится по (7.4):

$$[\sigma] = [\sigma^{20}] A_t = 168 \cdot 1 = 168 \text{ МПа},$$

где параметр $[\sigma^{20}] = 168$ МПа принят для выбранной марки стали по ГОСТ 14249–89; температурный коэффициент $A_t = 1$ принят по табл. 7.4.

Коэффициент прочности сварного шва для бесшовных элементов трубопровода принимаем $\phi = 1,0$.

Расчетную толщину стенки прямой трубы определяем по (7.5)

$$S_R = \frac{P D_a}{2 \phi [\sigma] + P} = \frac{3,2 \cdot 0,219}{2 \cdot 1 \cdot 168 + 3,2} = 2,066 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

где $D_a = 219$ м – наружный диаметр трубы [7.4].

Номинальная толщина стенки с учетом прибавки на коррозию и износ составит

$$S \geq S_R + C = 0,002066 + 0,0035 = 0,005566 \text{ м}.$$

Окончательно в качестве исполнительной примем толщину стенки $S = 0,01$ м.

Расчетное напряжение от внутреннего давления, приведенное к нормальной температуре, вычислим по (7.6):

$$\sigma = \frac{P [D_a - (S - C)]}{2 A_t \phi (S - C)} = \frac{3,2 [0,219 - (0,01 - 0,0035)]}{2 \cdot 1 \cdot 1 (0,01 - 0,0035)} = 52,308 \text{ МПа},$$

а допустимое внутреннее давление – по (7.7):

$$[P] = \frac{2 [\sigma^{20}] A_t \phi (S - C)}{D_a - (S - C)} = \frac{2 \cdot 168 \cdot 1 \cdot 1 (0,01 - 0,0035)}{0,219 - (0,01 - 0,0035)} = 10,278 \text{ МПа}.$$

Расчетную толщину стенки бесшовного отвода, имеющего радиус изгиба $R = 0,4$ м, определим по (7.8):

$$S_{R2} = k_2 S_R = 1,048 \cdot 2,066 \cdot 10^{-3} = 2,165 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

где коэффициент $k_2 = 1,048$ (см. табл. 7.5).

Расчетную толщину стенки отвода найдем по (7.5), т.е. $S_{R1} = S_R$.

Если трубопровод имеет конический переход, например с $D_y = 200$ мм на $D_a = 150$ ($d_a = 0,159$ м), то расчетная толщина стенки перехода, определенная по (7.16), составит

$$S_{R6} = \frac{P D_a}{2 \varphi A_t [\sigma^{20}] \cos \alpha + P} = \frac{3,2 \cdot 0,219}{2 \cdot 1 \cdot 1,168 \cdot \cos 17^\circ + 3,2} = 2,156 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

где угол образующей конуса вычисляется по (7.17) при длине конической части $L = 0,1$ м:

$$\alpha = \arctg \frac{D_a - d_a}{2 L} = \arctg \frac{0,219 - 0,159}{2 \cdot 0,1} = 16,699^\circ \approx 17^\circ.$$

Таким образом, исполнительная толщина стенки перехода может быть принята равной толщине стенки основной трубы, т.е. 0,01 м.

Условия применимости формулы (7.16)

$$15^\circ < \alpha \leq 45^\circ \text{ и } 0,003 \leq \frac{S_{R6}}{D_a - 2S} = \frac{2,156 \cdot 10^{-3}}{0,219 - 2 \cdot 0,01} = 0,011 \leq 0,15$$

выполняются.

Пример 7.6. Рассчитать на прочность корпус трубчатого реактора.

Исходные данные. Расчетное внутреннее избыточное давление $P = 140$ МПа; расчетная температура стенки 100°C ; наружный диаметр $D = 0,0485$ м; предел прочности материала корпуса (сталь 12Х13-Ш) $\sigma_b^{20} = 690$ МПа при температуре 20°C , $\sigma_r^b = 690$ МПа при температуре 100°C ; предел текучести материала корпуса $\sigma_t^{20} = 460$ МПа при температуре 20°C , $\sigma_t^r = 460$ МПа при температуре 100°C ; коэффициент запаса прочности по пределу прочности $n_b = 2,6$, по пределу текучести $n_t = 1,5$ (см. табл. 7.9); прибавка на коррозионный износ за расчетный срок службы 20 лет: внутренней поверхности $C_1 = 0,0002$ м, наружной поверхности $C_2 = 0,001$ м; технологическая прибавка, компенсирующая допуск на толщину стенки, $C_3 = 0,001$ м; технологическая прибавка, компенсирующая допуск на наружный диаметр, $C_4 = 0,0004$ м; коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$ (сварные швы отсутствуют).

Определив предварительно

$$K_1 = \frac{1}{1 - 0,01 \delta_1} = \frac{1}{1 - 0,01 \cdot 7,58} = 1,08 - \text{коэффициент, зависящий}$$

от минусового допуска $\delta_1 = 7,58\%$ на изготовление по толщине стенки;

$$[\sigma]^T = \min \left\{ \frac{\sigma_B^T}{n_B}, \frac{\sigma_T^T}{n_T} \right\} = \min \left\{ \frac{690}{2,6}; \frac{460}{1,5} \right\} = 265,5 \text{ МПа};$$

$$\beta_p = \exp \frac{P}{\varphi [\sigma]^T} = \exp \frac{140}{1 \cdot 265,5} = 1,69;$$

$$S_p = \frac{0,5(D + C_4)(\beta_p - 1)}{\beta_p} = \frac{0,5(0,0485 + 0,00004)(1,69 - 1)}{1,69} = 0,00998 \text{ м} -$$

минимальную расчетную толщину стенки при заданном наружном диаметре и приняв суммарную конструктивную прибавку (без учета C_4) $C = 0,0022$ м, найдем толщину стенки корпуса по (7.51):

$$S_T = K_1(S_p + C) = 1,08(0,00998 + 0,0022) = 0,01315 \text{ м}$$

и внутренний диаметр корпуса

$$d = D - 2 S_T = 0,0485 - 2 \cdot 0,01315 = 0,0222 \text{ м}.$$

Примем $S_T = 0,0132$ м, $d = 0,0221$ м.

Осуществим проверку прочности корпуса, нагруженного внутренним избыточным давлением:

♦ условие прочности

$$P \leq [P],$$

где допускаемое давление находим по (7.54):

$$[P] = \varphi [\sigma]^T \ln \frac{D - 2 C_2 - C_4}{d + 2 C_1 + 2 C_3} = 1 \cdot 265,5 \ln \frac{0,0485 - 2 \cdot 0,001 - 0,0004}{0,0221 + 2 \cdot 0,0002 + 2 \cdot 0,001} = 168 \text{ МПа} > 140 \text{ МПа},$$

т.е. условие прочности выполняется;

♦ допускаемое давление для стенки корпуса по внутреннему диаметру резьбы $D_K = 0,04752$ м

$$[P] = \varphi[\sigma]^T \ln \frac{D_k}{d + 2C_1 + 2C_3} = 1 \cdot 265,5 \ln \frac{0,04752}{0,0221 + 2 \cdot 0,0002 + 2 \cdot 0,001} = 175,9 \text{ МПа} > 140 \text{ МПа},$$

т.е. условие прочности выполняется.

Осуществим проверку прочности корпуса в условиях гидравлического испытания.

Условие прочности имеет вид

$$P_{\text{пр}} \leq [P]_{\text{пр}},$$

где $P_{\text{пр}} = 1,25 P \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]^T} = 1,25 \cdot 140 \frac{265,5}{265,5} = 175 \text{ МПа}$ – давление гид-

равлического испытания; $[\sigma]_{20}$, $[\sigma]^T$ – допускаемое напряжение материала корпуса соответственно при температуре 20 °С и при рабочей температуре;

$$[P]_{\text{пр}} = \varphi[\sigma]_{\text{пр}} \ln \frac{D - 2C_2 - C_4}{d + 2C_1 + 2C_3} = 1 \cdot 418 \ln \frac{0,0485 - 2 \cdot 0,001 - 0,0004}{0,0221 + 2 \cdot 0,0002 + 2 \cdot 0,001} = 264 \text{ МПа} -$$

допускаемое давление при гидравлическом испытании;

$$[\sigma]_{\text{пр}} = \sigma_T^{20} / 1,1 = 460 / 1,1 = 418 \text{ МПа}.$$

Таким образом,

$$175 \text{ МПа} \leq 264 \text{ МПа},$$

т.е. условие прочности при гидравлическом испытании выполняется.

Осуществим проверку прочности корпуса от совместного действия внутреннего давления и температуры в рабочих условиях при внутреннем обогреве.

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}}^B \leq 0,9 \sigma_T^T, \quad \sigma_{\text{экв}}^H \leq 0,9 \sigma_T^T.$$

Эквивалентное напряжение на внутренней поверхности корпуса определим по (7.55):

$$\sigma_{\text{экв}}^B = \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \sqrt{3 P^2 + 3 P m_1 \Delta t + (m_1 \Delta t)^2} =$$

$$= \frac{2,19^2}{2,19^2 - 1} \sqrt{3 \cdot 140^2 + 3 \cdot 140 \cdot (-1,54) \cdot 53 + [(-1,54) \cdot 53]^2} = 223 \text{ МПа},$$

где для данного примера

$$\beta = \frac{D}{d} = \frac{0,0485}{0,0221} = 2,19;$$

$$m_1 = \frac{\alpha E a_1}{1 - \nu} = \frac{10,2 \cdot 10^{-6} \cdot 2,12 \cdot 10^5 \cdot (-0,50)}{1 - 0,3} = -1,54,$$

$$\alpha = 10,2 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}; E = 2,12 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \nu = 0,3;$$

$$a_1 = \frac{\beta^2 - 1}{2\beta^2 \ln \beta} - 1 = \frac{2,19^2 - 1}{2 \cdot 2,19^2 \ln 2,19} - 1 = -0,5;$$

$$\Delta t = t_1 - t_2 = 93 - 40 = 53 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

$$\text{Так как } 0,9 \sigma_T^T = 0,9 \cdot 460 = 414 \text{ МПа},$$

то

$$223 \text{ МПа} \leq 414 \text{ МПа},$$

т.е. условие прочности выполняется.

Эквивалентное напряжение на наружной поверхности корпуса определим по (7.56):

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экв}}^H &= \frac{1}{\beta^2 - 1} \sqrt{3 P^2 + 3 P m_2 \Delta t + (m_2 \Delta t)^2} = \\ &= \frac{1}{2,19^2 - 1} \sqrt{3 \cdot 140^2 + 3 \cdot 140 \cdot 4,39 \cdot 53 + (4,49 \cdot 53)^2} = 121 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\text{где } m_2 = \frac{\alpha E a_2}{1 - \nu} = \frac{10,2 \cdot 10^{-6} \cdot 2,12 \cdot 10^5 \cdot 1,42}{1 - 0,3} = 4,39;$$

$$a_2 = \frac{\beta^2 - 1}{2 \ln \beta} - 1 = \frac{2,19^2 - 1}{2 \ln 2,19} - 1 = 1,42.$$

Так как

$$121 \text{ МПа} \leq 414 \text{ МПа},$$

условие прочности выполняется.

Осуществим проверку прочности корпуса от внутреннего давления и дополнительных нагрузок, возникающих при самокомпенсации температурных расширений.

Условие прочности (7.58) имеет вид:

$$\left(\frac{P}{P^0}\right) + \left(\frac{N}{0,9 N^0} + \frac{M_{\text{изг}}}{M_{\text{изг}}^0}\right)^2 + \left(\frac{M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}}^0}\right)^2 \leq \frac{1}{n^2}.$$

Последовательно определим:

$$P_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau}(\beta^2 - 1)}{\beta^2 \sqrt{3}} = \frac{460(2,19^2 - 1)}{2,19^2 \sqrt{3}} = 210 \text{ МПа};$$

$$\xi_p = 1,64 \text{ из рис. 7.14};$$

$$P^0 = P_{\tau} \xi_p = 210 \cdot 1,64 = 344 \text{ МПа};$$

$N = 2000 \text{ Н}$ – внешнее осевое усилие, действующее на корпус;

$$N^0 = 0,25 \pi \sigma_{\tau} d^2 (\beta^2 - 1) = 0,25 \cdot \pi \cdot 460 \cdot 0,0221^2 (2,19^2 - 1) = 0,67 \text{ МН};$$

$M_{\text{изг}} = 0$; $M_{\text{кр}} = 0$; тогда

$$\begin{aligned} \left(\frac{P}{P^0}\right) + \left(\frac{N}{0,9 N^0} + \frac{M_{\text{изг}}}{M_{\text{изг}}^0}\right)^2 + \left(\frac{M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}}^0}\right)^2 &= \frac{115}{344} + \left(\frac{2000}{0,9 \cdot 670000}\right)^2 = \\ &= 0,33 \leq \frac{1}{n^2} = \frac{1}{1,15^2} = 0,76, \end{aligned}$$

т.е. условие прочности при коэффициенте запаса прочности $n = 1,15$ выполняется.

Пример 7.7. Выполнить расчет на прочность колена корпуса реактора. Исходные данные для расчета приведены в примере 7.6. Прибавка, компенсирующая технологические (при гибке) особенности изготовления, $C_4 = 0,0019 \text{ м}$.

Последовательно определяем:

- ♦ толщину стенки колена на гнущем участке на боковой поверхности по (7.59):

$$\begin{aligned} S &\geq 0,5(d + 2 C_1) (\beta_p - 1) + C = 0,5(0,00221 + 2 \cdot 0,0002) (1,69 - 1) + \\ &+ 0,0041 = 0,0119 \text{ м}, \end{aligned}$$

где $C = 0,0022 + 0,0019 = 0,0041$ м учитывает C_4 . Принимаем $S = 0,0132$ м;

- ♦ толщину стенки колена на гнутом участке на вогнутой поверхности по (7.60):

$$S_1 \geq 0,5(d + 2C_1)(J_1\beta_p - 1) + C = 0,5(0,0221 + 2 \cdot 0,0002) \times \\ \times (1,019 \cdot 1,69 - 1) + 0,0041 = 0,0122 \text{ м,}$$

где $J_1 = 1,019$ по рис. 7.16 при $\alpha_r = R_r / D = 0,2235 / 0,0485 = 4,6$ и $1,35 \leq \beta_p = 1,54 \leq 1,55$; $R_r = 0,2235$ м; $D = d + 2S = 0,0221 + 2 \cdot 0,0132 = 0,0485$ м;

принимаем $S = 0,0132$ м;

- ♦ толщину стенки колена на гнутом участке на выпуклой поверхности по (7.61):

$$S_2 \geq 0,5(d + 2C_1)(J_2\beta_p - 1) + C = 0,5(0,0221 + 2 \cdot 0,0002) \times \\ \times (0,99 \cdot 1,69 - 1) + 0,0041 = 0,0117 \text{ м,}$$

где $J_2 = 0,99$ по рис. 7.16 при тех же значениях α_r и β_p .

Принимаем $S = 0,0132$.

7.4. Задачи для самостоятельной работы

Необходимые данные к задачам приведены в табл. 7.14–7.17.

Задачи 7.1–7.6. Определить напряжение от внутреннего давления, приведенное к нормальной температуре, в стенке трубопровода.

Задачи 7.7–7.12. Рассчитать допустимое внутреннее давление для прямолинейного участка трубопровода.

Задача 7.13. Определить напряжение от внутреннего давления в стенке гнутого отвода для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12, изготовленного методом свободной гибки.

Задача 7.14. Определить толщину стенки секторного отвода для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12.

Т а б л и ц а 7.14. Исходные данные к задачам 7.1–7.12

| № зада- чи | Продукт | $P_{\text{раб}},$ МПа | $t_{\text{раб}},$ °С | $D_y,$ мм | $l,$ м |
|---------------|--------------------------|--------------------------|----------------------|-----------|--------|
| 7.1 | Четыреххлористый углерод | 0,35 | 100 | 150 | 20 |
| 7.2 | Этилацетат | 0,48 | 90 | 250 | 20 |
| 7.3 | Бензол | 0,56 | 100 | 150 | 25 |
| 7.4 | Керосин | 0,61 | 108 | 250 | 10 |
| 7.5 | Бутиловый спирт | 0,50 | 120 | 250 | 15 |
| 7.6 | Толуол | 0,40 | 115 | 150 | 15 |
| 7.7 | Хлорбензол | 0,25 | 140 | 200 | 25 |
| 7.8 | Уксусная кислота | 0,32 | 120 | 150 | 25 |
| 7.9 | Серная кислота | 0,36 | 110 | 150 | 30 |
| 7.10 | Анилин | 0,40 | 110 | 250 | 25 |
| 7.11 | Изобутиловый спирт | 0,55 | 85 | 150 | 25 |
| 7.12 | Метилловый спирт | 0,48 | 120 | 150 | 15 |

П р и м е ч а н и е. l — расстояние между неподвижными опорами трубопровода.

Задача 7.15. Рассчитать допустимое внутреннее давление для штамповарных отводов для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12.

Задача 7.16. Найти расчетную толщину стенки конических переходов, штампованных из труб, для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12.

Задача 7.17. Подобрать линзовый компенсатор для технологического трубопровода для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12.

Задача 7.18. Рассчитать напряжения и проверить условия статической прочности линзового компенсатора для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12.

Задача 7.19. Проверить условие прочности в цилиндрической краевой зоне гибкого элемента линзового компенсатора для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12.

Задача 7.20. Подобрать сильфонный компенсатор осевого типа и проверить условия его статической прочности для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12.

Задача 7.21. Проверить условие прочности в цилиндрической краевой зоне гибкого элемента сильфона для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12.

Задача 7.22. Определить расстояние между опорами для трубопроводов по условиям задач 7.1–7.12.

Задачи 7.23–7.37. Проверить прочность технологического трубопровода высокого давления в рабочих условиях и при гидроиспытании.

Т а б л и ц а 7.15. Техническая характеристика линз для компенсаторов

| P_y , МПа | D_y | D_a | D , м | S , м | q , м | Δ_d , м | P_k , МН | P_p , МН |
|-------------|-------|-------|---------|---------|---------|----------------|------------|------------|
| 0,25 | 150 | 0,159 | 0,52 | 0,0025 | 0,14 | 0,016 | 0,0086 | 0,0075 |
| 0,4 | 150 | 0,159 | 0,36 | 0,0035 | 0,10 | 0,016 | 0,0082 | 0,0116 |
| 0,6 | 150 | 0,159 | 0,36 | 0,0035 | 0,10 | 0,0095 | 0,0154 | 0,0167 |
| 0,25 | 200 | 0,219 | 0,58 | 0,0025 | 0,14 | 0,014 | 0,010 | 0,0095 |
| 0,4 | 200 | 0,219 | 0,42 | 0,0035 | 0,10 | 0,015 | 0,0095 | 0,0149 |
| 0,6 | 200 | 0,219 | 0,42 | 0,0035 | 0,10 | 0,009 | 0,0178 | 0,0214 |
| 0,25 | 250 | 0,273 | 0,480 | 0,0025 | 0,14 | 0,014 | 0,0111 | 0,0118 |
| 0,4 | 250 | 0,273 | 0,480 | 0,003 | 0,10 | 0,014 | 0,0152 | 0,0183 |
| 0,6 | 250 | 0,273 | 0,480 | 0,004 | 0,10 | 0,009 | 0,0259 | 0,0262 |

П р и м е ч а н и е. Отбортовка цилиндрической части линзы для всех типоразмеров принимается равной $l_{от} = 0,1$ м.

Т а б л и ц а 7.16. Техническая характеристика компенсаторов КО-1 на $P_y = 1$ МПа

| D , мм | z | S , мм | q , мм | D_a , мм | D_b , мм | D , мм | $\Delta\left(\pm \frac{\Delta}{2}\right)$ | C_Q , Н/мм | $F_{эфф}$, см ² |
|----------|-------------|----------|----------|------------|------------|----------|---|-------------------|-----------------------------|
| 150 | 3 4 6 | 1,6 | 10 | 159 | 157 | 237 | 21(± 10,5) 28(± 14) 42(± 21) | 800 600 400 | 310 |
| 200 | 3 4 6 | 1,6 | 10 | 219 | 216 | 316 | 33(± 16,5) 44(± 22) 66(± 33) | 550 450 300 | 560 |
| 250 | 3 4 6 | 2 | 10 | 273 | 270 | 390 | 33(± 16,5) 44(± 22) 66(± 33) | 700 550 350 | 860 |

П р и м е ч а н и е. Отбортовка цилиндрической части для всех типоразмеров принимается равной $l_{от} = 0,1$ м.

Таблица 7.17. Исходные данные к задачам 7.23–7.37

| № задачи | Продукт | $P_{\text{раб}}, \text{ МПа}$ | $t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$ | $D_y, \text{ мм}$ |
|----------|--|-------------------------------|----------------------------------|-------------------|
| 7.23 | Перегретый водяной пар | 12 | 220 | 25 |
| 7.24 | Перегретый водяной пар | 20 | 250 | 25 |
| 7.25 | Циклогексан | 30 | 350 | 40 |
| 7.26 | Бензол | 30 | 350 | 50 |
| 7.27 | Акролеин | 18 | 20 | 50 |
| 7.28 | Вода | 18 | 20 | 60 |
| 7.29 | Метанол | 25 | 370 | 100 |
| 7.30 | Синтез-газ ($\text{CO}_2 + \text{H}_2$) | 25 | 370 | 150 |
| 7.31 | Пропилен | 30 | 150 | 100 |
| 7.32 | Этилен | 30 | 270 | 150 |
| 7.33 | Метилловый эфир | 30 | 320 | 150 |
| 7.34 | Четыреххлористый углерод | 20 | 550 | 100 |
| 7.35 | Парафиновые углеводороды (220–320 $^\circ\text{C}$) | 20 | 310 | 150 |
| 7.36 | Полиэтилен | 32 | 220 | 100 |
| 7.37 | Поливинилхлорид | 12 | 55 | 150 |

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 7.1. Лашинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Л.: Машиностроение, 1970. 752 с.
- 7.2. Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки: Учебник. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Альфа-М, 2006. 608 с.
- 7.3. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: Справочник. Т. 3. Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. 968 с.
- 7.4. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: Справочник. Т. 1. Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. 852 с.

Основные нормативные документы

- 7.5. ГОСТ 14249–89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.
- 7.6. ГОСТ 27036–86. Компенсаторы и уплотнения сильфонные металлические.
- 7.7. Пособие по расчету на прочность технологических стальных трубопроводов на p , до 10 МПа (к СН 527–80).
- 7.8. РД РТМ 26-01-44–78. Детали трубопроводов на давление свыше 100 до 1000 кгс/см² (свыше 9,81 до 98,1 МПа). Нормы и методы расчета на прочность.
- 7.9. СНиП 2.01.07–85. Нагрузки и воздействия.
- 7.10. СНиП 2.04.12–86. Расчет на прочность стальных трубопроводов.

8.1. Расчет такелажной оснастки при подъеме аппарата двумя вертикальными мачтами методом скольжения

В тех случаях, когда габариты и масса оборудования сравнительно невелики, для их монтажа применяют самоходные стреловые краны.

Если для монтажа тяжелых и высоких аппаратов невозможно применить краны из-за недостаточных грузовысотных характеристик или стесненных условий монтажной площадки, используют мачтовые подъемники (мачты, порталы, шевры). Более подробное описание приведено в [8.3].

В элементах конструкции подъемных приспособлений и в их такелажной оснастке возникают весьма значительные нагрузки. От умения правильно составить соответствующую расчетную схему и определить действующие нагрузки зависят правильность подбора необходимого оборудования, безопасность и надежность проводимых методов монтажа.

В приведенных ниже примерах рассмотрены наиболее распространенные схемы подъема колонного оборудования и правила расчета возникающих нагрузок.

Монтаж мачтами производится с применением следующих основных методов: метода скольжения с отрывом от земли с оттяжкой низа аппарата или без оттяжки; методом скольжения без отрыва от земли с подтаскиванием низа аппарата при заводке на фундамент; методом поворота вокруг шарнира. Различие методов обусловлено разным характером передвижения аппарата в процессе подъема из горизонтального положения в вертикальное.

- ♦ длину боковой ванты

$$c_3 = \sqrt{l^2 + g^2} = \sqrt{50^2 + 50^2} = 70,711 \text{ м.}$$

Далее последовательно вычисляем:

- ♦ расчетное усилие для полиспастов и вант

$$Q_1 = \left(P + \frac{P_{\text{тн}}}{2} \right) k_d = \left(0,8 + \frac{0,004}{2} \right) 1,1 = 0,882 \text{ МН;}$$

- ♦ вертикальную составляющую, обусловленную усилием предварительного натяжения,

$$P_0 = S_1 \frac{l}{c} n = 0,01 \frac{50}{70,711} 4 = 0,028 \text{ МН;}$$

- ♦ суммарную составляющую усилий в грузовых полиспастах

$$Q_2 = Q_1 \frac{f c_1}{f h_1 - d h} = 0,882 \frac{40 \cdot 40,311}{40 \cdot 35 - 20 \cdot 15} = 1,293 \text{ МН;}$$

- ♦ усилия в грузовых полиспастах при симметричном подвесе груза относительно осей мачты

$$T = T_1 = Q_2 \frac{c_2}{2 C_1} = 0,802 \frac{70,739}{2 \cdot 40,311} = 1,135 \text{ МН;}$$

- ♦ горизонтальную Q_3 и вертикальную Q_4 составляющие, обусловленные усилиями в полиспасте T и T_1 , действующих в плоскости полиспаста:

$$Q_3 = T \frac{\sqrt{d^2 + (b/2)^2}}{c_2} = 1,135 \frac{\sqrt{20^2 + (4/2)^2}}{70,739} = 0,322 \text{ МН;}$$

$$Q_4 = T_1 \frac{h_1}{c_2} = 1,135 \frac{35}{70,739} = 0,561 \text{ МН;}$$

- ♦ усилие в задней ванте

$$Q_5 = Q_3 \frac{d c}{a \sqrt{d^2 + (b/2)^2}} = 0,322 \frac{20 \cdot 70,711}{50 \sqrt{20^2 + (4/2)^2}} = 0,454 \text{ МН;}$$

- ♦ усилие в боковой ванте

$$Q_6 = Q_3 \frac{b c_3}{g \sqrt{d^2 + (b/2)^2}} = 0,322 \frac{4 \cdot 70,711}{50 \sqrt{20^2 + (4/2)^2}} = 0,091 \text{ МН;}$$

- ♦ вертикальные составляющие Q_7 и Q_8 соответственно усилий Q_5 и Q_6 , действующие по оси мачты:

$$Q_7 = Q_5 \frac{l}{c} = 0,454 \frac{50}{70,711} = 0,321 \text{ МН};$$

$$Q_8 = Q_6 \frac{l}{c_3} = 0,091 \frac{50}{70,711} = 0,064 \text{ МН};$$

- ♦ суммарное усилие от веса груза, действующее на оголовки мачты

$$Q_9 = Q_4 + Q_7 + Q_8 = 0,561 + 0,321 + 0,064 = 0,946 \text{ МН};$$

- ♦ усилие в тормозной оттяжке

$$Q_{10} = Q_1 \frac{d\sqrt{h^2 + f^2}}{f h_1 - d h} = 0,882 \frac{20\sqrt{15^2 + 40^2}}{40 \cdot 35 - 20 \cdot 15} = 0,685 \text{ МН};$$

- ♦ суммарное усилие в середине мачты

$$Q_{11} = Q_9 + P_m / 2 + P_0 = 0,946 + 0,05 / 2 + 0,028 = 1 \text{ МН}.$$

Усилие в сбегающей нитке грузового полиспаста, идущей на лебедку, определяется как

$$S = T \frac{1 - \eta}{1 - \eta^m} = 1,135 \frac{1 - 0,98}{1 - 0,98^8} = 0,152 \text{ МН},$$

где η – КПД одного ролика в блоке ($\eta = 0,96$ при установке роликов на подшипниках скольжения; $\eta = 0,98$ при установке ролика на подшипниках качения).

Суммарное усилие на основание мачты составит

$$Q_{12} = Q_9 + P_0 + P_m = 0,946 + 0,028 + 0,05 = 1,025 \text{ МН}.$$

8.2. Расчет такелажной оснастки при подъеме аппарата мачтами методом поворота вокруг шарнира

Применение этого метода подъема рекомендуется в том случае, когда высота мачт превышает высоту поднимаемого оборудования. Возможны два варианта взаимного расположения мачт и поднимаемого оборудования.

Первый вариант. Мачты устанавливаются за поворотным шарниром (рис. 8.2, а). При этом оборудование поднимается до нейтрального положения в один этап и далее с помощью тормозной оттяжки плавно опускается на фундамент в проектное вертикальное положение под действием собственной силы тяжести.

Второй вариант. Мачты устанавливаются между поворотным шарниром и центром массы поднимаемого аппарата (рис. 8.2, б). В этом случае оборудование поднимается в два этапа: вначале с помощью мачт на максимально возможный угол, а затем дотягивающей системой до положения неустойчивого равновесия и, наконец, опускается в проектное положение тормозной оттяжкой. В этом варианте нагрузки на мачты, полиспасты и рабочие ванты меньше, чем в первом варианте.

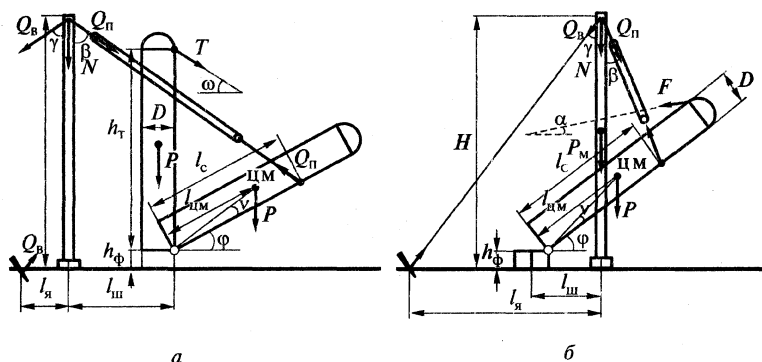


Рис. 8.2. Расчетная схема подъема аппарата методом поворота вокруг шарнира:

а — мачта установлена за поворотным шарниром; б — мачта установлена между поворотным шарниром и центром масс (цм) аппарата

Пример 8.2. Рассчитать такелажную оснастку для подъема колонного аппарата методом поворота вокруг шарнира двумя вертикальными мачтами.

Исходные данные. Вес колонны $P = 0,4$ МН; диаметр колонны $D = 1,2$ м; расстояние центра массы колонны от ее основания $l_{цм} = 15$ м; высота мачты $H = 25$ м; расстояние от оси шарнира до оси мачты $l_{ш} = 8$ м; расстояние от места строповки аппарата до его основания $l_c = 22$ м; расстояние от мачты до якоря ванта $l_{я} = 25$ м; высота фундамента $h_{ф} = 1,0$ м; длина аппарата $L_{ап} = 45$ м; вес мачты $P_m = 15$ кН; расстояние от оси шарнира до точки крепления тормозной оттяжки $h_t = 25$ м; угол

между тормозной оттяжкой и горизонталью $\omega = 45^\circ$; усилие предварительного натяжения вант $\delta_b = 10$ кН; КПД одного ролика в блоке $\eta = 0,975$; кратность полиспаста $m = 5$.

Предварительно определим:

- ♦ расстояние между шарниром и центром массы аппарата

$$l = \sqrt{l_{\text{цм}}^2 + (0,5D)^2} = \sqrt{15^2 + (0,5 \cdot 1,2)^2} = 15,012 \text{ м};$$

- ♦ угол между образующей аппарата и линией, соединяющей шарнир с его центром масс,

$$\nu = \arctg \left(\frac{D}{2l_{\text{цм}}} \right) = \arctg \left(\frac{2}{2 \cdot 15} \right) = 2,291^\circ;$$

- ♦ угол между мачтой и грузовым полиспастом:
установка мачты по первому варианту

$$\beta_1 = \arctg \left(\frac{l_c \cos \varphi + l_{\text{ш}}}{H - h_{\phi} - l_c \sin \varphi} \right) = \arctg \left(\frac{22 \cos 0^\circ + 8}{25 - 1,0 - 22 \sin 0^\circ} \right) = 51,34^\circ;$$

установка мачты по второму варианту

$$\beta_2 = \arctg \left(\frac{l_c \cos \varphi - l_{\text{ш}}}{H - h_{\phi} - l_c \sin \varphi} \right) = \arctg \left(\frac{22 \cos 0^\circ - 8}{25 - 1,0 - 22 \sin 0^\circ} \right) = 30,256^\circ.$$

Угол между мачтой и вантой определяется графически по расчетной схеме или по формуле

$$\gamma = \arctg \left(\frac{l_{\text{я}}}{H} \right) = \arctg \left(\frac{25}{25} \right) = 45^\circ.$$

Расчетные усилия в грузовом полиспасте находятся в начальный момент подъема при $\varphi = 0^\circ$:

- ♦ при установке мачт по первому варианту
при одиночной мачте

$$\begin{aligned} Q_{\text{п}} &= \frac{Pl \cos(\varphi + \nu) k_{\text{н}} k_{\text{д}}}{H \sin \beta - h_{\phi} \sin \beta - l_{\text{ш}} \cos \beta} = \\ &= \frac{0,4 \cdot 15,012 \cos(0^\circ + 2,291^\circ) 1,1 \cdot 1,1}{25 \sin 51,34^\circ - 1,0 \sin 51,34^\circ - 8 \cos 51,34^\circ} = 0,528 \text{ МН}; \end{aligned}$$

при парных мачтах

$$Q_{\text{п}} = \frac{Pl \cos(\varphi + \nu) k_{\text{н}} k_{\text{д}} k_{\text{м}}}{2(H \sin \beta_2 - h_{\text{ф}} \sin \beta - l_{\text{ш}} \cos \beta)} =$$

$$= \frac{0,4 \cdot 15,012 \cos(0^\circ + 2,291^\circ) 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1}{2(25 \sin 30,256^\circ - 1,0 \sin 30,256^\circ - 8 \cos 30,256^\circ)} = 0,291 \text{ МН};$$

♦ при установке мачт по второму варианту
при одиночной мачте

$$Q_{\text{п}} = \frac{Pl \cos(\varphi + \nu) k_{\text{н}} k_{\text{д}}}{H \sin \beta_1 - h_{\text{ф}} \sin \beta + l_{\text{ш}} \cos \beta} =$$

$$= \frac{0,4 \cdot 15,012 \cos(0^\circ + 2,291^\circ) 1,1 \cdot 1,1}{25 \sin 51,34^\circ - 1,0 \sin 51,34^\circ + 8 \cos 51,34^\circ} = 0,382 \text{ МН};$$

при парных мачтах

$$Q_{\text{п}} = \frac{Pl \cos(\varphi + \nu) k_{\text{н}} k_{\text{д}} k_{\text{м}}}{2(H \sin \beta_2 - h_{\text{ф}} \sin \beta + l_{\text{ш}} \cos \beta)} =$$

$$= \frac{0,4 \cdot 15,012 \cos(0^\circ + 2,291^\circ) 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1}{2(25 \sin 30,256^\circ - 1,0 \sin 30,256^\circ + 8 \cos 30,256^\circ)} = 0,210 \text{ МН},$$

где $k_{\text{н}} = 1,1$ – коэффициент перегрузки, учитывающий возможное отклонение фактической нагрузки от нормативного значения вследствие неточного определения центра массы аппарата и изменчивости нагрузки; $k_{\text{д}} = 1,1$ – коэффициент динамичности, учитывающий повышение нагрузки на такелажную оснастку вследствие изменений скорости подъема или опускания груза; $k_{\text{м}}$ – коэффициент неравномерности нагрузки на такелажные элементы с использованием спаренных мачт ($k_{\text{м}} = 1,1$ при использовании балансирных устройств; $k_{\text{м}} = 1,2$ в отсутствие балансирных устройств).

По усилию $Q_{\text{п}}$ рассчитывают грузовой полиспаст, т.е. подбирают полиспастные блоки, определяют диаметр роликов в блоке и их число, находят усилие в сбегающем конце полиспаста, по которому подбирают лебедку, подсчитывают диаметр и длину каната

для оснастки полиспаста, а также подбирают тип и диаметр каната для гибкого стропа.

Усилие в задней ванте независимо от места расположения мачт определяется как

$$Q_B = Q_n \frac{\sin \beta_2}{\sin \gamma} = 0,21 \frac{\sin 30,256^\circ}{\sin 45^\circ} = 0,150 \text{ МН},$$

расчет выполнен для двух мачт, установленных по схеме на рис. 8.2, б.

По усилию Q_B подбирают тип и диаметр каната для задней ванта и рассчитывают для нее якорь, т.е. определяют вес якоря или усилия в анкерных болтах и проверяют устойчивость якоря против горизонтального сдвига и опрокидывания.

По усилию в тормозной оттяжке:

$$T = \frac{PD}{2h_T \cos \omega} = \frac{0,4 \cdot 1,2}{2 \cdot 25 \cdot \cos 45^\circ} = 0,014 \text{ МН}$$

рассчитывают трос для тормозной оттяжки и подбирают лебедку.

По суммарному усилию, действующему по оси мачты,

$$N = Q_n \cos \beta_2 + (Q_B + n S_0) \cos \gamma + S_n + P_m k_m = 0,21 \cos 30,256^\circ + \\ + (0,21 + 2 \cdot 0,02) \cos 45^\circ + 0,044 + 0,015 \cdot 1,1 = 0,376 \text{ МН},$$

где $S_0 = 10\text{--}30 \text{ кН}$ — усилие предварительного натяжения вант; n — число вант мачты, кроме рабочей (задней);

$$S_n = Q_n \frac{1-\eta}{1-\eta^m} = 0,21 \frac{1-0,975}{1-0,975^5} = 0,044 \text{ МН} -$$

усилие в сбегавшей ветви полиспаста, проверяют прочность и устойчивость мачты на сжатие.

При установке мачт по второму варианту рассчитывают дотягивающую систему для подъема аппарата мачтами на втором этапе от угла подъема до положения неустойчивого равновесия. С этой целью определяют максимальное усилие F , задаваясь углом наклона α дотягивающей системы к горизонту. При $F < 147 \text{ кН}$ подбирают лебедку или трактор и рассчитывают дотягивающий трос; при $F > 147 \text{ кН}$ рассчитывают дотягивающий полиспаст и якорь для него.

8.3. Расчет такелажной оснастки при подъеме аппарата порталом (безъякорный метод)

Преимуществами безъякорного метода подъема можно назвать: отсутствие вант и якорей к ним; незначительное превышение габаритов монтажной площадки по сравнению с габаритами поднимаемого аппарата, что весьма важно при монтаже в стесненных условиях; отсутствие необходимости поднимать и устанавливать в рабочее положение мачтовые подъемники с помощью дополнительных кранов или такелажных средств; отсутствие горизонтальных монтажных нагрузок на фундамент. К недостаткам данного метода подъема можно отнести: чувствительность системы к осадке опор портала; необходимость сооружения фундамента под опорные стойки портала при монтаже аппаратов свыше 250 т в связи с большими усилиями, возникающими в опорно-поворотном шарнире.

Расчетная схема безъякорного метода представлена на рис. 8.3.

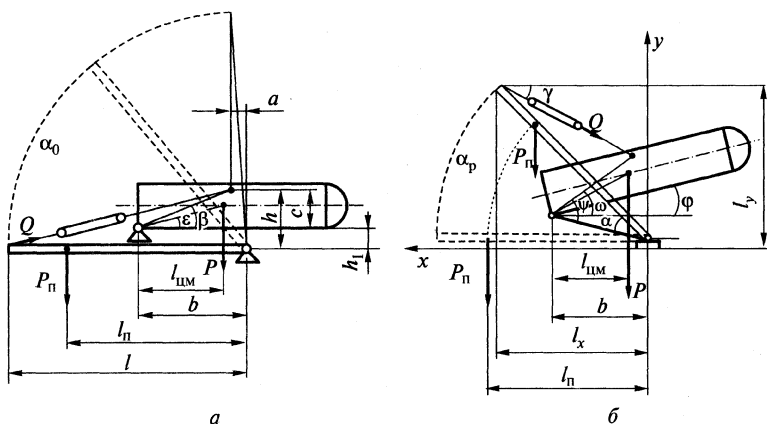


Рис. 8.3. Расчетная схема определения усилий в элементах такелажной оснастки:

a — в начальный момент подъема портала; b — в начальный момент подъема аппарата

Пример 8.3. Определить усилия в элементах такелажной оснастки в случае подъема колонного аппарата порталом.

Исходные данные. Вес поднимаемого аппарата $P = 1$ МН; вес портала $P_n = 60$ кН; расстояние по оси аппарата от его шарнира до центра массы $l_{\text{цм}} = 9$ м; расстояние по оси портала от его шарнира до центра массы портала $l_n = 30$ м; длина портала $l = 35$ м; расстояние по вертикали между точкой строповки аппарата и шарниром портала в исходном положении $h = 2,5$ м; высота фундамента под аппарат над шарниром портала $h_1 = 1$ м; расстояние по оси аппарата между центром массы его и монтажными штуцерами $\Delta l = 7$ м; расстояние между вертикальной осью, проходящей через башмак (шарнир) портала, и точкой строповки аппарата в исходном положении перед подъемом $a = 2$ м; расстояние от шарнира аппарата до его центра массы по ширине аппарата $r = 1,3$ м.

Предварительно определим:

- ♦ расстояние по вертикали от образующей аппарата до точки строповки

$$c = h - h_1 = 2,5 - 1 = 1,5 \text{ м};$$

- ♦ расстояние между шарнирами аппарата и портала

$$b = l_{\text{цм}} + \Delta l + a = 9 + 7 + 2 = 18 \text{ м};$$

- ♦ угол между образующей аппарата и линией, соединяющей его шарнир с точкой строповки, в исходном положении

$$\beta = \arctg\left(\frac{c}{b}\right) = \arctg\left(\frac{1,5}{18}\right) = 4,764^\circ;$$

- ♦ угол между нижней образующей аппарата и линией, соединяющей его шарнир с точкой центра масс, в исходном положении

$$\varepsilon = \arctg\left(\frac{r}{l_{\text{цм}}}\right) = \arctg\left(\frac{1,3}{9}\right) = 8,219^\circ;$$

$$l_0 = \sqrt{c^2 + (b - a)^2} = \sqrt{1,5^2 + (18 - 2)^2} = 16,07 \text{ м}.$$

Далее определяем угол наклона:

- ♦ портала в начальный момент подъема аппарата в случае $a = 0$

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= \arcsin\left[\left(\frac{Pl_{\text{цм}}l}{P_n l_n b} + 1\right) \frac{hb}{l\sqrt{c^2 + b^2}}\right] - \beta = \\ &= \arcsin\left[\left(\frac{1 \cdot 9 \cdot 35}{0,06 \cdot 30 \cdot 18} + 1\right) \frac{2,5 \cdot 18}{35 \sqrt{1,5^2 + 18^2}}\right] - 4,764^\circ = 44,986^\circ; \end{aligned}$$

- ♦ аппарата к горизонту в момент неустойчивого равновесия системы аппарат–портал

$$\varphi_1 = \arcsin \left(\frac{bh_1}{l^2} + \sqrt{\frac{P^2 l_{\text{цм}}^2 - P_{\text{п}}^2 l_{\text{п}}^2}{P^2 l_{\text{цм}}^2 - P_{\text{п}}^2 b^2 / l^2}} \right) - \beta =$$

$$= \arcsin \left(\frac{18 \cdot 1}{35^2} + \sqrt{\frac{1^2 \cdot 9^2 - 0,06^2 \cdot 30^2}{1^2 \cdot 9^2 - \frac{0,06^2 \cdot 30^2 \cdot 18^2}{35^2}}} \right) - 4,764^\circ = 83,866^\circ.$$

Усилие в грузовых полиспастах в начальный момент подъема портала, когда $\alpha = 0^\circ$, $\varphi = 0^\circ$ и $a = 0$:

$$Q_0 = \frac{P_{\text{п}} l_{\text{п}} \sqrt{l^2 + h^2}}{lh} = \frac{0,06 \cdot 30 \sqrt{35^2 + 2,5^2}}{35 \cdot 2,5} = 0,722 \text{ МН.}$$

Усилие в грузовых полиспастах для любого положения портала $0^\circ \leq \alpha \leq \alpha_{\text{п}}$ (аппарат находится в горизонтальном положении, т.е. $\varphi = 0^\circ$) находится из выражения

$$Q = P_{\text{п}} \frac{l_{\text{п}}}{l} \frac{\sqrt{\left(\frac{l_x}{h} - \frac{a}{h}\right)^2 + \left(\frac{l_y}{h} - 1\right)^2}}{1 - \frac{al_y}{hl_x}},$$

где $l_x = l \cos \alpha$, $l_y = l \sin \alpha$ – проекции длины портала на горизонтальную и вертикальную плоскости.

Результаты расчета Q , выполненного при $a = 2$ м, приведены в табл. 8.1, где также даны результаты расчета длины полиспаста по мере самоподъема портала

Таблица 8.1. Усилие в грузовых полиспастах и его длина при самоподъеме портала

| | | | | | | | | | | | |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| α , град. | 0 | 2,967 | 5,935 | 8,902 | 11,870 | 14,837 | 17,805 | 20,772 | 23,740 | 26,707 | 29,674 |
| Q , МН | 0,681 | 0,707 | 0,737 | 0,769 | 0,806 | 0,848 | 0,896 | 0,953 | 1,022 | 1,106 | 1,211 |
| L , м | 33,095 | 32,960 | 32,831 | 32,709 | 32,592 | 32,482 | 32,380 | 32,284 | 32,197 | 32,118 | 32,046 |

$$L = \sqrt{(l \sin \alpha - h)^2 + (l \cos \alpha - a)^2}.$$

Угол подъема портала α_p при некотором угле наклона аппарата ($0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$), когда система аппарат–портал находится в равновесии (так называемый равновесный угол подъема портала на второй стадии подъема), находится из соотношения

$$\sin(\varphi + \alpha_p) - A \cos \psi \left(\frac{l_0}{l} \cos \omega - \frac{b}{l} \right) \operatorname{tg} \alpha_p =$$

$$= A \cos \psi \left(\frac{l_0}{l} \sin \omega + \frac{h_1}{l} \right) + \frac{b}{l} \sin \omega + \frac{h_1}{l} \cos \omega,$$

где $A = \frac{P l_{\text{цм}} l}{P_{\text{п}} l_{\text{п}} l_0} = \frac{1 \cdot 9 \cdot 35}{0,06 \cdot 30 \cdot 16,07} = 10,89$; $\beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{c}{b-a} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{1,5}{18-2} \right) = 5,356^\circ$; $\psi = \varphi + \varepsilon$ – угол, определяющий положение центра масс в наклонном положении аппарата; $\omega = \varphi + \beta$ – угол, определяющий положение точки строповки в наклонном положении аппарата.

Приведенное уравнение решается относительно α_p методом последовательных приближений. Результаты решения представлены в табл. 8.2, откуда следует, что в начальный момент подъема при $\varphi = 0^\circ$ угол подъема портала составит $\alpha_p = 29,674^\circ$, что существенно отличается от угла подъема $44,986^\circ$, найденного при условии $a = 0$. По мере подъема аппарата одновременно увеличивается и угол подъема портала α_p , достигая своего максимального значения около 57° . При дальнейшем подъеме аппарата портал начинает опускаться. Когда аппарат попадает в зону неустойчивого равновесия $\varphi = \varphi_1 = 83,866^\circ$, портал не работает, поэтому должен подключаться механизм тормозной оттяжки.

Таблица 8.2. Результаты расчета системы портал–аппарат при подъеме аппарата

| φ , град. | 0 | 9 | 18 | 27 | 36 | 45 | 54 | 63 | 72 |
|--------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| α_p , град. | 29,674 | 47,867 | 55,686 | 57,186 | 53,005 | 48,932 | 42,875 | 27,850 | |
| γ_1 , град. | 27,561 | 44,894 | 52,571 | 53,725 | 51,684 | 47,597 | 41,249 | 30,122 | –1,148 |
| Q_1 , МН | 1,211 | 0,665 | 0,534 | 0,462 | 0,397 | 0,328 | 0,253 | 0,171 | |
| L , м | 32,046 | 29,712 | 27,122 | 24,578 | 22,111 | 19,744 | 17,536 | 15,696 | |

Усилие в грузовых полиспастах при любом угле подъема аппарата составит

$$Q_1 = \frac{P_n l_n \cos \alpha_p}{l \sin(\alpha_p - \gamma_1)},$$

где

$$\gamma_1 = \arctg \left(\frac{l \sin \alpha_p - l_0 \sin \omega - h_1}{l \cos \alpha_p + l_0 \cos \omega - b} \right) - \text{угол наклона грузового полиспаста к горизонту.}$$

Результаты решения приведены в табл. 8.2, где также даны результаты расчета длины полиспаста при подъеме аппарата

$$L = \sqrt{(l \sin \alpha_p - l_0 \sin \omega - h_1)^2 + (l \cos \alpha_p + l_0 \cos \omega - b)^2}.$$

8.4. Расчет такелажной оснастки при подъеме методом выжимания

Этот метод является разновидностью безъякорного метода подъема аппарата колонного типа путем поворота вокруг шарнира. Расчетная схема метода приведена на рис. 8.4.

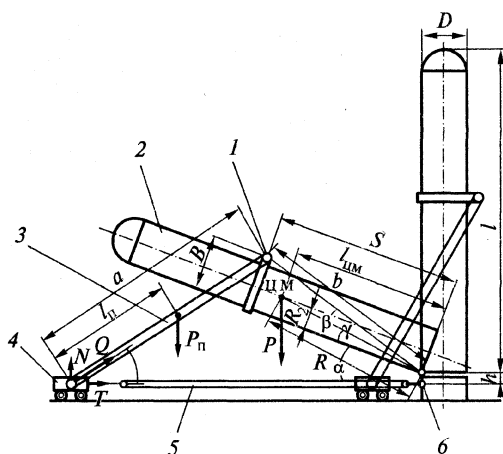


Рис. 8.4. Расчетная схема для определения усилий при подъеме аппарата одной рамной опорой (промежуточное и конечное положения):

1 — поворотная цапфа; 2 — аппарат; 3 — рамная опора; 4 — каретка; 5 — полиспаст; 6 — поворотный шарнир

Пример 8.4. Определить усилия в элементах такелажной оснастки в случае подъема колонного аппарата методом выжимания.

Исходные данные. Вес аппарата $P = 1$ МН; расстояние от центра массы аппарата до шарнира $l_{\text{цм}} = 9$ м; диаметр аппарата $D = 2$ м; расстояние от шарнира до оси аппарата, проходящей через центр его массы, $R_2 = 1,2$ м; расстояние по длине аппарата от оси его шарнира до оси поворотной цапфы $S = 12$ м; вес подпорки $P_{\text{п}} = 0,04$ МН; расстояние от нижнего конца подпорки до ее центра массы $l_{\text{п}} = 15$ м; длина подпорки $a = 30$ м; расстояние по ширине аппарата от оси его шарнира до оси поворотной цапфы (т.е. до верхнего конца подпорки) $B = 2,4$ м; высота фундамента над шарниром тележки $h = 1$ м.

Предварительно определяем:

- ♦ кратчайшее расстояние от оси шарнира аппарата до его центра массы $R = \sqrt{l_{\text{цм}}^2 + R_2^2} = \sqrt{9^2 + 1,2^2} = 9,08$ м;
- ♦ кратчайшее расстояние от оси шарнира аппарата до точки крепления подпорки (до оси поворотной цапфы) $b = \sqrt{S^2 + B^2} = \sqrt{12^2 + 2,4^2} = 12,238$ м;

$$\beta = \arctg\left(\frac{B}{S}\right) = \arctg\left(\frac{2,4}{12}\right) = 11,310^\circ;$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{R_2}{l_{\text{цм}}}\right) = \arctg\left(\frac{1,2}{9}\right) = 7,595^\circ;$$

$$\nu = \arctg\left(\frac{D}{2l_{\text{цм}}}\right) = \arctg\left(\frac{2}{2 \cdot 9}\right) = 6,34^\circ.$$

$\alpha_{\text{нр}} = 90^\circ - \gamma = 90^\circ - 7,595^\circ = 82,405^\circ$ – угол неустойчивого равновесия аппарата.

Продольное усилие сжатия в подпорке с учетом ее веса в процессе подъема аппарата в пределах от $\alpha = 0^\circ$ до положения неустойчивого равновесия, т.е. до $\alpha = \alpha_{\text{нр}}$, определяется по формуле

$$Q = \frac{P R \cos(\alpha + \nu)}{b \sin(\alpha + \beta + \varphi)} + \frac{P_{\text{п}} l_{\text{п}} \cos \varphi}{a \operatorname{tg}(\alpha + \beta + \varphi)},$$

где $\varphi = \arcsin\left(\frac{b \sin(\alpha + \beta)}{a} + \frac{h}{a}\right).$

Сила прижатия каретки к рельсам, действующая вертикально вниз:

$$N = P_{\pi} + Q \sin \varphi - Q_1 \cos \varphi.$$

Здесь

$$Q_1 = \frac{P_{\pi} l_{\pi} \cos \varphi}{a} - \text{поперечная составляющая силы давления ап-}$$

парата на подпорку.

Найдем усилие в полиспасте в процессе подъема аппарата:

♦ без учета трения каретки о рельсы

$$T = Q \cos \varphi + Q_1 \sin \varphi;$$

♦ с учетом трения

$$T_1 = T + f N,$$

где f – коэффициент трения качения каретки по рельсовому пути.

Результаты расчетов представлены в табл. 8.3.

Таблица 8.3. Силовые характеристики в подъемной системе

| Параметр | α , град. | | | | | |
|-------------------|------------------|--------|--------|--------|--------|-----------------------|
| | 0 | 16,481 | 32,962 | 49,443 | 65,924 | 82,405 |
| φ , град. | 6,508 | 12,916 | 18,547 | 22,908 | 25,542 | 26,129 |
| Q , МН | 2,472 | 1,071 | 0,655 | 0,422 | 0,228 | $8,425 \cdot 10^{-3}$ |
| Q_1 , МН | 0,020 | 0,019 | 0,019 | 0,018 | 0,018 | 0,018 |
| N , МН | 0,300 | 0,260 | 0,230 | 0,187 | 0,122 | 0,028 |
| T , МН | 2,458 | 1,048 | 0,627 | 0,396 | 0,213 | 0,015 |

8.5. Выбор такелажной оснастки

Классификации грузоподъемных механизмов. *Класс использования механизма* характеризуется предполагаемой общей продолжительностью эксплуатации (в часах) и номинальными классами (табл. 8.4).

Максимальную общую продолжительность эксплуатации можно получить исходя из предполагаемого среднего суточного времени использования (в часах), числа рабочих дней в году и ожидаемого срока службы (в годах).

Таблица 8.4. Класс использования механизмов

| Класс использования | Общая продолжительность испытания, ч | Примечание |
|---------------------|--------------------------------------|--|
| T_0 | 200 | Нерегулярное использование |
| T_1 | 400 | |
| T_2 | 800 | |
| T_3 | 1600 | |
| T_4 | 3200 | Регулярное использование в легких условиях |
| T_5 | 6300 | Регулярное использование с перерывами |
| T_6 | 12 500 | Регулярное интенсивное использование |
| T_7 | 25 000 | Интенсивное использование |
| T_8 | 50 000 | |
| T_9 | 100 000 | |

Для классификации условились под временем работы механизма понимать время, в течение которого данный механизм находится в движении.

Таблица 8.5. Номинальные режимы нагружения

| Режим нагружения | | Примечание |
|------------------|----------------|---|
| Обозначение | Определение | |
| L1 | Легкий | Механизмы, подвергаемые действию малых нагрузок регулярно, наибольших нагрузок — редко |
| L2 | Умеренный | Механизмы, подвергаемые действию умеренных нагрузок регулярно, наибольших нагрузок — довольно часто |
| L3 | Тяжелый | Механизмы, подвергаемые действию больших нагрузок регулярно, наибольших нагрузок — часто |
| L4 | Весьма тяжелый | Механизмы, подвергаемые действию наибольших нагрузок регулярно |

Значения общей продолжительности использования механизмов следует понимать только как теоретические, условно принятые и служащие исходными данными при проектировании деталей механизмов, для которых время использования является критерием выбора данной детали (например, шариковых под-

шипников, зубчатых колес и валов). Они не могут рассматриваться как гарантированные значения.

Режим нагружения определяет относительную длительность, когда механизм подвергается действию максимальной или пониженной нагрузки. В табл. 8.5 приведены номинальные режимы нагружения.

Группы классификации механизма в целом. Установив класс использования и режим нагружения, по табл. 8.6 определяют группы классификации данного механизма.

Таблица 8.6. Группы классификации (режима) механизма в целом

| Режим нагружения | | Класс использования | | | | | | | | | |
|------------------|----------------|---------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Обозначение | Определение | T ₀ | T ₁ | T ₂ | T ₃ | T ₄ | T ₅ | T ₆ | T ₇ | T ₈ | T ₉ |
| L1 | Легкий | | | M1 | M2 | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 |
| L2 | Умеренный | | M1 | M2 | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 | |
| L3 | Тяжелый | M1 | M2 | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 | | |
| L4 | Весьма тяжелый | M2 | M3 | M4 | M5 | M6 | M7 | M8 | | | |

Выбор каната, блоков, полиспаста. Канаты предназначены для подъема, опускания, удерживания и перетягивания груза, т.е. выступают в качестве гибких тяговых элементов, и бывают пеньковые, хлопчатобумажные, синтетические и стальные.

В грузоподъемных машинах в основном применяются стальные канаты из высокопрочной стальной проволоки диаметром 0,2–3 мм высшей (В), первой (I) и второй (II) марок с временным сопротивлением разрыву $\sigma_{вр} = 1400\text{--}2000$ МПа.

Для кранов, работающих в сухих помещениях, рекомендуется использовать канаты из «светлых» (не покрытых другими металлами) проволок, а для кранов, работающих в сырых помещениях и на открытых площадках, — из оцинкованных проволок. Последние являются коррозионно-стойкими, но прочность их снижается на 10 % и, кроме того, они слабо сопротивляются действию кислот.

По числу переходов канаты для грузоподъемных машин бывают одинарной и двойной свивки (рис. 8.5). Канат одинарной свивки состоит из проволок, свитых в одну прядь. В канатах двойной свивки проволоки сначала свиваются в пряди (стренги), которые

затем свиваются в канат вокруг центрального сердечника. Сердечники могут быть пеньковые, асбестовые, металлические или синтетические. Пеньковые сердечники пропитываются смазкой, которая, выдавливаясь в процессе работы, смазывает канат, что увеличивает срок его службы. Асбестовые сердечники используют в канатах при работе крана в горячих цехах, а металлические или синтетические — при многослойной навивке каната на барабан.

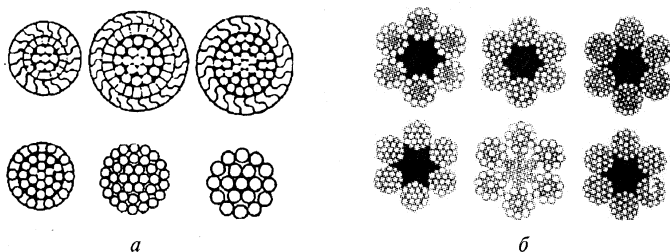


Рис. 8.5. Устройство стальных канатов:
а — одинарной свивки; б — двойной свивки

В зависимости от касания проволок по слоям их намотки в прядях различают канаты с линейным касанием (ЛК), точечным касанием (ТК) и точечно-линейным (ТЛК). В канате типа ЛК углы навивки проволок в различных слоях совпадают, в канатах типа ТК — не совпадают, типа ТЛК — чередуются. В грузоподъемных машинах предпочтение отдается использованию канатов типов ЛК и ТЛК, более гибким и примерно в 1,5—1,8 раза более долговечным, чем типа ТК.

Канаты ЛК бывают нескольких разновидностей:

- ♦ ЛК-О — из проволок одинакового диаметра в наружном слое пряди;
- ♦ ЛК-Р — из проволок разных диаметров в наружном слое пряди;
- ♦ ЛК-РО — из проволок одинакового и разного диаметра в отдельных слоях;
- ♦ ЛКЗ — канаты, в которых между слоями проволок размещены заполняющие проволоки меньшего диаметра.

В обозначениях каната присутствуют буквы, указывающие на их тип, а также другие показатели. Например, в обозначении каната типа ЛК-РО 6×36 [1+7+7/7+14]+1 о.с. цифра «6» — число прядей; «36» — число проволок в одной пряди; цифры в квадрат-

Таблица 8.7. Характеристики канатов

ГОСТ 2688–80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 (1+6+6/6)+1 о.с.

| Диаметр каната, мм | Расчетная площадь сечения канавок, мм ² | Ориентировочная масса канавок, кг | Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²) | | | | | | | | | |
|--------------------|--|-----------------------------------|--|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--|
| | | | 1370(140) | 1470(150) | 1570(160) | 1670(170) | 1770(180) | 1860(190) | 1960(200) | 2060(210) | 2160(220) | |
| | | | Разрывное усилие каната в целом, Н, не менее | | | | | | | | | |
| 3,6 | 4,98 | 48,8 | — | — | — | — | 7465 | 7880 | 8295 | 8600 | 8910 | |
| 3,8 | 5,63 | 55,1 | — | — | — | — | 8400 | 8750 | 9350 | 9700 | 10000 | |
| 4,1 | 6,55 | 64,1 | — | — | — | — | 9750 | 11150 | 10850 | 11250 | 11650 | |
| 4,5 | 7,55 | 73,9 | — | — | — | — | 11250 | 11790 | 12500 | 15800 | 13100 | |
| 4,8 | 8,62 | 84,4 | — | — | — | — | 12850 | 13400 | 13900 | 14450 | 14950 | |
| 5,1 | 9,76 | 95,5 | — | — | — | — | 14600 | 15150 | 15800 | 16450 | 17050 | |
| 5,6 | 11,9 | 116,5 | — | — | 15800 | 16800 | 17800 | 18550 | 19350 | 20000 | 20700 | |
| 6,2 | 14,47 | 141,6 | — | — | 19250 | 20100 | 21100 | 22250 | 23450 | 24350 | 25200 | |
| 6,9 | 18,05 | 176,6 | — | — | 24000 | 25500 | 26300 | 27450 | 28700 | 29850 | — | |
| 7,6 | 21,57 | 211 | — | — | 28700 | 30500 | 32300 | 32900 | 34200 | 35500 | — | |
| 8,3 | 26,15 | 256 | — | — | 34800 | 30695 | 38150 | 39850 | 41600 | 43200 | — | |
| 9,1 | 31,18 | 305 | — | — | 41500 | 44100 | 45450 | 47500 | 49600 | 51700 | — | |
| 9,6 | 36,66 | 358,6 | — | — | 48850 | 51850 | 53450 | 55950 | 58350 | — | — | |
| 11 | 47,19 | 461,6 | — | — | 62860 | 66750 | 68800 | 72000 | 75100 | — | — | |

Продолжение табл. 8.7

| | | | | | | | | | | | |
|------|---------|--------|----------|----------|---------|---------|---------|--------|--------|---|---|
| 12 | 53,87 | 527 | — | — | 71750 | 76200 | 78550 | 81900 | 85750 | — | — |
| 13 | 61 | 596,6 | 71050 | 76190 | 81250 | 86800 | 89000 | 92800 | 97000 | — | — |
| 14 | 74,4 | 728 | 86700 | 92850 | 98950 | 105000 | 108000 | 112500 | 118000 | — | — |
| 15 | 86,28 | 844 | 1000000 | 107000 | 114500 | 122000 | 125500 | 131000 | 137000 | — | — |
| 16,5 | 104,61 | 1025 | 1215100 | 130000 | 139000 | 147500 | 152000 | 159000 | 166000 | — | — |
| 18 | 124,73 | 1220 | 145000 | 155000 | 166000 | 176000 | 181500 | 189500 | 198000 | — | — |
| 19,5 | 143,61 | 1405 | 167000 | 178500 | 191000 | 203000 | 209000 | 218500 | 228000 | — | — |
| 21 | 167,03 | 1635 | 194500 | 208000 | 222000 | 236000 | 243500 | 254000 | 265500 | — | — |
| 22,5 | 188,78 | 1850,1 | 220000 | 235500 | 251000 | 267000 | 275000 | 287500 | 303500 | — | — |
| 24 | 215,49 | 2110 | 250000 | 269000 | 2187000 | 304500 | 314000 | 328000 | 343000 | — | — |
| 24,5 | 244 | 2390 | 284000 | 304500 | 324500 | 345000 | 356000 | 372000 | 388500 | — | — |
| 27 | 274,31 | 2685 | 319000 | 342000 | 365000 | 388000 | 399500 | 418000 | 436500 | — | — |
| 28 | 297,63 | 2910 | 346500 | 371000 | 396000 | 421000 | 434000 | 453500 | 473500 | — | — |
| 30,5 | 356,72 | 3490 | 415500 | 445500 | 475000 | 504500 | 520000 | 544000 | 567500 | — | — |
| 32 | 393,06 | 3845,0 | 4581000 | 490500 | 523500 | 556000 | 573000 | 599500 | 625500 | — | — |
| 33,5 | 431,18 | 4220 | 502500 | 538500 | 574000 | 610500 | 629000 | 658000 | 686000 | — | — |
| 37 | 512,79 | 5015 | 597500 | 640000 | 683000 | 725000 | 748000 | 782500 | 816000 | — | — |
| 39,5 | 586,59 | 5740 | 684000 | 732500 | 781500 | 828000 | 856000 | 891500 | 938500 | — | — |
| 42 | 668,12 | 6535 | 779000 | 833000 | 890000 | 945000 | 975000 | 101000 | 106000 | — | — |
| 44,5 | 755,11 | 7385 | 880500 | 941000 | 1000000 | 1035000 | 1075000 | — | — | — | — |
| 47,5 | 861,98 | 8430 | 1000000 | 1070000 | 1145000 | 1185000 | 1230000 | — | — | — | — |
| 51 | 976,03 | 9545 | 11135000 | 1215000 | 1295000 | 1340000 | 1395000 | — | — | — | — |
| 56 | 1190,53 | 116550 | 1385000 | 14800010 | 1580000 | 1635000 | 1705000 | — | — | — | — |

ГОСТ 3063-80. Канат одинарной свивки типа ТК конструкции 1×19(1+6+12)

| Диаметр каната, мм | Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ² | Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг | Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²) | | | | | | | | | | | |
|--------------------|--|--|--|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--|--|--|
| | | | 1370(140) | 1470(150) | 1570(160) | 1670(170) | 1770(180) | 1860(190) | 1960(200) | 2060(210) | 2160(220) | Разрывное усилие каната в целом, Н, не менее | | |
| 1 | 0,6 | 5,2 | — | — | — | — | 950 | 999 | 1055 | 1105 | 1155 | | | |
| 1,1 | 0,73 | 6,3 | — | — | — | — | 1145 | 1215 | 1280 | 1340 | 1410 | | | |
| 1,2 | 0,87 | 7,5 | — | — | — | — | 1370 | 1450 | 1520 | 1595 | 1675 | | | |
| 1,3 | 1,02 | 8,8 | — | — | — | — | 1600 | 1695 | 1790 | 1880 | 1965 | | | |
| 1,4 | 1,18 | 10,1 | — | — | — | — | 1860 | 1965 | 2075 | 2155 | 2240 | | | |
| 1,5 | 1,35 | 11,6 | — | — | 1900 | 2015 | 2135 | 2250 | 2380 | 2485 | 2565 | | | |
| 1,7 | 1,74 | 14,9 | — | — | 2450 | 2595 | 2750 | 2910 | 3005 | 3145 | 3270 | | | |
| 1,8 | 1,94 | 16,6 | — | — | 2730 | 2900 | 3075 | 3165 | 3360 | 3505 | 3645 | | | |
| 2 | 2,42 | 20,8 | — | — | 3410 | 3615 | 3830 | 3945 | 4150 | 4380 | 4555 | | | |
| 2,6 | 3,77 | 32,3 | — | — | 5310 | 5640 | 5880 | 6130 | 6415 | 6965 | — | | | |
| 3 | 5,42 | 46,5 | — | — | 7640 | 8110 | 8145 | 8780 | 9260 | 9995 | — | | | |
| 3,3 | 6,36 | 54,6 | — | — | 8945 | 9525 | 9845 | 10250 | 10850 | 11750 | — | | | |
| 3,6 | 7,37 | 63,2 | 9080 | 9740 | 10300 | 11000 | 11450 | 12000 | 12550 | — | — | | | |
| 4 | 9,62 | 82,5 | 11850 | 12660 | 13500 | 14400 | 14950 | 15600 | 16450 | — | — | | | |
| 4,6 | 12,16 | 104,5 | 14950 | 16050 | 17150 | 18150 | 18900 | 19600 | 20700 | — | — | | | |
| 5 | 15,09 | 129,8 | 18550 | 19850 | 21200 | 22550 | 23350 | 24500 | 25650 | — | — | | | |
| 5,6 | 18,24 | 156,9 | 22450 | 24100 | 25650 | 27300 | 28250 | 29650 | 31050 | — | — | | | |
| 6,1 | 21,68 | 186 | 26650 | 28650 | 30500 | 32450 | 33800 | 35250 | 37100 | — | — | | | |

Продолжение табл. 8.7

| | | | | | | | | | | | |
|-----|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---|---|
| 6,6 | 25,43 | 218,5 | 31350 | 33550 | 35800 | 38050 | 39600 | 41400 | 43550 | — | — |
| 7,1 | 29,48 | 253 | 36350 | 38950 | 41550 | 44100 | 45850 | 48000 | 50500 | — | — |
| 7,6 | 33,82 | 290,5 | 41650 | 44650 | 47650 | 50550 | 52750 | 55050 | 60400 | — | — |
| 8,1 | 38,46 | 330 | 44400 | 50800 | 54200 | 57600 | 59950 | 62600 | 65900 | — | — |
| 8,6 | 43,4 | 372,5 | 53550 | 57350 | 61200 | 65000 | 67700 | 70650 | 74400 | — | — |
| 9,1 | 48,64 | 417,5 | 59950 | 64300 | 68600 | 72850 | 75900 | 79200 | 83300 | — | — |
| 10 | 60,35 | 519 | 74450 | 79800 | 85100 | 94100 | 93500 | 98000 | 102400 | — | — |
| 11 | 72,95 | 627,4 | 89950 | 96100 | 102000 | 109000 | 112500 | 118500 | 123500 | — | — |
| 12 | 86,74 | 746 | 106000 | 114500 | 122000 | 129000 | 134000 | 140500 | 147000 | — | — |
| 13 | 101,72 | 873 | 124500 | 134000 | 143000 | 151500 | 158000 | 165000 | 173500 | — | — |
| 14 | 117,9 | 1050 | 145500 | 155000 | 166000 | 176000 | 183500 | 190000 | 200500 | — | — |
| 15 | 135,28 | 1160 | 166500 | 173000 | 190000 | 202000 | 210500 | 220000 | 231500 | — | — |
| 16 | 153,84 | 1320 | 189500 | 202500 | 216500 | 226000 | 236500 | — | — | — | — |
| 17 | 173,6 | 1490 | 214000 | 229000 | 244500 | 255500 | 267500 | — | — | — | — |
| 19 | 216,7 | 1855 | 267000 | 286000 | 305000 | 318500 | 334000 | — | — | — | — |

ГОСТ 7665–80. Канат двойной свивки типа ЛК-3 конструкции 6х25(1+6; 6+12)+1 о.с.

| Диаметр каната, мм | Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ² | Ориентированная масса 1000 м смазанного каната, кг | Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²) | | | | | | | | | |
|--------------------|--|--|--|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--|--|
| | | | 1370(140) | 1470(150) | 1570(160) | 1670(170) | 1770(180) | 1860(190) | 1960(200) | 2060(210) | Разрывное усилие каната в целом, Н, не менее | |
| 8,1 | 24 | 236,5 | — | — | 31900 | 33950 | 35100 | 36500 | 38050 | 39450 | | |

| | | | | | | | | | | |
|------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--|
| 9,7 | 34,75 | 342,5 | — | — | 46300 | 49150 | 50850 | 53000 | 55100 | |
| 11,5 | 47,12 | 464 | 54900 | 58800 | 62700 | 66650 | 68900 | 71850 | 74750 | |
| 13 | 61,38 | 605 | 71500 | 76600 | 81750 | 86600 | 89450 | 93550 | 97200 | |
| 14,5 | 77,5 | 763,5 | 90350 | 96600 | 102500 | 109000 | 113000 | 118050 | 122500 | |
| 16 | 95,58 | 941,5 | 110500 | 119000 | 126500 | 134500 | 139500 | 145500 | 151000 | |
| 17,5 | 115,72 | 1140 | 134500 | 144000 | 153500 | 163500 | 169000 | 175500 | 183000 | |
| 19,5 | 137,81 | 1357,5 | 160000 | 171500 | 183000 | 194500 | 201000 | 209500 | 218500 | |
| 21 | 161,81 | 1594 | 188500 | 201500 | 215000 | 228500 | 236500 | 246000 | 256500 | |
| 22,5 | 188,5 | 1857 | 219000 | 235000 | 250500 | 266500 | 275000 | 287500 | 298500 | |
| 24 | 216,42 | 2132 | 251500 | 269500 | 288000 | 305500 | 316500 | 330000 | 343000 | |
| 25,5 | 246,27 | 2426 | 286500 | 307000 | 327500 | 348000 | 360000 | 375000 | 390500 | |
| 27,5 | 278,1 | 2739 | 323500 | 346500 | 369500 | 393000 | 406500 | 423500 | 441000 | |
| 29 | 311,77 | 3071 | 363000 | 389000 | 415000 | 441000 | 456000 | 475000 | 494500 | |
| 32 | 382,52 | 3768 | 445500 | 477000 | 509500 | 541000 | 559500 | 583500 | 607000 | |
| 35,5 | 463,2 | 4562,5 | 539000 | 578000 | 616500 | 655000 | 677500 | 707000 | 735000 | |
| 38,5 | 548,71 | 5405 | 639000 | 685500 | 730500 | 776500 | 795000 | 835000 | 868500 | |
| 42 | 644,55 | 6349 | 751000 | 805000 | 857500 | 911500 | 943000 | 980000 | 1015000 | |
| 45 | 751,01 | 7397,5 | 874500 | 936500 | 999500 | 1055000 | 1095000 | 1140000 | 1190000 | |
| 48,5 | 862,51 | 8496 | 999500 | 1070000 | 1145000 | 1220000 | 1255000 | 1310000 | 1365000 | |

ных скобках — число слоев в пряди и проволок в соответствующем слое; «1 о.с.» указывает на то, что имеется один органический сердечник.

Необходимо обоснованно выбрать тип и типоразмер для проектируемого механизма, изучив устройство и особенности канатов и учитывая, что на долговечность каната существенное влияние оказывают конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы. Характеристики некоторых типов канатов приведены в табл. 8.7.

Типоразмер каната определяется его диаметром и выбирается по справочникам в зависимости от разрывного усилия:

$$S_p \geq K S_{\max}, \quad (8.1)$$

где S_p — расчетное разрывное усилие каната; K — наименьший коэффициент запаса прочности, регламентируемый Правилами Ростехнадзора (табл. 8.8); S_{\max} — максимальное рабочее натяжение ветви каната, навиваемой на барабан.

Таблица 8.8. Коэффициент запаса прочности каната

| Группа режима | Минимальное значение K | |
|---------------|--------------------------|--------------------|
| | Подвижные канаты | Неподвижные канаты |
| M1 | 3,15–3,55 | 2,5–3,0 |
| M2 | 4,0 | 3,5 |
| M3 | 4,5 | 4,0 |
| M4 | 5,6 | 4,5 |
| M5 | 7,1 | 5,0 |
| M6 | 9,0 | 5,0 |

Полиспастом называют совокупность подвижных и неподвижных блоков, огибаемых гибким органом, обеспечивающую выигрыш в силе или скорости. В зависимости от этого они делятся на силовые и скоростные.

Силовые полиспасты получили наибольшее распространение в грузоподъемных машинах. Они обеспечивают:

- ♦ ослабление усилия в канатах, что позволяет уменьшать диаметры канатов, блоков и барабана;
- ♦ уменьшение статического момента, создаваемого грузом на барабане;

- ♦ снижение требуемого передаточного числа редуктора, что повышает его компактность;
- ♦ уменьшение динамических нагрузок и демпфирование механических колебаний в приводе за счет стального проволочного каната.

Силовые полиспасты разделяются на два типа:

- ♦ одинарные полиспасты — один конец каната закрепляют на барабане, а другой — на крюковой подвеске или металлоконструкции крана. При наматывании или сматывании каната усилие его натяжения смещается вдоль продольной оси барабана, вызывая нежелательные изменения нагрузки на его опоры. Кроме того, в одинарных полиспастах не обеспечивается строго вертикальный подъем груза и возможно закручивание крюковой подвески;
- ♦ сдвоенные полиспасты — оба конца каната закрепляются на барабане, имеющем правую и левую нарезки. При подъеме и опускании груза одновременно наматываются или сматываются оба конца каната, благодаря чему достигается равномерность нагрузки на опоры барабана и металлоконструкцию. Однако при сдвоенных полиспастах требуется вдвое большая длина каната. Такие полиспасты находят применение для механизмов, расположенных на грузовых тележках (козловые, мостовые и консольные краны).

Основными характеристиками полиспаста являются кратность и КПД.

Кратностью полиспаста называют отношение числа ветвей, на которых висит груз, к числу ветвей, наматываемых на барабан. Кратность полиспаста указывает на выигрыш в силе (для силовых полиспастов) или в скорости (для скоростных полиспастов).

Максимальное натяжение S_{\max} зависит от кратности полиспаста $i_{\text{пол}}$ и для механизма подъема груза определяется по формуле

$$S_{\max} = \frac{G_{\text{гр}} + G_{\text{под}}}{i_{\text{пол}} \eta_{\text{пол}} a}, \quad (8.2)$$

где $G_{\text{гр}}$ — вес поднимаемого груза, Н; $G_{\text{под}}$ — вес грузозахватного органа, Н; $\eta_{\text{пол}}$ — КПД полиспаста; a — число ветвей каната, навиваемых на барабан. В предварительных расчетах $i_{\text{пол}}$ можно принять по табл. 8.9.

Т а б л и ц а 8.9. Кратность полиспаста

| Характер навивки на барабан | Тип полиспаста | $i_{\text{пол}}$ при грузоподъемности, т | | | | |
|-----------------------------|----------------|--|------|-------|-------|-------|
| | | До 1 | 2–6 | 10–15 | 20–30 | 40–50 |
| Непосредственный | Одинарный | 1 | 2; 3 | 3; 4 | 4–6 | — |
| | Сдвоенный | 2 | 2 | 2; 3 | 3; 4 | 4; 5 |
| Через направляющие блоки | Одинарный | 1; 2 | 2; 3 | 3; 4 | 5; 6 | — |
| | Сдвоенный | — | 2 | 2; 3 | 3; 4 | — |

КПД полиспаста определяется как отношение полезной работы к затраченной, т.е. характеризует потери при работе полиспаста на изгиб каната на блоках и на трение в их осях, и находится из выражения

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^{i_{\text{пол}}}}{i_{\text{пол}}(1 - \eta_{\text{бл}})}, \quad (8.3)$$

где $\eta_{\text{бл}}$ — КПД блока, причем для блоков на подшипниках качения можно принять $\eta_{\text{бл}} = 0,97–0,98$, а на подшипниках скольжения $\eta_{\text{бл}} = 0,94–0,96$.

Для случая, когда ветвь каната, идущая на барабан, проходит через z направляющих блоков, учитываются потери и на этих блоках, тогда КПД полиспаста определится по формуле

$$\eta_{\text{п}'} = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^{i_{\text{пол}}}) \eta_{\text{бл}}^z}{i_{\text{пол}}(1 - \eta_{\text{бл}})}. \quad (8.4)$$

Для сокращения инженерных расчетов при проектировании грузоподъемного механизма рекомендуется принимать $\eta_{\text{пол}}$ по табл. 8.10, а $\eta_{\text{бл}}^z$ — по табл. 8.11.

Т а б л и ц а 8.10. КПД полиспаста $\eta_{\text{пол}}$

| $\eta_{\text{бл}}$ | Кратность полиспаста | | | | | | | |
|--------------------|----------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 |
| 0,96 | 0,98 | 0,96 | 0,94 | 0,92 | 0,90 | 0,96 | 0,82 | 0,78 |
| 0,98 | 0,99 | 0,98 | 0,97 | 0,96 | 0,95 | 0,93 | 0,91 | 0,89 |

Таблица 8.11. КПД направляющих блоков $\eta_{\text{бл}}^z$

| $\eta_{\text{бл}}$ | Число блоков z | | | | | | |
|--------------------|------------------|------|------|------|------|------|------|
| | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 0,96 | 0,92 | 0,88 | 0,85 | 0,81 | 0,78 | 0,75 | 0,69 |
| 0,98 | 0,96 | 0,94 | 0,92 | 0,90 | 0,88 | 0,87 | 0,85 |

При расчете механизма подъема груза кратность полиспаста в зависимости от грузоподъемности и типа можно принять по табл. 8.9, а КПД — по табл. 8.10.

Блоки — элементы грузоподъемных машин, предназначенные для изменения направления гибкого органа.

Блоки бывают подвижные, ось которых перемещается в пространстве, и неподвижные — с осью, закрепленной на металлоконструкции крана.

Профиль обода канатных блоков, за исключением приводных, принимают с таким расчетом, чтобы не было излишних зазоров между стенками и канатом, но в то же время не происходило бы заклинивания каната. Оптимальный радиус канавки $r = 0,53d_k$ (d_k — диаметр каната).

По назначению блоки делятся на направляющие, уравнительные и поддерживающие.

В направляющих блоках высоту реборд принимают равной $2d_k$. Однако для концевых блоков стреловых кранов рекомендуется увеличивать высоту реборд до (5–6) d_k , что значительно снижает вероятность схода каната с блока. Диаметр направляющих блоков по средней линии навиваемого каната выбирают по соотношению

$$D_{\text{бл}} \geq d_k k, \quad (8.5)$$

где $D_{\text{бл}}$ — диаметр блока по средней линии навиваемого каната; k — коэффициент, зависящий от выбора диаметра блока (табл. 8.12).

Таблица 8.12. Коэффициент выбора диаметра блоков

| Тип машины | Режим работы | Значение k |
|---|--------------|--------------|
| Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых лебедок и электроталей | M1, M2, M3 | 16, 18, 20 |
| | M4 | 22,4 |
| | M5 | 25 |
| | M6 | 28 |
| Стреловые краны, лебедки, электротали | M1–M6 | 18 |

Окончательный диаметр блока следует принимать из нормального ряда размеров: 160, 200, 250, 320, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900 и 1000 мм.

Уравнительные блоки применяют в механизмах со сдвоенными полиспастами для выравнивания в их ветвях нагрузок и длин канатов. Эти блоки не вращаются, а поворачиваются на небольшой угол, поэтому их диаметр рекомендуется принимать на 20 % меньше диаметра направляющих блоков.

Поддерживающие блоки устанавливают на прямолинейных длинных трассах каната. Характерной их особенностью является малый угол охвата канатом. Диаметр поддерживающих блоков принимают в пределах $(8-10) d_k$.

Приводные блоки предназначены для передачи окружных усилий. Канавки этих блоков могут быть полукруглыми, а диаметр принимается из соотношения $D_{\text{бл}} > (0-80) d_k$.

Крюковые подвески служат для соединения грузозахватного органа с канатом.

Грузозахватные органы предназначены для захвата (застропки), надежного удержания, ориентирования и освобождения (отстропки) грузов при производстве погрузочно-разгрузочных операций.

Время, затрачиваемое на застропку и отстропку груза, составляет от 20 до 80 % общей продолжительности цикла работы крана. Поэтому производительность кранов находится в прямой зависимости от конструктивных качеств захватных устройств и правильного их подбора к конкретному грузу и условиям работы. Весьма обстоятельно конструкции, особенности и расчет грузозахватных устройств даны в справочнике [8.5].

При одной ветви каната в качестве крюковой подвески используют крюки и петли с коушем или конической втулкой, посредством которых закрепляется канат. При нескольких ветвях каната применяют более сложные крюковые подвески — нормальные и укороченные, с однорогим и двурогим крюком [8.1, 8.4].

Укороченные подвески, имеющие меньшую высоту, применяют для одинарных и сдвоенных полиспастов с четной кратностью.

Таблица 8.13. Технические характеристики монтажных электрических лебедок ЛМ2, ЛМ3,2, ЛМ5, ЛМ8

| Параметр | Лебедка ЛМ2 | Лебедка ЛМ3,2 | Лебедка ЛМ5 | Лебедка ЛМ8 |
|--|-------------|---------------|-------------|-------------|
| Номинальное тяговое усилие на канате, кН (кг) | 20 (2000) | 32 (3200) | 50 (5000) | 80 (8000) |
| Канатоемкость барабана, м | 250 | 250 | 250 | 185 |
| Скорость навивки каната (на 1-м/последнем слое), м/с | 0,3/0,45 | 0,28/0,38 | 0,18/0,26 | 0,22/0,26 |
| Число слоев навивки | 8 | 5 | — | 3 |
| Диаметр каната, мм | 13,5 | 17,5 | 22–22,5 | 28 |
| Режим работы ПВ, % | 25 | 25 | 25 | 15 |
| Тип тормоза | ТГК-200 | ТГК-200 | ТГК-200 | |
| Мощность электродвигателя, кВт | 8,5 | 11,0 | 15,0 | — |
| Напряжение питания, В | 380 | 380 | 380 | 380 |
| Масса (без каната), кг | 585 | 980 | 1945 | 3620 |
| Габариты, мм: | | | | |
| длина | 1170 | 1365 | 1640 | 2480 |
| ширина | 1140 | 1220 | 1375 | 1835 |
| высота | 675 | 745 | 946 | 1066 |

Таблица 8.14. Технические характеристики монтажной электрической лебедки ТЭЛ5

| Параметр | Значение |
|--|-----------|
| Тяговое усилие на канате, кН (кг) | 55 (5000) |
| Канатоемкость барабана, м | 220 |
| Скорость навивки каната (на 1-м слое), м/с | 0,28 |
| Число слоев навивки | 8 |
| Диаметр каната, мм | 22,5 |
| Тип тормоза | ТГК-160 |
| Мощность электродвигателя, кВт | 4,3 |
| Напряжение питания, В | 380 |
| Масса (без каната), кг | 1000 |
| Габариты, мм: | |
| длина | 1750 |
| ширина | 1625 |
| высота | 875 |

Таблица 8.15. Технические характеристики электромеханической лебедки ЛЭМ1,5–4

| Параметр | Значение |
|----------------------------------|--------------|
| Тяговое усилие на канате, т | 1,5 |
| Длина каната, м | 200 |
| Скорость намотки каната, м/мин: | |
| на минимальном диаметре намотки | 7 |
| на максимальном диаметре намотки | 10 |
| Масса лебедки, кг: | |
| без каната | 160 |
| с канатом | 260 |
| Габаритные размеры, мм | 1215×540×490 |

Если в задании на проектирование механизма не указано, для перемещения каких грузов предназначен механизм, то можно выбирать любой тип подвески. Типоразмер крюковой подвески выбирается по справочнику [8.5] в зависимости от грузоподъемности и группы режима механизма.

Лебедки предназначены для производства подъемно-транспортных операций при строительных, монтажных и других работах, а также для комплектации подъемных устройств, буровых установок, мачтовых подъемников, бетономешалок различных типов и др. Лебедки не предназначены для подъема людей. Технические характеристики некоторых типов электрических лебедок приведены в табл. 8.13–8.15. Подбор лебедки производится по номинальному тяговому усилию в канате, наматываемом на барабан.

При расчете крепления лебедки определяют необходимый вес уравнивающего груза на раме или усилие в анкерных болтах из условия грузовой устойчивости лебедки:

$$K_y = \frac{M_B}{M_0} \geq 1,4, \quad (8.6)$$

где K_y — коэффициент грузовой устойчивости; M_B — восстанавливающий момент; M_0 — опрокидывающий момент.

Моменты определяют из условия, что опрокидывание лебедки происходит вокруг точки упора переднего элемента рамы в якорь:

$$M_o = Qh; M_b = G_1a + G_2b,$$

где Q — усилие в канате, навиваемом на барабан лебедки; G_1 — вес лебедки; G_2 — усилие в анкерных болтах, или вес уравнивающего груза; a — расстояние от центра массы лебедки до точки опрокидывания; b — расстояние от точки опрокидывания до места закрепления анкерных болтов или до центра тяжести уравнивающего груза; h — расстояние от каната до точки опрокидывания.

После преобразований получим

$$G_2 = \frac{QhK_y - G_1a}{b}. \quad (8.7)$$

Кроме того, необходимо рассчитать якорь лебедки на прочность и устойчивость против горизонтального смещения под действием сдвигающей силы

$$N = Q - F_{\text{тр}}, \quad (8.8)$$

где $F_{\text{тр}} = f G_1$ — сила трения рамы о грунт; $f = 0,3 - 0,5$ — коэффициент трения рамы о грунт.

Пример 8.5. Рассчитать такелажную оснастку, предназначенную для подъема аппарата двумя мачтами методом поворота вокруг шарнира по условиям примера 8.2. Мачты установлены между поворотным шарниром и центром массы аппарата.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Максимальные усилия в задней ванте мачты $Q_b = 0,15$ МН и грузовом полиспасте $Q_n = 0,21$ МН соответствуют началу подъема аппарата.

Исходя из класса использования и режима нагружения подъемного механизма, руководствуясь табл. 8.4–8.6, устанавливаем его классификационную группу — М2.

Выбор каната для задней ванты мачты производится по расчетному разрывному усилию, которое в соответствии с (8.1) равно

$$S_p = KS_{\text{max}} = 3,5 \cdot 0,15 = 0,161 \text{ МН},$$

где $K = 3,5$ принимается по табл. 8.8 для неподвижного каната при режиме работы М2; $S_{\text{max}} = Q_b$ принято равным максимальному усилию в задней ванте.

По табл. 8.7 подбираем канат двойной свивки типа ЛК-Р 6×19(1+6+6/6)+1 о.с. (ГОСТ 2688–80) диаметром $d_k = 16,5$ мм, от-

носящийся к маркировочной группе 1960 Н/мм² с разрывным усилием не менее 166000 Н.

Нагрузка, приходящаяся на грузовой полиспаст, составляет 0,21 МН (21 т). Сходящая с полиспаста ветвь каната через два направляющих блока ($z = 2$) непосредственно навивается на барабан лебедки. Руководствуясь табл. 8.9, принимаем к установке полиспаст одинарного типа с $i_{\text{пол}} = 5$. В полиспасте используются ролики на шарикоподшипниках ($\eta_{\text{бл}} = 0,975$).

Тогда КПД полиспаста по (8.4) составит

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^{i_{\text{пол}}}) \eta_{\text{бл}}^z}{i_{\text{пол}} (1 - \eta_{\text{бл}})} = \frac{(1 - 0,975^5) 0,975^2}{5(1 - 0,975)} = 0,904.$$

Максимальное натяжение при одной сходящей ветви каната ($a = 1$) полиспаста определяется по (8.2):

$$S_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{п}}}{i_{\text{пол}} \eta_{\text{пол}} a} = \frac{0,21}{5 \cdot 0,904 \cdot 1} = 0,046 \text{ МН}.$$

Выбор каната производится по расчетному разрывному усилию, которое определяется по (8.1):

$$S_{\text{р}} = K S_{\text{max}} = 4,0 \cdot 0,046 = 0,184 \text{ МН},$$

где $K = 4,0$ принимается по табл. 8.8 для подвижного каната при режиме работы М2; S_{max} принято равным максимальному усилию в сходящей ветви полиспаста.

По табл. 8.7 выбираем канат двойной свивки типа ЛК-Р 6×19(1+6+6/6)+1 о.с. (ГОСТ 2688–80) диаметром $d_{\text{к}} = 18$ мм, относящийся к маркировочной группе 1860 Н/мм² с разрывным усилием не менее 189500 Н.

Диаметр направляющих блоков по средней линии навиваемого каната выбирают из соотношения (8.5):

$$D_{\text{бл}} \geq d_{\text{к}} k = 0,018 \cdot 18 = 0,324 \text{ м}. \text{ Принимаем блок диаметром } 320 \text{ мм}.$$

Выбор монтажной лебедки производится по номинальному тяговому усилию в канате, навиваемом на барабан лебедки. Данное усилие принимается равным максимальному натяжению сходящей ветви каната полиспаста, т.е. $Q = S_{\text{max}} = 0,046 \text{ МН}$ (46 кН). По табл. 8.13 выбираем электролебедку монтажную ЛМ5: $G_1 = 35,5 \text{ кН}$; $a = 0,645 \text{ м}$; $b = 1,835 \text{ м}$; $h = 0,73 \text{ м}$.

Определим расчетную нагрузку на фундаментные болты по (8.7):

$$G_2 = \frac{QhK_y - G_1a}{b} = \frac{46 \cdot 0,73 \cdot 1,5 - 35,5 \cdot 0,645}{1,835} = 14,971 \text{ кН}$$

при коэффициенте грузовой устойчивости $K_y = 1,5$.

Данная нагрузка воспринимается двумя фундаментными болтами. Приняв коэффициент неравномерности нагрузки равным 1,1, определяем расчетный внутренний диаметр резьбы болтов

$$d_6 = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot G_2}{\pi[\sigma]}} + c = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot 0,014971}{\pi \cdot 230}} + 0,002 = 8,752 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

где $[\sigma] = 230 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение материала болта; $C = 0,002 \text{ м}$ – прибавка на коррозию.

К установке окончательно принимаем болты М24.

Сдвигающая сила, действующая на якорь лебедки, находится по (8.8):

$$N = Q - F_{\text{тр}} = 46 - 0,4 \cdot 35,5 = 31,3 \text{ кН}.$$

Вес якоря принимается равным $(2-3)N$ для заглубленных якорей и до $5N$ для незаглубленных якорей.

8.6. Задачи для самостоятельной работы

Задача 8.1. Определить усилия в грузовых полиспадах при подъеме колонного аппарата методом скольжения с отрывом низа аппарата от земли двумя вертикальными мачтами. Определить кратность полиспаста и его КПД.

Исходные данные приведены в табл. 8.16.

Задача 8.2. Определить усилия в вантах и тормозной оттяжке при подъеме аппарата двумя мачтами. Подобрать канат.

Исходные данные приведены в табл. 8.16.

Задачи 8.3–8.4. Рассчитать суммарное усилие, действующее на основание мачты при подъеме аппарата двумя мачтами.

Исходные данные приведены в табл. 8.16.

Задача 8.5. Сравнить усилия в грузовом полиспасте в начальный момент при подъеме аппарата методом поворота вокруг

шарнира для случая, когда мачты установлены за поворотным шарниром.

Исходные данные приведены в табл. 8.17.

Задача 8.6. Сравнить усилия в грузовом полиспасте в начальный момент при подъеме аппарата методом поворота вокруг шарнира для случая, когда мачты устанавливаются между поворотным шарниром и центром массы поднимаемого аппарата.

Исходные данные приведены в табл. 8.17.

Задача 8.7. Рассчитать усилия в задней ванте и тормозной оттяжке при подъеме аппарата методом поворота его вокруг шарнира для случая, когда мачты установлены за поворотным шарниром. Подобрать канат для задней ванты.

Исходные данные приведены в табл. 8.17.

Задача 8.8. Рассчитать усилия в задней ванте и тормозной оттяжке при подъеме аппарата методом поворота его вокруг шарнира для случая, когда мачты устанавливаются между поворотным шарниром и центром массы поднимаемого аппарата.

Исходные данные приведены в табл. 8.17.

Задача 8.9. Найти усилия в грузовых полиспастах в начальный момент подъема портала при безъякорном способе подъема аппарата. Определить КПД полиспаста и его кратность.

Исходные данные приведены в табл. 8.18.

Задача 8.10. Определить угол наклона аппарата в момент неустойчивого равновесия системы аппарат–портал.

Исходные данные приведены в табл. 8.18.

Задача 8.11. Определить угол наклона портала в начальный момент подъема аппарата.

Исходные данные приведены в табл. 8.18.

Задача 8.12. Рассчитать усилие в грузовых полиспастах при подъеме аппарата из горизонтального положения до положения неустойчивого равновесия системы аппарат–портал.

Исходные данные приведены в табл. 8.18.

Задача 8.13. Определить угол неустойчивого равновесия аппарата при его подъеме методом выжимания.

Исходные данные приведены в табл. 8.19.

Задача 8.14. Рассчитать усилие в полиспасте при подъеме аппарата методом выжимания. Подобрать канат для оснащения полиспаста и лебедки.

Исходные данные приведены в табл. 8.19.

Задачи 8.15–8.16. Рассчитать силу прижатия каретки к рельсам при подъеме аппарата методом выжимания.

Исходные данные приведены в табл. 8.19.

Таблица 8.16. Исходные данные к задачам 8.1–8.4

| Параметр | № задачи | | | |
|--|----------|------|------|------|
| | 8.1 | 8.2 | 8.3 | 8.4 |
| Вес колонны P , МН | 0,8 | 1,2 | 1,6 | 2,0 |
| Вес мачты P_m , МН | 0,05 | 0,05 | 0,07 | 0,07 |
| Вес грузовых полиспастов $P_{гп}$, кН | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Усилие предварительного натяжения ванты S_1 , кН | 10 | 10 | 10 | 10 |
| Число вант на одной мачте n | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Коэффициент динамичности K_d | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 |
| Длина мачты l , м | 50 | 55 | 70 | 90 |
| Высота колонны H , м | 42 | 50 | 60 | 80 |
| Расстояние центра массы колонны от основания $l_{цм}$, м | 18 | 23 | 25 | 35 |
| Диаметр колонны D , м | 2,0 | 2,2 | 2,4 | 2,8 |
| Расстояние от оси мачты до якоря задней ванты a , м | 50 | 55 | 70 | 90 |
| Расстояние между осями мачт b , м | 4 | 5 | 6 | 6 |
| Расстояние от оси мачты до якоря боковой ванты g , м | 50 | 55 | 70 | 90 |
| Расстояние по горизонтали от оси мачты до центра массы аппарата в момент отрыва d , м | 20 | 10 | 5 | 0 |
| Длина тормозной оттяжки f , м | 40 | 40 | 40 | 40 |
| Расстояние по вертикали от уровня земли до центра массы аппарата в момент отрыва h , м | 15 | 20 | 25 | 35 |

Таблица 8.17. Исходные данные к задачам 8.5–8.8

| Параметр | № задачи | | | |
|---|----------|-----|-----|-----|
| | 8.5 | 8.6 | 8.7 | 8.8 |
| Вес колонны P , МН | 0,64 | 0,8 | 0,4 | 0,6 |
| Диаметр колонны D , м | 2,0 | 2,2 | 2,4 | 2,8 |
| Расстояние центра массы колонны от основания $l_{\text{цм}}$, м | 9 | 18 | 20 | 21 |
| Высота мачты H , м | 25 | 40 | 52 | 70 |
| Расстояние от оси шарнира до оси мачты $l_{\text{ш}}$, м | 5 | 5 | 6 | 6 |
| Расстояние от места строповки аппарата до его основания $l_{\text{с}}$, м | 12 | 22 | 30 | 40 |
| Расстояние от мачты до якоря ванта $l_{\text{я}}$, м | 25 | 40 | 52 | 70 |
| Высота фундамента $h_{\text{ф}}$, м | 0,5 | 0,5 | 1,0 | 1,0 |
| Длина аппарата $L_{\text{ап}}$, м | 25 | 40 | 50 | 70 |
| Вес мачты $P_{\text{м}}$, кН | 50 | 50 | 60 | 60 |
| Расстояние от оси шарнира до точки крепления тормозной оттяжки $h_{\text{т}}$, м | 25 | 40 | 50 | 70 |
| Угол между тормозной оттяжкой и горизонталью ω | 45° | 45° | 45° | 45° |
| Усилие предварительного натяжения ванта $\delta_{\text{в}}$, кН | 10 | 10 | 10 | 10 |

Таблица 8.18. Исходные данные к задачам 8.9–8.12

| Параметр | № задачи | | | |
|---|----------|------|------|------|
| | 8.9 | 8.10 | 8.11 | 8.12 |
| Вес аппарата P , МН | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 |
| Вес портала $P_{\text{п}}$, кН | 50 | 50 | 70 | 70 |
| Расстояние по оси аппарата от его шарнира до центра массы $l_{\text{цм}}$, м | 9 | 9 | 7 | 7 |
| Расстояние по оси портала от его шарнира до центра массы портала $l_{\text{п}}$, м | 30 | 30 | 28 | 28 |
| Длина портала l , м | 35 | 35 | 35 | 35 |

Окончание табл. 8.18

| Параметр | № задачи | | | |
|---|----------|------|------|------|
| | 8.9 | 8.10 | 8.11 | 8.12 |
| Расстояние по вертикали между точкой строповки аппарата и шарниром портала в исходном положении h , м | 2,5 | 2,5 | 2 | 2 |
| Высота фундамента под аппарат над шарниром портала h_1 , м | 1 | 1 | 1,5 | 1,5 |
| Расстояние по оси аппарата между центром массы его и монтажными штуцерами Δl , м | 7 | 7 | 6 | 6 |
| Расстояние между вертикальной осью, проходящей через башмак (шарнир) портала, и точкой строповки аппарата в исходном положении перед подъемом a , м | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Расстояние от шарнира аппарата до его центра массы по ширине аппарата r , м | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 |

Таблица 8.19. Исходные данные к задачам 8.13–8.16

| Параметр | № задачи | | | |
|---|----------|------|------|------|
| | 8.13 | 8.14 | 8.15 | 8.16 |
| Вес аппарата P , МН | 1 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| Диаметр аппарата D , м | 2 | 2 | 2,2 | 2,2 |
| Вес подпорки (рамной опоры) P_n , кН | 40 | 40 | 40 | 40 |
| Расстояние по оси аппарата от его шарнира до центра массы $l_{цм}$, м | 9 | 9 | 12 | 12 |
| Расстояние по оси подпорки от его шарнира до центра массы l_n , м | 15 | 15 | 15 | 15 |
| Длина подпорки a , м | 30 | 30 | 30 | 30 |
| Высота фундамента над шарниром тележки h , м | 1 | 1 | 1,5 | 1,5 |
| Расстояние от шарнира до оси аппарата (проходящей через центр массы) R_2 , м | 1,2 | 1,2 | 1,3 | 1,3 |
| Расстояние по ширине аппарата от оси его шарнира до оси поворотной цапфы (т.е. до верхнего края подпорки) B , м | 2,2 | 2,2 | 2,4 | 2,4 |
| То же, но по длине аппарата S , м | 12 | 12 | 15 | 15 |
| Угол наклона аппарата к горизонту α | 10° | 10° | 15° | 5° |

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 8.1. *Александров М.П., Решетов Д.Н.* Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций. М.: Машиностроение, 1987. 122 с.
- 8.2. Монтаж и ремонт технологического оборудования: Учеб. пособие / М.Г. Гайнуллин, С.И. Поникаров, М.А. Закиров, С.А. Вилохин; Казан. гос. технол. ун-т. Казань, 2002. 104 с.
- 8.3. *Поникаров И.И., Гайнуллин. М.Г.* Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки: Учебник. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Альфа-М, 2006. 608 с.
- 8.4. Справочник по кранам / М.М. Гохберг, В.И. Брауде, И.Е. Звягин, Л.Г. Серпин. М.: Машиностроение, 1988. Т. 1. 536 с.
- 8.5. Справочник по кранам / М.М. Гохберг, В.И. Брауде, И.Е. Звягин, Л.Г. Серпин. М.: Машиностроение, 1988. Т. 2. 483 с.
- 8.6. ВСН 351–88. Монтаж сосудов и аппаратов колонного типа.
- 8.7. ГОСТ 483–75. Канаты пеньковые. Технические условия.
- 8.8. ГОСТ 1088–71. Канаты сизалевые. Технические условия.
- 8.9. ГОСТ 1451–77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и методы определения.
- 8.10. ГОСТ 1575–87. Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров.
- 8.11. ГОСТ 2688–80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19 (1+6+6/6)+1$ о. с. Сортамент.
- 8.12. ГОСТ 3241–80. Канаты стальные. Технические условия.
- 8.13. ГОСТ 7665–80. Канат двойной свивки типа ЛК-З конструкции $6 \times 25 (1+6;6+12)+1$ о. с. Сортамент.
- 8.14. ГОСТ 7667–80. Канат двойной свивки типа ЛК-З конструкции $6 \times 25 (1+6;6+12)+7 \times 7 (1+6)$. Сортамент.
- 8.15. ГОСТ 7668–80. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции $6 \times 36 (1+7+7/7+14)+1$ о. с. Сортамент.
- 8.16. ГОСТ 7669–80. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции $6 \times 36 (1+7+7/7+14)-4-7 \times 7 (1+6)$. Сортамент.
- 8.17. ГОСТ 18699–73. Канаты стальные. Канаты закрытые несущие. Технические условия.
- 8.18. ГОСТ 22584–88. Тали электрические канатные. Технические условия.
- 8.19. ГОСТ 22827–85. Краны стреловые самоходные общего назначения. Технические условия.
- 8.20. ГОСТ 25546–82. Краны грузоподъемные. Режим работы.
- 8.21. ГОСТ 25835–83. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы.
- 8.22. ГОСТ 27914–88; ИСО 8087–85. Краны самоходные. Размеры барабанов и блоков.

- 8.23. ГОСТ 28609—90. Краны грузоподъемные. Основные положения расчета.
- 8.24. ИСО 2408. Канаты стальные проволочные общего назначения. Характеристики.
- 8.25. ИСО 4301/1. Краны грузоподъемные. Классификация.
- 8.26. ИСО 4308/1. Краны грузоподъемные. Выбор проволочных канатов.
- 8.27. ИСО 7363—86. Краны и подъемные устройства. Технические характеристики и приемочные документы.
- 8.28. ОСТ 22-115—70. Блоки для стальных канатов.
- 8.29. ОСТ 24.090.85—88. Электроприводы кранов грузоподъемных. Нормы расчета.
- 8.30. ОСТ 36-62—81. Оборудование грузоподъемное. Общие требования.
- 8.31. ПБ 10-14—92. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов.
- 8.32. РД 22-145—85. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания.

Оглавление

| | |
|---|------------|
| Предисловие | 3 |
| ГЛАВА 1. Основные соотношения для механических расчетов машин и аппаратов | 5 |
| 1.1. Расчет толщины корпуса цилиндрических аппаратов ... | 5 |
| 1.2. Расчет толщины крышек и днищ | 8 |
| 1.3. Расчет фланцевых соединений | 13 |
| 1.4. Расчет укреплений отверстий | 21 |
| 1.5. Расчет трубных решеток | 24 |
| 1.6. Проверка необходимости установки температурных компенсаторов | 30 |
| 1.7. Расчет опор аппаратов | 31 |
| 1.8. Расчет аппаратов с рубашками | 48 |
| 1.9. Расчет валов на виброустойчивость и прочность | 50 |
| 1.10. Расчет на прочность тихоходных барабанов | 53 |
| 1.11. Расчет на прочность роторов центрифуг | 57 |
| 1.12. Расчет на прочность роторов сепараторов | 62 |
| <i>Библиографический список</i> | <i>66</i> |
| ГЛАВА 2. Машины для дробления и помола материалов | 68 |
| 2.1. Расчет дробилок ударного действия. Область применения, принцип действия, классификация | 68 |
| 2.2. Расчет щековых дробилок. Область применения, принцип действия, классификация | 80 |
| 2.3. Расчет конусных дробилок. Область применения, принцип действия, классификация | 93 |
| 2.4. Расчет валковых дробилок. Область применения, принцип действия, классификация | 101 |
| 2.5. Расчет барабанных шаровых мельниц. Область применения, принцип действия, классификация | 107 |
| 2.6. Задачи для самостоятельной работы | 116 |
| <i>Библиографический список</i> | <i>122</i> |
| ГЛАВА 3. Теплообменные аппараты | 123 |
| 3.1. Рекомендации по выбору теплообменников | 123 |
| 3.2. Основные расчетные соотношения для теплового расчета аппаратов | 124 |

| | |
|--|------------|
| 3.3. Основные соотношения для определения гидравлического сопротивления аппарата | 133 |
| 3.4. Образцы конструкций и параметры нормализованных кожухотрубчатых теплообменников | 135 |
| 3.5. Примеры расчета кожухотрубчатых теплообменников и холодильников | 168 |
| 3.6. Расчет конденсаторов | 197 |
| 3.7. Расчет кожухотрубчатых испарителей | 203 |
| 3.8. Расчет теплообменников «труба в трубе» | 208 |
| 3.9. Расчет аппаратов воздушного охлаждения | 222 |
| 3.10. Расчет пластинчатых теплообменников | 234 |
| 3.11. Расчет спиральных теплообменников | 247 |
| 3.12. Расчет трубчатых печей | 260 |
| 3.13. Задачи для самостоятельной работы | 294 |
| <i>Библиографический список</i> | 304 |
| ГЛАВА 4. Массообменные аппараты | 305 |
| 4.1. Общие соотношения для технологических расчетов колонных массообменных аппаратов | 305 |
| 4.2. Расчет абсорбционных колонн | 311 |
| <i>Основные расчетные соотношения</i> | 312 |
| 4.3. Расчет ректификационных колонн | 332 |
| <i>Основные расчетные соотношения</i> | 332 |
| 4.4. Расчет сушильных аппаратов | 355 |
| <i>Основные расчетные соотношения</i> | 355 |
| <i>Расчет барабанных сушилок</i> | 362 |
| <i>Расчет сушилок с псевдоожиженным слоем</i> | 377 |
| <i>Расчет пневматических трубных сушильных аппаратов</i> | 388 |
| <i>Расчет распылительной сушилки</i> | 399 |
| 4.5. Задачи для самостоятельной работы | 406 |
| <i>Библиографический список</i> | 415 |
| ГЛАВА 5. Реакционные аппараты | 416 |
| 5.1. Расчет емкостных реакторов-котлов | 416 |
| <i>Основные соотношения для расчета реакторов-котлов периодического действия</i> | 418 |
| <i>Расчет реактора-котла непрерывного действия</i> | 426 |
| 5.2. Расчет трубчатых реакторов для проведения реакций в жидкой среде | 442 |
| <i>Основные расчетные соотношения</i> | 443 |
| 5.3. Расчет трубчатых печей для процессов пиролиза | 446 |
| 5.4. Задачи для самостоятельной работы | 463 |
| <i>Библиографический список</i> | 466 |

| | |
|---|------------|
| ГЛАВА 6. Аппараты для разделения неоднородных сред | 467 |
| 6.1. Расчет фильтров | 467 |
| <i>Основные конструкции, параметры</i> | |
| <i>и классификация фильтров</i> | <i>467</i> |
| <i>Расчет барабанных вакуум-фильтров</i> | <i>470</i> |
| <i>Расчет дисковых вакуум-фильтров</i> | <i>506</i> |
| <i>Основные соотношения для расчета фильтра</i> | <i>507</i> |
| <i>Расчет вакуум-фильтров наливного типа</i> | <i>521</i> |
| <i>Расчет ленточных вакуум-фильтров</i> | <i>522</i> |
| <i>Расчет карусельных вакуум-фильтров</i> | <i>524</i> |
| <i>Расчет рамных фильтр-прессов</i> | <i>536</i> |
| 6.2. Расчет центрифуг | 540 |
| <i>Расчет центрифуг периодического действия</i> | <i>545</i> |
| <i>Расчет центрифуг непрерывного действия</i> | <i>552</i> |
| 6.3. Расчет сепараторов, трубчатых центрифуг | 572 |
| <i>Основные соотношения для расчета сепараторов</i> | <i>572</i> |
| 6.4. Энергетический расчет (расчет мощности) | 592 |
| 6.5. Задачи для самостоятельной работы | 604 |
| <i>Библиографический список</i> | <i>622</i> |
| ГЛАВА 7. Технологические трубопроводы | 625 |
| 7.1. Общие сведения | 625 |
| 7.2. Расчет на прочность технологических стальных | |
| трубопроводов давлением до 10 МПа | 628 |
| 7.3. Расчет на прочность стальных трубопроводов | |
| высокого давления | 646 |
| 7.4. Задачи для самостоятельной работы | 667 |
| <i>Библиографический список</i> | <i>670</i> |
| ГЛАВА 8. Монтажное технологическое оборудование | 671 |
| 8.1. Расчет такелажной оснастки при подъеме | |
| аппарата двумя вертикальными мачтами методом | |
| скольжения | 671 |
| 8.2. Расчет такелажной оснастки при подъеме аппарата | |
| мачтами методом поворота вокруг шарнира | 674 |
| 8.3. Расчет такелажной оснастки при подъеме аппарата | |
| порталом (безъякорный метод) | 679 |
| 8.4. Расчет такелажной оснастки при подъеме методом | |
| выжимания | 683 |
| 8.5. Выбор такелажной оснастки | 685 |
| 8.6. Задачи для самостоятельной работы | 703 |
| <i>Библиографический список</i> | <i>708</i> |

*Иван Ильич ПОНИКАРОВ,
Сергей Иванович ПОНИКАРОВ,
Сергей Викторович РАЧКОВСКИЙ*

**РАСЧЕТЫ МАШИН И АППАРАТОВ ХИМИЧЕСКИХ
ПРОИЗВОДСТВ И НЕФТЕГАЗОПЕРЕРАБОТКИ
(ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ)**

*Учебное пособие
Издание четвертое, стереотипное*

Редакция естественнонаучной литературы

ЛР № 065466 от 21.10.97
Гигиенический сертификат 78.01.10.953.П.1028
от 14.04.2016 г., выдан ЦГСЭН в СПб

Издательство «ЛАНЬ»
lan@lanbook.ru; www.lanbook.com
196105, Санкт-Петербург, пр. Ю. Гагарина, д. 1, лит. А.
Тел./факс: (812) 336-25-09, 412-92-72.
Бесплатный звонок по России: 8-800-700-40-71

Подписано в печать 01.10.19.
Бумага офсетная. Гарнитура Школьная. Формат 84×108^{1/32}.
Печать офсетная. Усл. п. л. 37,59. Тираж 100 экз.

Заказ № 690-19.

Отпечатано в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета
в АО «Т8 Издательские Технологии».
109316, г. Москва, Волгоградский пр., д. 42, к. 5.

ГДЕ КУПИТЬ

ДЛЯ ОРГАНИЗАЦИЙ:

Для того, чтобы заказать необходимые Вам книги,
достаточно обратиться в любую из торговых компаний
Издательского Дома «ЛАНЬ»:

по России и зарубежью

«ЛАНЬ-ТРЕЙД»

РФ, 196105, Санкт-Петербург, пр. Ю. Гагарина, 1

тел.: (812) 412-85-78, 412-14-45, 412-85-82

тел./факс: (812) 412-54-93

e-mail: trade@lanbook.ru

ICQ: 446-869-967

www.lanbook.com

пункт меню «Где купить»

раздел «Прайс-листы, каталоги»

в Москве и в Московской области

«ЛАНЬ-ПРЕСС»

109387, Москва, ул. Летняя, д. 6

тел.: (499) 722-72-30, (495) 647-40-77

e-mail: lanpress@lanbook.ru

в Краснодаре и в Краснодарском крае

«ЛАНЬ-ЮГ»

350901, Краснодар, ул. Жлобы, д. 1/1

тел.: (861) 274-10-35

e-mail: lankrd98@mail.ru

ДЛЯ РОЗНИЧНЫХ ПОКУПАТЕЛЕЙ:

интернет-магазин

Издательство «Лань»: <http://www.lanbook.com>

магазин электронных книг

Global F5

<http://globalf5.com/>



**ЕСТЕСТВЕННОНАУЧНАЯ
ЛИТЕРАТУРА
ДЛЯ ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ**

Мы издаем новые
и ставшие классическими учебники
и учебные пособия по общим
и общепрофессиональным
направлениям подготовки.

Большая часть литературы
издательства «ЛАНЬ»
рекомендована Министерством образования
и науки РФ и используется вузами
в качестве обязательной.

Мы активно сотрудничаем
с представителями высшей школы,
научно-методическими советами
Министерства образования и науки РФ,
УМО по различным направлениям
и специальностям по вопросам грифования,
рецензирования учебной литературы
и формирования перспективных планов издательства.

Наши адреса и телефоны:

РФ, 196105, Санкт-Петербург, пр. Юрия Гагарина, 1
(812) 336-25-09, 412-92-72
www.lanbook.com



Мы будем благодарны Вам
за пожелания по издаваемой нами литературе,
а также за предложения по изданию книг
новых авторов или переизданию
уже существующих трудов.

Мы заинтересованы в сотрудничестве
с высшими учебными заведениями
и открыты для Ваших предложений
по улучшению нашего взаимодействия.

Теперь Вы можете звонить нам бесплатно
из любых городов России по телефону

8-800-700-40-71

Дополнительную информацию
и ответы на вопросы Вы также можете получить,
обратившись по электронной почте:

market@lanbook.ru