

**А.В. АЛЕКСАНДРОВ, М.В. ВАНЧАКОВ,
В.П. СИВАКОВ**

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА
ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНОГО
ПРОИЗВОДСТВА**

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2020**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

**А.В. АЛЕКСАНДРОВ, М.В. ВАНЧАКОВ,
В.П. СИВАКОВ**

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА
ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНОГО
ПРОИЗВОДСТВА**

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2020**

УДК 676.052(075)

ББК 35.77я7

А 365

Александров А.В., Ванчаков М.В., Сиваков В.П. Основы теории и расчета оборудования целлюлозного производства / ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2020. - 130 с.; ил. 78, табл. 7.

ISBN 978-5-91646-219-7

В учебном пособии рассмотрены конструкции, принципы работы и физические основы процессов, протекающих в основных видах оборудования целлюлозного производства; изложены основы теории расчета конструктивных элементов оборудования; представлены необходимые сведения по выбору материалов для защиты оборудования от коррозии.

Учебное пособие предназначено для студентов направлений подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» и 18.03.01 «Химическая технология» всех форм обучения при выполнении курсовых и выпускных квалификационных работ.

Рецензенты:

В.С. Куров – зам. директора по научной работе Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна, д-р техн. наук, профессор;

Б.Е. Борилкевич – директор ООО «Р – центр».

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД в качестве учебного пособия.

ISBN 978-5-91646-219-7

© Высшая школа технологии и
энергетики СПбГУПТД, 2020

© Александров А.В., Ванчаков М.В.,
Сиваков В.П., 2020

ВВЕДЕНИЕ

Производство целлюлозы занимает ведущее место в целлюлозно-бумажной промышленности. Целлюлоза и полуцеллюлоза являются основными компонентами бумаги и картона. Целлюлоза и другие побочные продукты, получаемые при ее производстве, служат основными исходными материалами в химической, пищевой, текстильной, машиностроительной и других областях промышленности России.

Основными способами производства целлюлозы являются сульфитный и сульфатный способы и их модификации. Варка сульфитной целлюлозы и полуцеллюлозы проводится в варочных котлах периодического действия различной конструкции. Варка сульфатной целлюлозы ведется как в котлах периодического действия, так и в установках непрерывной варки. Наибольшее распространение в производстве сульфатной целлюлозы и полуцеллюлозы получили установки непрерывной варки с вертикальными и горизонтальными варочными аппаратами.

Процессы производства целлюлозы разнообразны и сложны. Значительная часть производственных процессов осуществляется непрерывным способом с использованием автоматизированных систем управления технологическим процессом.

Несмотря на сложность и разнообразие машин и аппаратов производства целлюлозы, большинство из них имеют много общих и близких по значению характеристик: технологических (температура, давление, концентрация перерабатываемого сырья), конструктивных (сосуды, работающие под давлением, вертикальной и горизонтальной компоновки, трубопроводы, насосы, запорная арматура, крышки и т.д.). Это позволяет использовать для расчета отдельных групп оборудования общие методы.

В пособии рассмотрены основы теории расчета конструктивных элементов оборудования целлюлозного производства, приведены примеры расчетов, представлены необходимые сведения по выбору материалов для защиты оборудования от коррозии.

Учебное пособие предназначено для бакалавров всех форм обучения направлений: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» и 18.03.01 «Химическая технология» направленности «Технология целлюлозно-бумажных производств».

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАСЧЕТА ТОНКОСТЕННЫХ ОБОЛОЧЕК НА ПРОЧНОСТЬ

Оборудование целлюлозного производства относится к тонкостенным сосудам. Расчет тонкостенных сосудов на прочность проводится с учетом ряда факторов : технологических (давления, температуры и кислотности волокнистой суспензии); конструктивных (формы оболочек, материалов, наличия сварных швов, защитных и теплоизоляционных покрытий); проектных (сроков эксплуатации, скорости коррозии); динамических (режимов варки, изменения температуры и давления, скорости движения жидкостей, газов, скорости переключения запорной арматуры).

Расчет аппаратов и их оболочек на прочность зависит от применяемого технологического оборудования. В целлюлозном производстве эксплуатируются сосуды, нагруженные как внутренним, так и наружным избыточным давлением.

Оболочки, скомбинированные из цилиндров, конусов и шаров, широко применяются в целлюлозном производстве. Оболочки делятся на тонкостенные и толстостенные. Критерием такого деления является отношение толщины стенки к диаметру.

К тонкостенным относятся оболочки, удовлетворяющие условиям табл. 1.

Таблица 1

Условия тонкостенности оболочек

Форма оболочки	Расчетная формула	Условия применения расчетной формулы
Цилиндрическая	$\frac{s - c}{D} \leq 0,1$ $\frac{s - c}{D} \leq 0,3$	для оболочек и труб при $D \geq 200$ мм; для труб при $D < 200$ мм
Эллиптическая	$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,1$	$0,2 \leq \frac{H}{D} \leq 0,5$
Торосферическая	$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,1$	-
Плоская круглая	$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,1$	-
Коническая	$0,001 \leq \frac{s_1 \cos \alpha_1}{D} \leq 0,5$	$\alpha_1 \leq 60^\circ$

Примечания:

s – толщина стенки цилиндрической оболочки, мм;

D – внутренний диаметр оболочки, мм;

c – суммарная прибавка к расчетной толщине оболочки, мм;

s_1 – исполнительная толщина стенки днища (крышки) или переходной части конической оболочки, мм;

H – высота выпуклой части днища без учета цилиндрической части, мм;

α_1 – половина угла при вершине конической оболочки, град.

Буквенные обозначения расчетных величин, приведенных в табл. 1, в следующих примерах конкретизированы.

1.1. Вывод основных уравнений

Расчет аппаратов, имеющих форму поверхностей вращения и нагруженных внутренним давлением, рассмотрим на примере осесимметричной части оболочки (рис. 1). При разработке расчетной схемы полагаем, что модель имеет идеальную геометрическую форму; материал оболочки однородный, изотропный, сплошь заполняет объем стенки; внешние нагрузки – давление и краевые усилия (силы и моменты) – симметричны относительно оси вращения; весом оболочки пренебрегаем.

В стенке оболочки под действием давления возникают главные нормальные напряжения: кольцевое σ_k , меридиональное σ_m и радиальное σ_r , а также напряжения, обусловленные краевыми усилиями. Особенностью напряжений от краевых усилий является локальный характер, они быстро убывают по мере удаления их от места приложения краевых усилий и на расстоянии $l = 1,8\sqrt{Dc}$ практически не отличаются от напряжений по всей оболочке. Расчет без учета влияния краевых сил и моментов проводится по безмоментной теории.

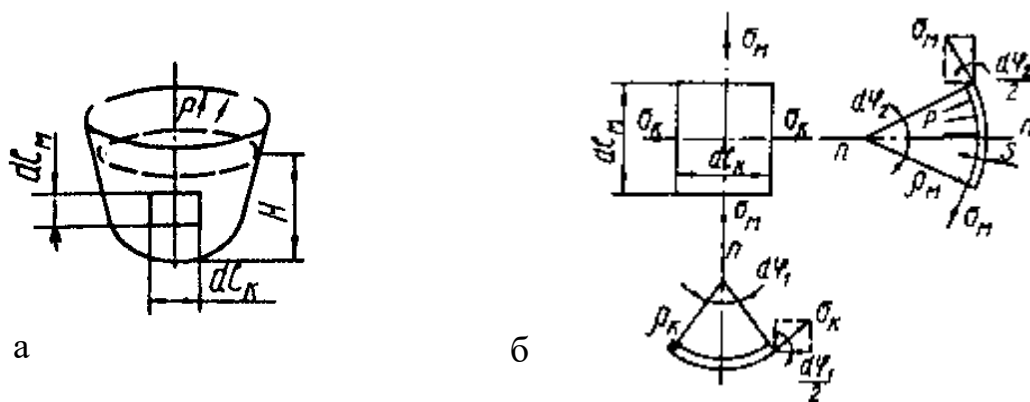


Рис. 1. Расчетная схема осесимметричной части оболочки:
а – модели; б – элементарного участка

Главные нормальные напряжения меняются с изменением толщины стенки. Однако для тонкостенных сосудов эти изменения незначительны, их учет не повышает требуемую точность расчета, напряжение по толщине стенки можно считать постоянным, что значительно упрощает расчеты.

В тонкостенных сосудах можно пренебречь величиной радиального напряжения σ_r , так как она мала по сравнению с величинами кольцевого σ_k меридионального σ_m напряжений.

С учетом принятых допущений рассмотрим элементарный участок $d\ell_k \times d\ell_m$ симметричной части оболочки (рис. 1), радиусы кривизны ρ_k и ρ_m принимаем постоянными. Нагрузка на элементарный участок от внутреннего давления p нормальна к поверхности.

Взаимодействие элемента с оставшейся частью сосуда заменим внутренними напряжениями σ_k и σ_m .

Составим уравнение равновесия элемента. Для этого спроектируем все силы, действующие на элемент, по направлению нормали $n-n$ к поверхности элемента:

$$F_n = F_k + F_m, \quad (1.1)$$

где F_n – проекция внешних сил, Н; F_k – проекция внутренних сил, действующих по граням $d\ell_k$, Н; F_m – то же по граням $d\ell_m$, Н.

Заменив проекции сил их значениями, уравнение (1.1) запишем в виде

$$\sum F_{n-n} = p d\ell_k d\ell_m - 2\sigma_k \sin \frac{d\varphi_1}{2} d\ell_m s - 2\sigma_m \sin \frac{d\varphi_2}{2} d\ell_k s = 0.$$

В виду малости размеров элемента $\sin \frac{d\varphi_1}{2} \approx \frac{d\varphi_1}{2}$ и $\sin \frac{d\varphi_2}{2} \approx \frac{d\varphi_2}{2}$

$$\begin{aligned} \sum F_{n-n} &= p d\ell_k d\ell_m - 2\sigma_k d\varphi_1 d\ell_m s - 2\sigma_m d\varphi_2 d\ell_k s = 0; \\ d\varphi_1 &= d\ell_k / \rho_k; \quad d\varphi_2 = d\ell_m / \rho_m. \end{aligned}$$

Произведя сокращения, получаем уравнение Лапласа:

$$\frac{\sigma_k}{\rho_k} + \frac{\sigma_m}{\rho_m} = \frac{p}{s}. \quad (1.2)$$

В уравнении (1.2) два неизвестных σ_k и σ_m . Определим σ_m из равновесия сил нижней обечайки высотой H (рис. 2).

Проекция на вертикальную ось Z сил, заменяющих действие верхней оболочки

$$F_z \approx \sigma_m \cos \varphi \pi d_6 s, \quad (1.3)$$

где d_6 – диаметр кольцевого сечения на высоте H ; φ – угол наклона касательной к меридиану в месте определения напряжений.

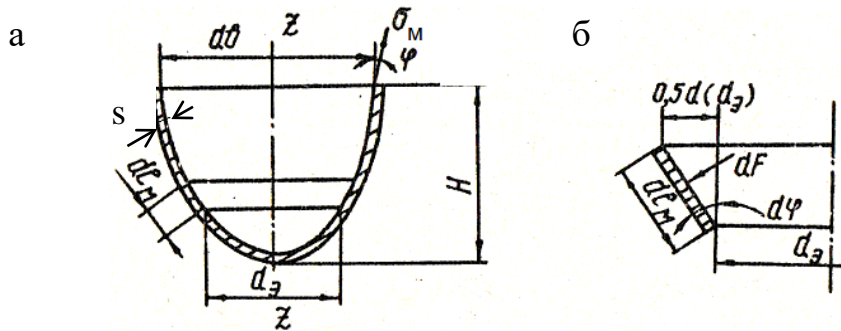


Рис. 2. Расчетная схема к определению меридиональных напряжений:
а – оболочки; б – элементарного участка

Для определения силы F_z вырезаем из нижней обечайки элементарное кольцо шириной $d\ell_m$. Силу давления на это кольцо определяем из уравнения

$$dF = p \pi d \cdot d\ell_m$$

Вертикальная проекция этой силы

$$dF_z \approx p \pi d_3 d\ell_m \sin d\varphi,$$

где $d\varphi$ – угол наклона касательной к меридиану на уровне элементарного кольца.

Имея в виду, что $\sin \varphi = \frac{1}{2} \frac{d(d_3)}{d\ell_m}$, получаем $dF_z = \frac{1}{2} p \pi d_3 d(d_3)$.

Суммируя эти элементарные силы для нижней оболочки высотой H , определим

$$F_z = \pi \int_0^{d_b} p d_3 d(d_3). \quad (1.4)$$

Меридиональное напряжение в кольцевом сечении на высоте H , исходя из формул (1.3) и (1.4) запишем в виде:

$$\sigma_M = \int_0^{d_b} p d_3 d(d_3) / d_6 s \cos \varphi. \quad (1.5)$$

Напряжения σ_k и σ_M можно определить по формулам (1.2) и (1.5), которые являются приближенными, но с достаточной степенью точности удовлетворяют инженерным расчетам.

1.2. Частные случаи расчета напряжений для тонкостенных оболочек

Шаровая оболочка. Рассмотрим шаровой тонкостенный сосуд с внутренним диаметром D и толщиной стенки s , находящийся под действием внутреннего давления p газа или пара. Для шара $\rho_k = \rho_m = D/2$, следовательно $\sigma_k = \sigma_m = \sigma$. Уравнение (1.2) примет вид $4\sigma/D = p/s$, откуда получаем $\sigma = pD/4s$.

Расчетная толщина сферической оболочки

$$s_{cR} = pD/4[\sigma]\varphi_R,$$

где φ_R – расчетный коэффициент прочности сварного шва.

Исполнительная толщина сферической оболочки

$$s_c \geq s_{cR} + c.$$

Цилиндрическая оболочка. Рассмотрим цилиндрическую часть оболочки (рис. 3), находящейся под действие внутреннего давления газа или пара. Для определения меридиональных напряжений разрежем её плоскостью, перпендикулярной оси, и рассмотрим равновесие внешних и внутренних сил одной из частей:

$$F_m = \sigma_m \pi D s, \quad (1.6)$$

где F_m – сила давления на днище сосуда,

$$F_m = \pi D^2/4, \quad (1.7)$$

тогда из уравнений (1.6) и (1.7) $\sigma_m = pD/4s$.

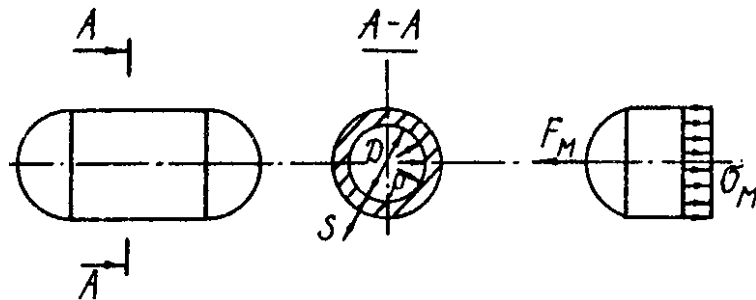


Рис. 3. Схема к расчету напряжений в цилиндрической части оболочек

Величину кольцевых напряжений определим из уравнения (1.2). При условии, что $\rho_k = D/2$, $\rho_m \rightarrow \infty$, имеем $\sigma = pD/2s$. Заметим, что кольцевые напряжения в два раза больше меридиональных.

Учитывая принятые ранее допущения для тонкостенных оболочек, можно считать, что напряженное состояние в элементах цилиндрической оболочки представляет собой общий случай плоского напряженного состояния. Расчет на прочность нужно вести так же, как для сложного напряженного состояния по теориям прочности, имея в виду, что главные напряжения имеют значения $\sigma_1 = \sigma_k$, $\sigma_2 = \sigma_m$, $\sigma_3 = 0$. Например, по теории наибольших касательных напряжений (третья теория прочности) условие прочности цилиндрической оболочки имеет вид:

$$\sigma_3 = \max\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3\} \text{ или } \sigma_3 = pD/2s \leq [\sigma],$$

где σ_3 – эквивалентное напряжение.

Эквивалентные напряжения рассчитываем на уровне кольцевого сечения, где кольцевые и меридиональные напряжения имеют наибольшее значение.

На основании условий прочности рассчитывается толщина стенки сосуда:

$$s_R = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p}; \quad (1.8)$$

$$s \geq s_R + c, \quad (1.9)$$

где s_R – расчетная толщина стенки; s – исполнительная толщина стенки; φ_p – расчетный коэффициент прочности сварного шва; c – суммарная прибавка к расчетной толщине стенки.

При проверочном расчете цилиндрической оболочки определяется внутреннее избыточное давление:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s - c)}{D + (s - c)}.$$

Величины $[\sigma]$, φ_p и c принимаются в соответствии с ГОСТ 14249-89.

Коническая оболочка. Рассмотрим коническую часть сосуда, нагруженную внутренним избыточным давлением (рис. 4).

Определим меридиональные напряжения из уравнения (1.2) при $R_m \rightarrow \infty$

$$\sigma_k = \frac{pR_k}{s_1}, \quad (1.10)$$

где s_1 – толщина стенки конической оболочки.

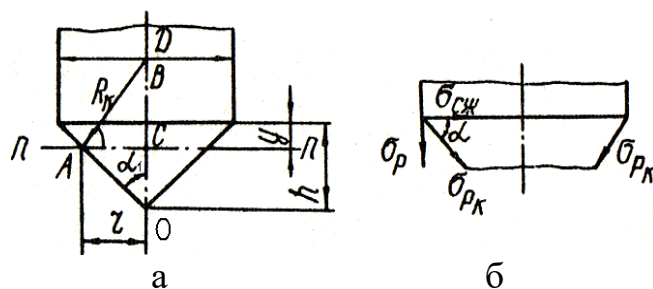


Рис. 4. Схема к расчету напряжений:
 а – в конической части оболочки;
 б – в месте перехода от конуса к цилиндру

Величину кольцевого радиуса R_k определим из $\triangle ABC$

$$R_k = \frac{(h - y) \operatorname{tg} \alpha_1}{\cos \alpha_1}.$$

Подставив в уравнение (1.10) значение R_k , получим

$$\sigma_k = \frac{p(h - y) \operatorname{tg} \alpha_1}{s_1 \cos \alpha_1}.$$

Очевидно, что $\sigma_{k \max}$ будет при $y = 0$, то есть в месте сопряжения конуса с цилиндром:

$$\sigma_{k \max} = \frac{p h \operatorname{tg} \alpha_1}{s_1 \cos \alpha_1}.$$

Заменим $\operatorname{tg} \alpha_1$ его значением из рис. 4: $\operatorname{tg} \alpha_1 = D/2h$, тогда

$$\sigma_{k \max} = \frac{p D}{2 s_1 \cos \alpha_1}. \quad (1.11)$$

Меридиональные напряжения определим из условия, что вертикальная составляющая σ_m в любом сечении $n-n$ уравнивает нагрузку F_z , приходящуюся на оболочку ниже сечения $n-n$:

$$F_z = 2 \pi r s_1 \sigma_m \cos \alpha_1,$$

где вертикальная нагрузка от действия избыточного давления $F_z = \pi r^2 p$.

Тогда

$$\sigma_m = \frac{p r}{2 s_1 \cos \alpha_1}.$$

Заменив r его величиной определяемой из ΔABO , получим $\sigma_m = \frac{(h-y)tg \alpha_1 p}{2s_1 \cos \alpha_1}$. При $y=0$ меридиональные напряжения, как и кольцевые, достигают максимальной величины

$$\sigma_{max} = \frac{pD}{4s_1 \cos \alpha_1}. \quad (1.12)$$

Сопоставление уравнений (1.11) и (1.12) свидетельствует о том, что численные значения кольцевых напряжений вдвое превышают меридиональные.

Условие прочности по теории наибольших касательных напряжений имеет вид

$$\sigma_3 = \frac{pD}{2s_1 \cos \alpha_1} \leq [\sigma].$$

$$S_{\kappa R} = \frac{pD_{\kappa}}{2[\sigma]\varphi_p - p} \times \frac{1}{\cos \alpha_1}. \quad (1.13)$$

$$s_{\kappa} \geq s_{\kappa R} + c,$$

где D_{κ} – расчетный диаметр гладкой конической оболочки; $s_{\kappa R}$ – расчетная толщина стенки конической оболочки; s_R – исполнительная толщина стенки конической оболочки; α_1 – половина угла при вершине конической оболочки.

Допускаемое внутреннее избыточное давление определяется по формуле

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s_{\kappa} - c)}{D_{\kappa}/\cos \alpha_1 + (s_{\kappa} - c)}.$$

Параметры D_{κ} , φ_p , $[\sigma]$ и c принимаются согласно ГОСТ 14249-89. Расчетный диаметр гладкой конической оболочки D_{κ} определяется в зависимости от модели узлов. В аппаратах целлюлозного производства широко распространены конические оболочки, схемы которых представлены на рис. 5.

Для конической оболочки без тороидального перехода (рис. 5а)

$$D_{\kappa} = D - 1,4 a_1 \sin \alpha_1.$$

Для конической оболочки с тороидальным переходом (рис. 5б)

$$D_{\kappa} = D - 2 [r(1 - \cos \alpha_1) + 0,7 a_1 \sin \alpha_1]. \quad (1.14)$$

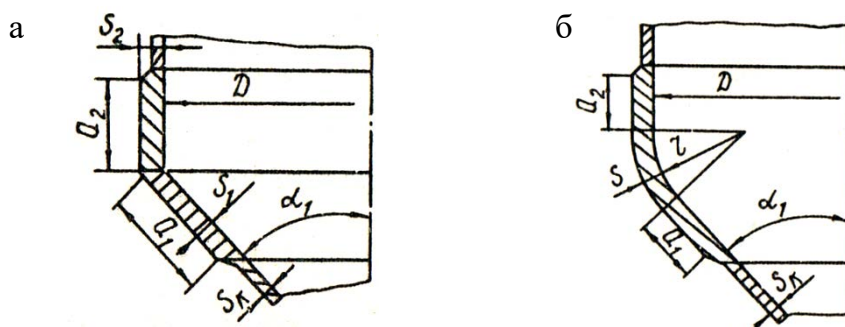


Рис. 5. Расчетные модели узлов конических оболочек:
 а – соединение конической и цилиндрической оболочек без тороидального перехода;
 б – то же с тороидальным переходом

Применение оболочки с тороидальным переходом является предпочтительным по условиям прочности корпуса.

1.3. Расчет участков перехода от конических днищ к цилиндрическим или сферическим оболочкам

Теория тонкостенных оболочек полностью применима для ёмкостей с постоянными или монотонно изменяющимися главными радиусами кривизны ρ_k и ρ_m , имеющих форму шара, конуса, цилиндра. В аппаратах широко применяются емкости в виде сочетаний оболочек этих форм. В местах перехода от конических днищ к цилиндрическим (рис. 5а) или сферическим элементам форма сосуда такова, что меридиональное сечение имеет излом. В месте перехода от конуса к цилиндру радиус кривизны ρ_m обращается в нуль или близок к нулю (рис. 5б).

Уравнение (1.2) приобретает вид

$$\frac{\sigma_k}{\rho_k} + \frac{\sigma_m}{0} = \frac{p}{s}$$

Если при этом σ_m не обращается в нуль, то $\sigma_k \rightarrow \infty$. Это показывает, что для обеспечения равновесия внешних и внутренних сил в месте соединения оболочек различных форм необходимо в меридиональном сечении применять укрепляющие кольца. Снижению местных напряжений способствует также плавный тороидальный переход от конуса к цилиндру.

При расчете укрепляющего кольца предполагают, что стенки оболочки работают только на растяжение (рис. 4б). Растягивающие напряжения σ_{rk} , возникающие в днище под действием избыточного внутреннего давления, наклонены у цилиндрического кольца под углом α и могут быть разложены на горизонтальную и вертикальную составляющие. Вертикальная составляющая напряжения воспринимается укрепляющим кольцом цилиндрической

части. Горизонтальные составляющие вызывают сжатие укрепляющего кольца. На единицу укрепляющего кольца приходится давление

$$p = \sigma_{\rho k} s_1 \cos \alpha_1,$$

где s_1 – толщина укрепляющего кольца.

Укрепляющие кольца выполняются в виде утолщенной цилиндрической или конической оболочек в месте перехода от цилиндра к конусу.

Расчет длин переходных частей оболочек. Расчетные длины переходных частей оболочек (рис. 5а) определяются по формулам:

$$a_1 = 0,7 \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha_1} (s_1 - c)};$$

$$a_2 = 0,7 \sqrt{D(s_2 - c)}.$$

Расчетная длина тороидального перехода (рис.5б)

$$a_1 = a_2 = \sqrt{D(s_T - c)},$$

где s_T – исполнительная толщина стенки тороидального перехода от конической оболочки к цилиндрической.

Расчет стенок переходных частей оболочек. Для соединения оболочек без тороидального перехода расчетные формулы применимы при условиях $\alpha_1 \leq 60^\circ$, $(s_1 - c) \geq (s_2 - c)$. Толщина стенки определяется по формулам:

$$s_{2R} = \frac{p D \beta_1}{2[\sigma]_2 \varphi_R - p};$$

$$s_2 \geq c_{2R} + c,$$

где β_1 – коэффициент, определяемый в соответствии с ГОСТ 14349-82; $[\sigma]_2$ – допускаемые напряжения на участке перехода; φ_R – коэффициент прочности сварного шва.

Расчет толщины стенки элемента s_1 перехода определяется с учетом отношения толщин стенок $(s_1 - c)/(s_2 - c)$:

$$s_1 \geq \left\{ \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right\} s_{2R} + c.$$

Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давления определяются по формуле

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_R (s_2 - c)}{D \beta_1 / \cos \alpha_2 + (s_2 - c)}.$$

Для соединения оболочек с тороидальным переходом расчетные формулы применимы при выполнении условий: $\alpha_1 \leq 70^\circ$; $(s_1 - c) \geq (s_2 - c)$.

$$s_R = \frac{p D \beta_3}{2[\sigma]_2 \varphi_R - p};$$

$$s_1 \geq s_R + c,$$

где β_3 – коэффициент формы. $\beta_3 = \max\{0,5; \beta; \beta_T\}$; коэффициенты β и β_T определяются согласно ГОСТ 14249 – 89.

Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление из условия прочности переходной части рассчитываются по формуле

$$[p] = \frac{2[\sigma] \varphi_R (s_T - c)}{D \beta_3 + (s_T - c)}.$$

1.4. Расчет выпуклых днищ

Выпуклые днища (рис. 6) применяются в оболочках варочных котлов установок непрерывной варки, в конструкциях варочных труб многотрубных варочных аппаратов, в вакуум-выпарных аппаратах и других аппаратах целлюлозного производства.

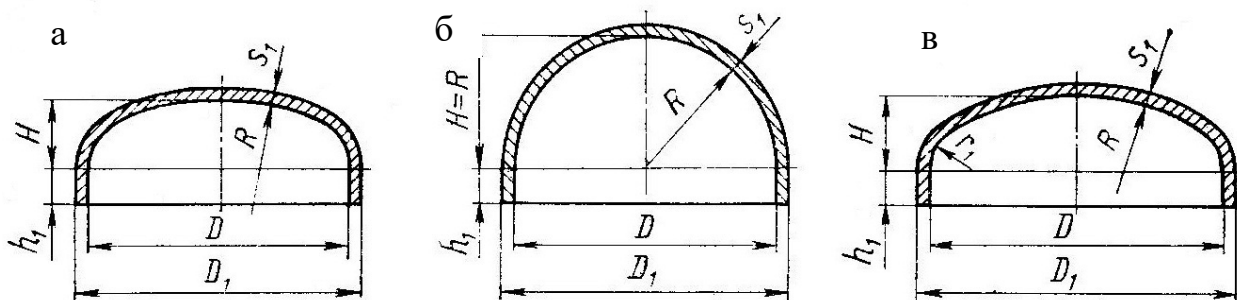


Рис. 6. Выпуклые днища: а – эллиптическое; б – полусферическое; в – торосферическое.

В зависимости от соотношения параметров R , D и r приняты следующие типы торосферических днищ:

тип А $R \approx D_1$, $r_1 \geq 0,095 D_1$;

тип В $R \approx 0,9 D_1$, $r_1 \geq 0,170 D_1$;

тип С $R \approx 0,8 D_1$, $r_1 \geq 0,150 D_1$.

Эллиптические и полусферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением

Толщина стенки рассчитывается по формулам

$$s_{1R} = \frac{pR}{2\varphi[\sigma] - 0,5p};$$

$$s_1 \geq s_{1R} + c.$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление

$$[p] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]}{R + 0,5(s_1 - c)}.$$

Радиус кривизны в вершине днища равен $R = D^2/4H$, где $R = D$ для эллиптических днищ с $H = 0,25 D$; $R = 0,5D$ для полусферических днищ с $H = 0,5D$.

Если длина цилиндрической отбортованной части днища $h_1 > 0,8\sqrt{D(s_1 - c)}$ - для эллиптического днища или $h_1 > 0,3\sqrt{D(s_1 - c)}$ - для полусферического днища, то толщина днища должна быть не меньше толщины обечайки, рассчитанной при $\varphi_p = 1$.

Торосферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением

Толщина стенки в краевой зоне рассчитывается по формуле

$$s_{1R} = \frac{pD_1\beta_1}{2\varphi[\sigma]};$$

$$s_1 \geq s_{1R} + c.$$

Для сварных днищ дополнительно проверяется толщина стенки в центральной зоне

$$s_{1R} = \frac{pR}{2\varphi[\sigma] - 0,5p};$$

$$s_1 \geq s_{1R} + c.$$

Допускаемое внутренне избыточное давление из условия прочности краевой зоны рассчитывается по формуле

$$[p] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]}{D_1\beta_2} \quad (1.15)$$

Для сварных днищ дополнительно проверяется допускаемое избыточное давление из условия прочности центральной зоны

$$[p] = \frac{2((s_1 - c)\varphi[\sigma])}{R + 0,5(s_1 - c)} \quad (1.16)$$

За допускаемое давление принимается меньшее из значений, определяемых по формулам (1.15) и (1.16).

Коэффициенты β_1 и β_2 определяют в соответствии с рис. 7 и рис. 8.

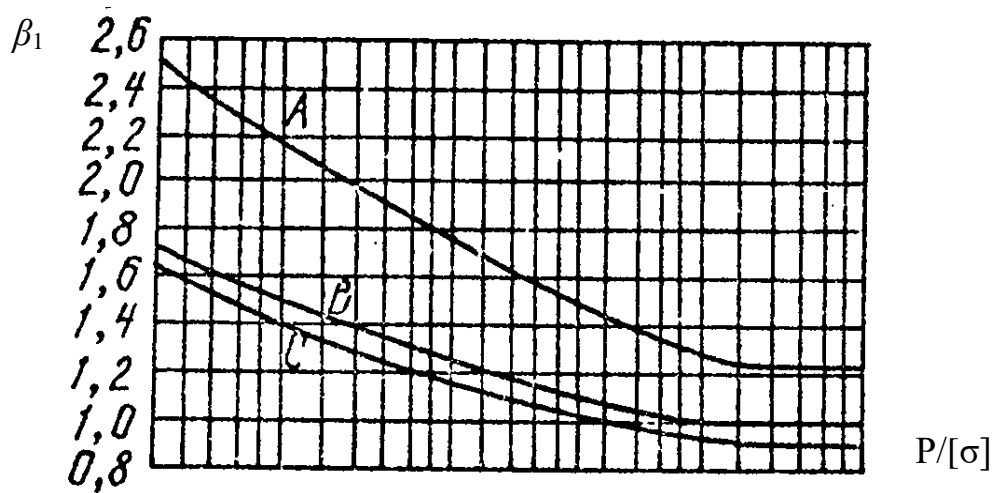


Рис. 7. Графики для определения коэффициента β_1

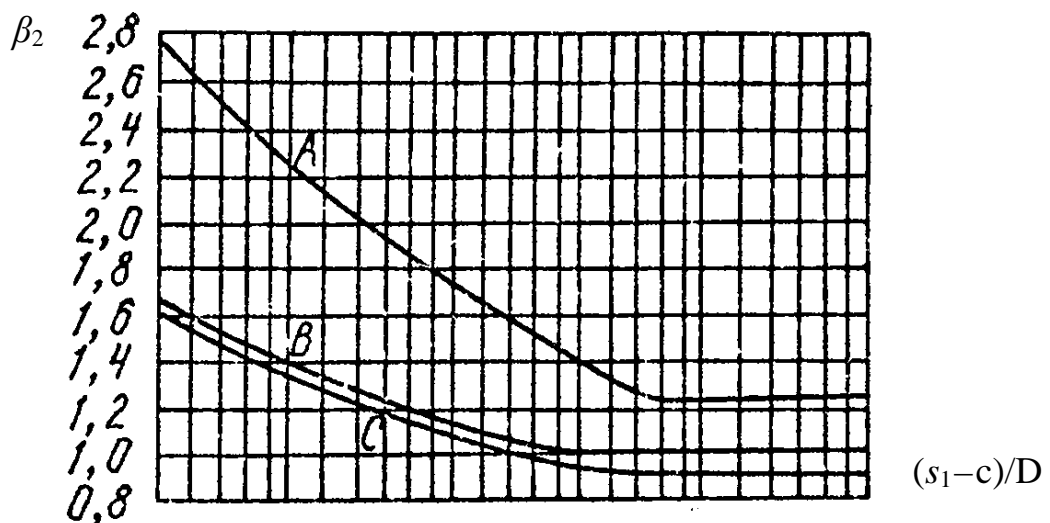


Рис. 8. Графики для определения коэффициента β_2

2. РАСЧЕТ КОРПУСА ВАРОЧНОГО КОТЛА ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

2.1. Форма корпуса котлов

В варочных цехах целлюлозных заводов применяются котлы с различной формой корпуса. Формы котлов непрерывно совершенствуются, и наиболее распространенные конструкции представлены на рис. 9. На рис. 9а показана форма корпуса котлов наиболее ранней конструкции. Недостаток такой формы корпуса состоял в том, что при заполнении котла щепой в верхней части котла оставалось пространство, не заполненное щепой. Для его заполнения щепу приходилось разгребать к стенкам вручную, что являлось весьма трудоемкой операцией, требовавшей значительных затрат времени.

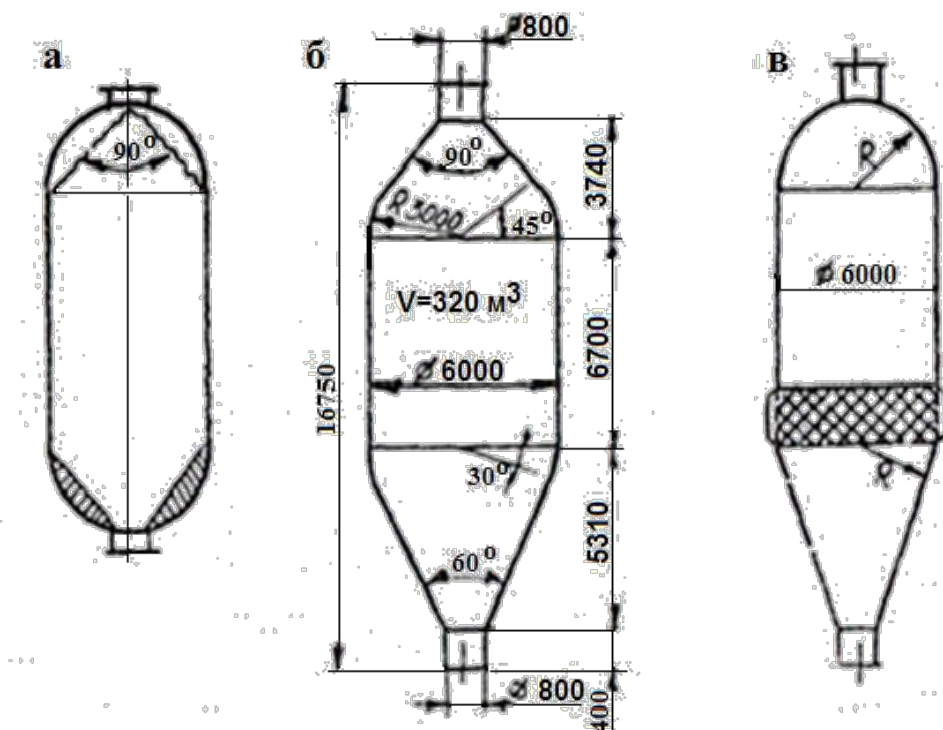


Рис. 9. Форма корпуса котла

При разгрузке котлов такого типа в нижнем сферическом днище оставалась целлюлоза для удаления которой требовалось определенное время. Указанные конструктивные недостатки постепенно устранялись и окончательно установилась форма варочного котла периодического действия показанная на (рис. 9б). Корпус котла современной конструкции состоит из верхней конической части с углом раскрытия 90°, что соответствует углу естественного откоса щепы равного 45-55° позволяющего заполнить верхнюю часть котла щепой даже без применения парового уплотнителя.

Верхний конус соединяется с цилиндрической частью котла тороидальным переходом, позволяющим исключить появление дополнительных напряжений в корпусе котла от действия краевой силы и момента, которые

возникают в месте сочленения в результате различной способности к деформации под действием внутреннего давления. Соединение цилиндрической части с нижним конусом производится также тороидальным переходом. Нижний конус имеет угол раскрытия 60° , что обеспечивает полное удаление из котла сваренной целлюлозы.

На рис. 9в показана форма корпуса котла современной конструкции, отличающаяся от предыдущих тем, что заборное сито циркуляционно-подогревательной системы располагается вровень с внутренней поверхностью котла, благодаря чему полезный объем котла увеличивается на $1-4 \text{ м}^3$ и соответственно увеличивается выход целлюлозы за варку (на $80-300 \text{ кг}$).

Применяются два типа котлов: 1 - для варки сульфитной целлюлозы и полуцеллюлозы (КВСи); 2 – для варки сульфатной целлюлозы и полуцеллюлозы (КВСа). В настоящее время в России сульфитварочные котлы и котлы для варки сульфатной целлюлозы с прегидроллизом изготавливаются с двухслойным (биметаллическим) корпусом. Основной характеристикой варочного котла является его объем нетто, т.е. полезный объем, при вычислении которого не учитывается пространство, занимаемое ситами циркуляционно-подогревательной системы. Конструктивные параметры варочных котлов периодического действия регламентируются ОСТ 26-08-328-79. Согласно отраслевому стандарту для сульфитного производства целлюлозы и полуцеллюлозы существует пять типоразмеров варочных котлов: 160, 200, 250, 320 и 400 м^3 . Второй характеристикой котлов является отношение высоты к диаметру. Высота котла – это расстояние между верхним и нижним фланцами котла. Для котлов, предназначенных для варки сульфитной целлюлозы, H/D находится в пределах от 2,58 до 2,98. Большее отношение характерно для котлов меньшей емкости с более коротким циклом варки, в частности, для варки жесткой целлюлозы.

Для сульфатного и сульфатного с предгидроллизом способов варки предусмотрено четыре типоразмера варочных котлов: 100, 125, 160, 200 м^3 . Отношение H/D для этих котлов составляет от 3,70 до 3,75.

Котлы типа КВСа отличаются от КВСи отношением H/D ; первые более вытянутые, относительно более высокие; максимальная их емкость составляет 200 м^3 . Котлы типа КВСи имеют максимальную емкость 400 м^3 . Различие в емкостях объясняется тем, что котлы типа КВСа имеют короткий цикл варки, 4 – 6 ч, а котлы типа КВСи 8 – 12 ч. Поэтому при увеличении объема котла типа КВСа увеличивается время загрузки, выгрузки продолжительность нагрева содержимого котла, т.е. увеличивается время, не связанное с процессом варки. Увеличение объема варочного котла типа КВСи свыше 400 м^3 также снижает эффективность его работы из-за увеличения времени на загрузку, выгрузку и нагревание содержимого котла. Чем больше емкость котла, тем меньше удельные расходы на металл, на изготовление и монтаж котла, на здания и сооружения, коммуникации трубопроводов, автоматизированную систему управления технологическим процессом, заработную плату обслуживающему и ремонтному персоналу и др. Однако, опыт эксплуатации

варочных котлов свидетельствует, что существует предельная емкость котлов при превышении которой экономическая эффективность их эксплуатации снижается.

2.2. Расчет внутреннего объема корпуса варочного котла

Расчет заключается в определении объемов составных частей котла: верхнего и нижнего тороидальных переходов, верхнего и нижнего конических днищ и цилиндрической части.

Объем верхнего тороидального перехода (шарового пояса)

$$V_e = \frac{1}{6} \pi h_3 (3R^2 + 3r_e^2 + h_3^2), \quad (2.1)$$

где R – больший радиус сечения тороидального перехода; r_e – меньший радиус сечения тороидального перехода; h_3 – высота верхнего тороидального перехода.

В соответствии с ОСТ 26-08-328-79 $R = 0,5 D_6$; $r_e = R \cos 45^\circ$; $h_3 = R \sin 45^\circ$.

Объем нижнего тороидального перехода

$$V_n = \frac{1}{6} \pi h_4 (3R^2 + 3r_n^2 + h_4^2), \quad (2.2)$$

где, исходя из рекомендаций ОСТ 26-08-328-79: $R = 0,5 D_6$; $r_n = R \cos 30^\circ$; $h_4 = R \sin 30^\circ$.

Объем нижней конической оболочки

$$V_{н.н} = \frac{1}{3} \pi h_5 (R_1^2 + r_1^2 + R_1 r_1), \quad (2.3)$$

где h_5 – высота нижней конической оболочки; R_1 – большой радиус нижней конической оболочки; r_1 – меньший радиус нижней конической оболочки.

В соответствии с ОСТ 26-08-328-79: $h_5 = h_2 - h_4$; $r_1 = 0,5 d_1$; $R_1 = R \cos 30^\circ$.

Объем верхней конической оболочки

$$V_{в.н} = \frac{1}{3} \pi h_6 (R_2^2 + r_2^2 + R_2 r_2), \quad (2.4)$$

где h_6 – высота верхней конической оболочки; R_2 – большой радиус верхней конической оболочки; r – меньший радиус верхней конической оболочки.

Для варочных котлов $h_6 = h_1 - h_3$; $r = 0,5d$;

Объем цилиндрической части корпуса котла

$$V_{ц} = \frac{\pi D_B^2}{4} h,$$

где h – высота цилиндрической части корпуса котла.

Объем котла без учета верхней и нижней горловин

$$V_{к} = V_{ц} + V_{в} + V_{н} + V_{в.н} + V_{н.н}.$$

2.3. Расчет корпуса варочного котла на прочность

Расчет на прочность отдельных элементов корпуса котла проводится в соответствии с ГОСТ 14249-89 и ОСТ 26-08-328-79 на основании технологических характеристик процесса варки (температуры, давления, агрессивности среды, режима работы) и геометрических размеров котла. Все элементы варочных котлов удовлетворяют условиям тонкостенности (см. табл. 1).

Расчетная температура аппарата определяется на основании тепловых расчетов и результатов испытаний. При положительных температурах за расчетную температуру стенки элемента сосуда следует принимать наибольшее значение температуры стенки.

Для сульфатного и сульфитного способов производства целлюлозы и полуцеллюлозы максимальная температура в варочных котлах не превышает 200 °С. Расчетные температуры варочных котлов не превышают значений, при которых возникает ползучесть материалов. Допускаемые напряжения материалов котлов определяются по пределу прочности или по пределу текучести, а расчет на прочность производится по расчетным формулам (1.6–1.16).

При отсутствии точных сведений о температурном режиме работы аппарата целлюлозного производства формулы (1.6–1.16) применимы если расчетная температура стенки оболочки из углеродистой стали не превышает 380 °С, из низколегированной – 420 °С и из аустенитной – 525 °С.

Рабочее, расчетное и пробное давления

За рабочее давление сосуда и аппарата принимается максимальное внутреннее избыточное или наружное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса, без учета гидростатического давления

среды и допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного клапана или других предохранительных устройств.

За расчетное давление принимается максимальное избыточное давление среды в аппарате, допускаемое при эксплуатации без учета гидростатического давления от столба жидкости при температуре стенок аппарата 20 С°. Для рабочих температур стенок корпуса аппарата условные давления снижают пропорционально снижению допускаемых напряжений при этих температурах для каждой марки металла.

При повышении давления в аппарате во время действия предохранительных устройств более, чем на 10 % по сравнению с рабочим, элементы аппарата должны рассчитываться на давление, равное 90 % давления, возникающего при полном открытии клапана или предохранительного устройства.

Для элементов, разделяющих пространство с разными давлениями (например, в аппаратах с обогревающими рубашками), за расчетное давление принимается либо каждое в отдельности, либо давление, которое требует большей толщины стенки рассчитываемого элемента. Если обеспечивается одновременное действие давлений, то допускается проведение расчета на разность давлений.

Если на элемент аппарата действует гидростатическое давление, составляющее более 5 % от рабочего, то расчетное давление этого элемента должно быть повышено на эту же величину.

За пробное давление в аппарате принимается давление, при котором производится испытание аппарата. Испытание производится с целью проверки оболочки на прочность. Под воздействием пробного давления могут наблюдаться пластическая деформация металла и значительное выравнивание напряжения металла по толщине стенки оболочки в местах концентрации напряжения и в зоне краевых участков.

В целлюлозном производстве варочное оборудование проверяют на пробное давление при гидравлических испытаниях. По нормам Ростехнадзора при рабочем давлении в аппарате $p \leq 0,5$ МПа пробное давление $p_{nd} \leq 1,5 p$, а при $p > 0,5$ МПа $(p + 0,3 \text{ МПа}) > p_{nd} \geq 1,5 p$.

Допускаемое напряжение, коэффициенты запаса прочности и устойчивости

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ при расчете по предельным нагрузкам сосудов или аппаратов, работающих при статических однократных нагрузках, определяется по формулам:

– для углеродистых и низколегированных сталей

$$[\sigma] = \eta_{\min} \left(\frac{\sigma_r}{n_r} \text{ или } \frac{\sigma_{0,2}^{20}}{n_r}; \frac{\sigma_b}{n_b}; \frac{\sigma_{д10^5}}{n_d}; \frac{\sigma_{1\%10^5}}{n_n} \right); \quad (2.5)$$

– для аустенитных сталей

$$[\sigma] = \eta_{\min} \left(\frac{\sigma_{1,0}}{n_r}; \frac{\sigma_B}{n_B}; \frac{\sigma_{д10^5}}{n_d}; \frac{\sigma_{1\%10^5}}{n_n} \right), \quad (2.6)$$

где η_{\min} – поправочный коэффициент; σ_r – минимальное значение предела текучести при расчетной температуре, МПа; $\sigma_{0,2}^{20}$ – минимальное значение условного предела текучести при температуре 20° С, МПа; σ_B – минимальное значение временного сопротивления (предел текучести при расчетной температуре), МПа; $\sigma_{д10^5}$ – среднее значение предела длительной прочности за 10⁵ часа при расчетной температуре, МПа; $\sigma_{1\%10^5}$ – средний 1 %-й предел ползучести за 10⁵ часа при расчетной температуре, МПа; $\sigma_{1,0}$ – минимальное значение условного предела текучести при расчетной температуре (напряжение, при котором остаточное удлинение составляет 1 %), МПа; n_r, n_B, n_d, n_n – коэффициенты запаса прочности.

К сосудам или аппаратам, работающим при однократных статических нагрузках, условно относят также сосуды и аппараты, работающие при многократных статических нагрузках, где количество циклов нагружения давлением, температурных деформаций и других воздействий не превышает 10³. Такая нагрузка в расчетах на прочность считается однократной. При определении числа циклов нагружения не учитывается колебание нагрузки в пределах 15 % от расчетной.

Варочное оборудование периодической варки работает в условиях многократных статических нагрузок. Количество циклов нагружения от давления, температурных деформаций и других воздействий за расчетный срок эксплуатации в 20 лет превышает $2 \cdot 10^4$, что больше значений, при которых нагрузка условно считается однократной. Однако колебания нагрузки для варочного оборудования не превышают 15 % расчетной. Поэтому допускаемые напряжения при расчете варочного оборудования по предельным нагрузкам можно определять так же, как для аппаратов, работающих при статических однократных нагрузках.

Для условий испытания допускаемое напряжение определяется по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_r^{20}}{n_r} \text{ или } \frac{\sigma_{0,2}^{20}}{n_r}.$$

Коэффициенты запаса прочности в зависимости от условий нагружения приведены в табл. 2.

Коэффициенты запаса прочности

Условия нагружения	Коэффициенты запаса прочности			
	n_t	n_b	n_d	n_n
Рабочие условия	1,5	2,4	1,5	1,0
Условия испытания:				
гидравлические	1,1	-	-	-
пневматические	1,2	-	-	-

Поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям $\eta = 1,0$ за исключением стальных отливок: $\eta = 0,8$ – для отливок, подвергающихся индивидуальному контролю неразрушающимися методами; $\eta = 0,7$ – для остальных отливок.

Для сталей, используемых в химическом машиностроении, для рабочих условий допускаемые напряжения, определяемые по формулам (2.5; 2.6) при $\eta = 1,0$, должны соответствовать требованиям ГОСТ 14249-89.

Коэффициент запаса устойчивости n_y при расчете сосудов и аппаратов на устойчивость по нижним критическим напряжениям в пределах упругости принимаются: $n_y = 2,4$ для рабочих условий; $n_y = 1,8$ для условий испытания и монтажа.

При расчете на прочность сварных элементов сосуда или аппарата в формулы вводятся коэффициенты прочности сварных соединений:

φ_p – продольного шва цилиндрической или конической оболочки;

φ_T – кольцевого шва цилиндрической или конической оболочки;

φ_k – сварных швов кольца жесткости;

φ_a – поперечного шва для укрепляющего кольца;

$\varphi, \varphi_A, \varphi_B$ – швов выпуклых и плоских днищ и крышек.

Значения коэффициентов прочности сварных швов в зависимости от длины контролируемых швов (1,0 – 100 % от общей длины шва; 2,0 – от 10 до 50 %) приведены в табл. 3.

Коэффициенты прочности сварных швов

Вид сварного шва	1	2
1. Стыковой или тавровой с двухсторонним сплошным проваром, выполняемый автоматической или полуавтоматической сваркой	1,0	0,9
2. Стыковой с подваркой корня шва или тавровой с двухсторонним сплошным проваром, выполняемый вручную	1,0	0,9
3. Стыковой, доступный сварке только с одной стороны, имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую по своей длине шва к основному металлу	0,9	0,8

4. Тавровый с конструктивным зазором свариваемых деталей	0,8	0,65
5. Стыковой, выполняемый автоматической или полуавтоматической сваркой с одной стороны с флюсовой или керамической подкладкой	0,9	0,8
6. Стыковой, выполняемый вручную с одной стороны	0,8	0,65
Примечание. 1 – 100 %-й контроль сварных швов; 2 – 100 %-й контроль сварных швов.		

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов

Исполнительная толщина стенок элемента сосуда определяется по формулам, приведенным в разд. 1.2 с учетом прибавки c к расчетным толщинам элементов сосуда, которая определяется по формуле

$$c \geq c_1 + c_2 + c_3,$$

где c_1 – прибавка для компенсации коррозии и эрозии; c_2 – прибавка для компенсации минусового допуска стандартной толщины листа металла; c_3 – прибавка по технологическим, монтажным и другим соображениям.

Обоснование всех прибавок к расчетным толщинам приводится в технической документации. При двухстороннем контакте с коррозионной и (или) эрозионной средой прибавка c_1 для компенсации коррозии и (или) эрозии должна соответственно увеличиваться.

Технологическая прибавка c_3 предусматривает компенсацию утончения стенки элемента сосуда или аппарата при технологических операциях (вытяжка, штамповка, гибка труб и т.д.). В зависимости от принятой технологии эту прибавку учитывает предприятие-изготовитель при разработке рабочих чертежей.

Прибавки c_2 и c_3 учитывают в тех случаях, когда их суммарная величина превышает 5 % номинальной толщины листа. Технологическая прибавка c_3 не включает в себя округление расчетной толщины до стандартной.

Проверка на усталостную прочность

Для сосудов и аппаратов, работающих при многократных нагрузках с количеством циклов нагружения давлением, температурных деформаций или других воздействий более 10^3 за срок эксплуатации, кроме расчета на прочность в соответствии с ГОСТ 14249-89, следует выполнять проверку на усталостную прочность.

Если колебания нагрузки не превышают 15 % расчетной, то проверка на усталостную прочность не проводится.

2.4. Биметаллические варочные котлы

Первоначально внутренняя поверхность котлов для варки сульфитной целлюлозы защищалась свинцовыми листами, затем в начале XX в., стала применяться защита керамическими плитками. С 1960 г. в нашей стране устанавливаются только биметаллические котлы. Биметаллические котлы имеют следующие преимущества по сравнению с футерованными котлами:

1. Увеличение рабочего объема котла, а, следовательно, и производительности на 10-15 % за счет отсутствия футеровки.
2. Увеличение плотности загрузки щепой на 10-20 % благодаря тому, что щепа хорошо скользит по гладкой внутренней поверхности котла.
3. Уменьшение объема ремонтных работ.
4. Снижение массы варочной установки в 1,7-1,8 раза.
5. Уменьшение загрязнения целлюлозы минеральными включениями.

Однако стоимость биметаллических котлов на 85 % выше обмурованных.

В настоящее время котлы изготавливаются из биметалла марки 20К+0Х17Н16М3Т. Зарубежные фирмы применяют взамен основного слоя из стали 20К низколегированную сталь типа 16ГС (добавка марганца и кремния). Толщина слоя нержавеющей стали составляет 3-6 мм. Одним из основных требований к плакирующему слою является отсутствие межкристаллической коррозии, резко снижающей прочность металла и приводящей к преждевременному выходу котла из строя. Необходимо, чтобы слой нержавеющей стали содержал минимальное количество углерода (0,06-0,08 %), так как такое снижение препятствует возникновению межкристаллической и других видов коррозии. В целях обеспечения более высокой стойкости плакирующего слоя биметалла, предназначенного для сульфитварочных котлов, разработаны рекомендации по применению нержавеющей сталей следующих марок: 0Х23Н28М3Д3Т, 000Х16Н15М3 и 000Х21Н21М4Б. Все эти стали имеют пониженное содержание углерода, а также добавки ниобия и ванадия, препятствующие возникновению в металле межкристаллической и точечной коррозии.

2.5. Арматура варочного котла

Для осуществления необходимых технологических операций варочный котел оснащается соответствующей арматурой. Верхняя горловина котла на время варки закрывается либо плоской крышкой (рис. 10), присоединяемой к фланцу горловины откидными болтами, либо одним из типов механизированных крышек 6. Наиболее часто из механизированных крышек применяются крышки с пневмоприводом типа обратного клапана, когда крышка прижимается к уплотняющей поверхности давлением в котле, крышки с байонетным затвором и крышки с шаровым клапаном.

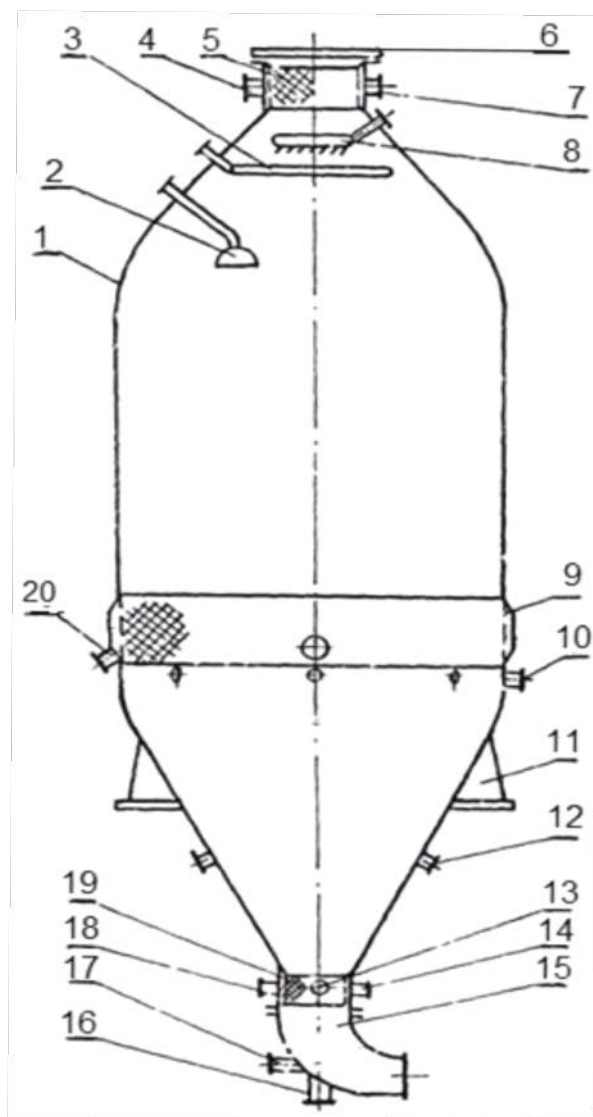


Рис. 10. Варочный котел с арматурой

В верхней горловине располагается сдувочная сетка 5, препятствующая попаданию щепы в сдувочную линию 7 при заполнении котла варочным реагентом и при проведении сдувок. Очистка сетки производится путем подачи пара в штуцер 4. Сетка изготавливается из нержавеющей стали и имеет отверстия диаметром 6-8 мм.

В верхней части конуса располагается паровой уплотнитель щепы 8, а несколько ниже коллектор 3, в который подается теплая вода для промывки котла после выгрузки сваренной целлюлозы. В верхнем конусе также располагается разбрызгивающее устройство 2, в которое подается нагретый варочный реагент из циркуляционно-подогревательной системы котла. В нижней части цилиндрической обечайки котла располагается заборное сито 9 циркуляционно-подогревательной системы. Варочный реагент через штуцеры 20 отбирается насосом на подогрев.

Под ситом располагается коллектор и конические сопла 10, через которые подается оборотный реагент для разбавления массы при выгрузке котла.

Сопла расположены под углом 60° к радиусу котла и повернуты на 45° относительно вертикальной оси, что позволяет придать массе, находящейся в нижнем конусе, вращательное движение, способствующее более быстрой разгрузке котла. Штуцеры 12 служат для подачи в котел пара. В нижней горловине располагается сито 19, через которое подается циркуляционный реагент из штуцера 14 или оборотный реагент из штуцера 18 при разгрузке котла. Здесь же расположен штуцер 13 для подачи пара.

К нижней горловине присоединяется выдувное колено 15, на котором располагается штуцер 16 для подачи пара в случае образования пробки в нижней горловине. Там же расположен паровой штуцер 17, через который толчками подается пар при образовании пробки из сваренной целлюлозы в выдувном колене или в запорном клапане. Запорный клапан расположен после выдувного колена. Корпус 1 котла имеет четыре опорные лапы 11.

2.6. Паровой уплотнитель при загрузке котла щепой

При загрузке котла щепой без применения уплотняющих ее устройств, происходит естественное уплотнение щепы, особенно в центральной части, и при прочих равных условиях оно зависит от высоты котла. Опыт эксплуатации показывает, что на каждые 10 м^3 увеличения объема котла средняя объемная степень наполнения возрастает на $0,3\%$. Установлено, что увеличение влажности щепы на 1% увеличивает степень наполнения котла на $0,4\%$. Естественное уплотнение щепы при загрузке котла незначительно. Для повышения эффективности использования объема котла ранее применялись механические, воздушные и паровые уплотнители щепы. Основной принцип действия уплотнителей состоит в равномерном распределении поступающего потока щепы по сечению котла и придания ей дополнительной кинетической энергии, способствующей уплотнению щепы. В настоящее время механические и воздушные уплотнители щепы не применяются. Равномерное распределение щепы и одновременное ее уплотнение, пропарка и нагрев щепы по всему объему котла способствуют выравниванию скорости движения циркулирующего варочного реагента в слое щепы, стабилизации влажности и удалению воздуха из щепы, лучшей её пропитке и равномерному распределению температуры. Все это приводит к повышению производительности котла, равномерности провара и улучшению качества целлюлозы, увеличению выхода целлюлозы за счет уменьшения непровара и перевара.

Правильно сконструированный, отрегулированный и освоенный в эксплуатации паровой уплотнитель является эффективным устройством для увеличения производительности варочного котла и повышения качества целлюлозы. Поэтому оптимизации работы уплотнителей щепы должно уделяться особое внимание с целью повышения эффективности эксплуатации варочных котлов.

В современных конструкциях варочных котлов применяются в основном паровые уплотнители, один из вариантов которых показан на рис. 11.

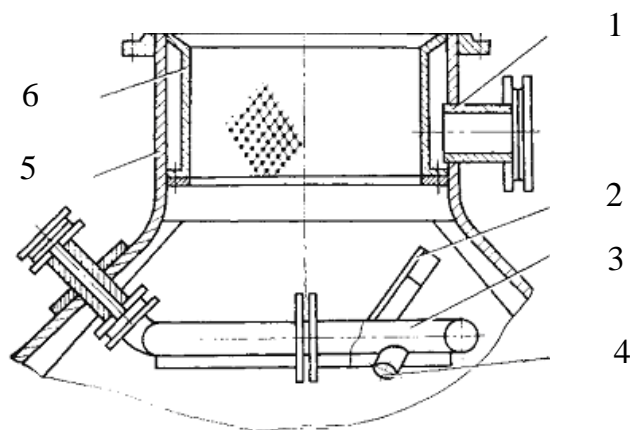


Рис.11. Стационарный паровой уплотнитель щепы:

- 1 – сдувочный штуцер; 2 – угольник;
 3 – распределительная паровая камера; 4 – паровое сопло;
 5 – верхняя горловина котла; 6 – сдувочное сито

Паровой уплотнитель, представляющий собой трубную кольцевую камеру с 24 - 28 паровыми соплами, крепится к корпусу в верхнем конусе варочного котла. Такой вариант прост по конструкции и удобен в эксплуатации, поскольку не загромождает пространство внутри сдувочного сита. Однако такие уплотнители зачастую используются неэффективно, так как при конструировании не соблюдаются условия, при которых $2R \approx 2R_n$ (рис. 12). Пар поступает в паровую камеру и распределяется по соплам. Выходя из сопла, пар в зависимости от давления в паровой камере развивает скорость от дозвуковой до сверхзвуковой, и, ударяясь в тангенциальном направлении по потоку щепы, поступающему через направляющую трубу, распределяет ее по горизонтальному сечению котла, сообщая ей дополнительную кинетическую энергию, что увеличивает плотность загрузки котла. Кроме того, возникающее вращательное движение паровоздушной смеси над поверхностью щепы способствует укладке наклонно упавшей щепы в горизонтальной плоскости. На уплотнение щепы влияют также размер и первоначальная объемная масса щепы, высота слоя щепы и ее влажность. Степень наполнения котла при применении парового уплотнителя щепы по сравнению с естественной загрузкой может составлять 30 - 35 %, а расход пара 0,15 - 0,20 т на тонну целлюлозы. Температура щепы после загрузки котла в зависимости от ее влажности достигает 70 - 80 °С, что приводит соответственно к сокращению расхода пара на нагрев щепы при заварке.

Все детали паровых уплотнителей щепы в котлах, предназначенных для сульфитного и сульфатного с предгидролизом способов варки целлюлозы, изготавливаются из кислотостойкой стали.

Геометрический расчет парового уплотнителя щепы

Степень уплотнения щепы зависит от углов наклона оси сопла. Оптимальным вариантом является направление осей сопел под углом α (рис. 12а), который имеет в радиальной плоскости угла α_1 и в плоскости, касательной к ней, α_2 . При этом лучи, проходящие через оси сопел, должны пересекать окружность сопряжения цилиндрической части со сферической частью верхнего днища.

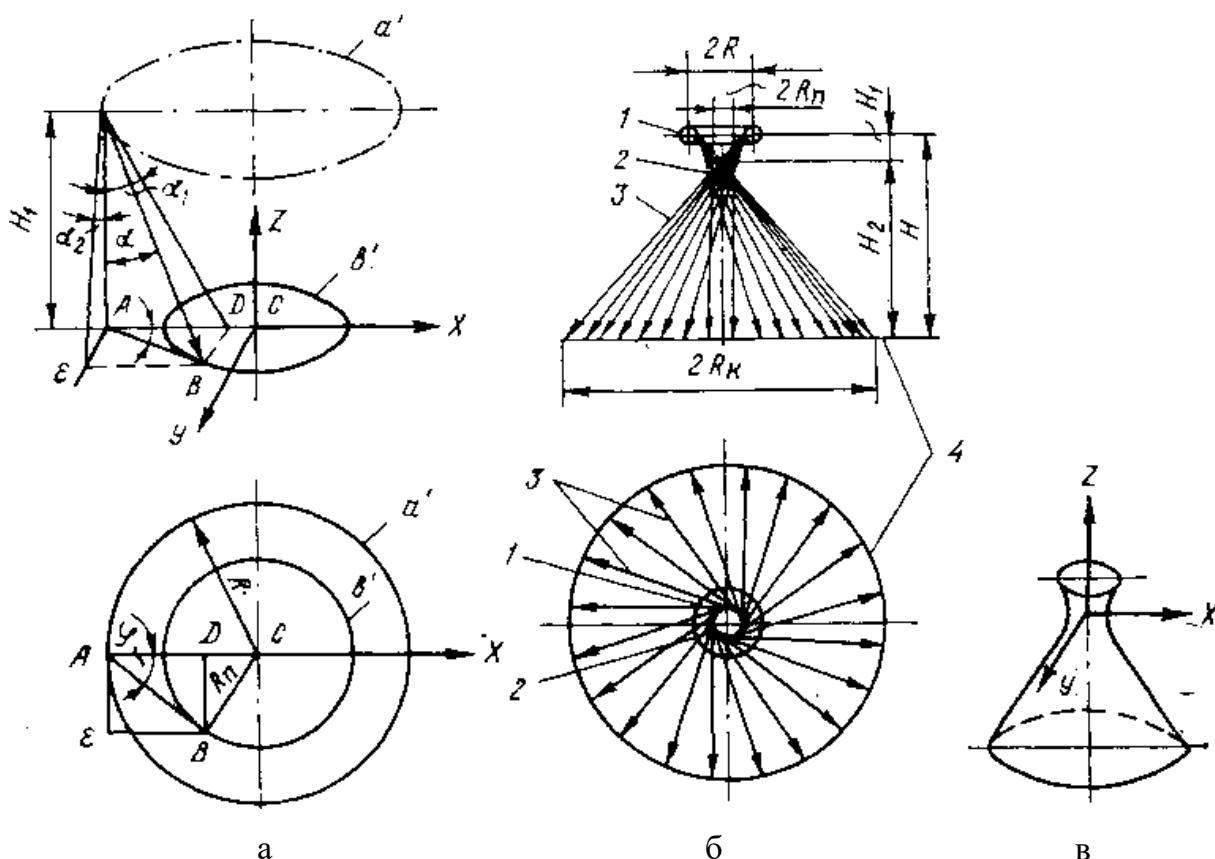


Рис. 12. Расчетная схема парового уплотнителя щепы:

- а – для определения углов наклона сопла;
- б – схема расположения сопел;
- в – однополостный гиперboloид вращения;
- a' – окружность расположения паровых сопел;
- b' – окружность парового кольца (шейки); 1 – паровая камера;
- 2 – паровое кольцо (шейка); 3 – направление движения струи пара;
- 4 – стенка корпуса котла.

Для вывода расчетных формул исходными данными являются: R – радиус расположения паровых сопел в паровой камере, R_n – радиус парового кольца (шейки), R_k – радиус корпуса котла при встрече струи пара со стенкой котла; H – высота от плоскости расположения паровых сопел до плоскости встречи оси паровой струи со стенкой котла (рис.12). Определяются α_1 , α_2 ,

φ , и H , где α_1 и α_2 – соответственно проекции угла наклона оси сопла на радиальную и касательную к ней плоскости, φ – проекции угла наклона оси сопла на горизонтальную плоскость, H_1 – расстояние от плоскости расположения паровых сопел до плоскости расположения парового кольца (шейки).

Видно (рис. 13а), что

$$H_1 = \frac{R \cos^2 \varphi}{\operatorname{tg} \alpha_1} \quad (2.7)$$

или $\sin \varphi = R_n/R$;

$$H_1 = \frac{R^2 - R_n^2}{R \operatorname{tg} \alpha_1}. \quad (2.8)$$

Лучи, проходящие через оси паровых сопел, образуют поверхность однополостного гиперболоида. Анализируем его:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{c^2} = 1, \quad (2.9)$$

при $z = 0$ (рис. 13в) $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1; \quad a = b = R_n;$

$$x^2 + y^2 = R_n^2. \quad (2.10)$$

Формула (2.10) – это уравнение окружности, и формула (2.8) переписывается так:

$$\frac{x^2 + y^2}{R_n^2} - \frac{z^2}{c^2} = 1, \quad (2.11)$$

при $z = H_1$

$$\frac{x^2 + y^2}{R_n^2} = 1 + \frac{H_1^2}{c^2};$$

$$c^2 = \frac{H_1^2 R_n^2}{R^2 - R_n^2}; \quad (2.12)$$

при $z = H_2$

$$H_2 x^2 + y^2 = R_k^2; \quad (2.13)$$

по формуле (2.11)

$$\frac{R_k^2}{R_n^2} - \frac{H_2^2}{c^2} = 1. \quad (2.14)$$

Подставив значения формул (2.8) и (2.12) в формулу (2.14), получим

$$H_2 = \frac{\sqrt{(R_k^2 + R_n^2)(R_k^2 - R_n^2)}}{R \operatorname{tg} \alpha_1} \quad (2.15)$$

По формуле (2.7)

$$\cos^2 \varphi = \frac{R^2 - R_n^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha_1},$$

$R_n \ll R_k$, поэтому

$$H_2 \approx \frac{R \cos \varphi}{\operatorname{tg} \alpha_1} \quad (2.16)$$

$$H = H_1 + H_2. \quad (2.17)$$

Подставив значения формул (2.7) и (2.16) в формулу (2.17), находим

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{R \cos^2 \varphi + R_k \cos \varphi}{H}. \quad (2.18)$$

Длину оси струи пара, от горловины парового сопла до парового кольца (шейки) L_1 и стенки котла L_2 находим по формулам

$$L_1 = H_1 / \cos \alpha; \quad L_2 = H / \cos \alpha. \quad (2.19)$$

Диаметр окружности расположения сопел следует принимать в зависимости от диаметра горловины (в свету) котла, а не его объема, в пределах

$$2R = 500 \dots 600 \text{ мм}. \quad (2.20)$$

Из опыта эксплуатации следует, что наибольший выход целлюлозы получается при диаметре парового кольца (шейки) уплотнителя:

$$R_n = k R_{н.т},$$

где k – коэффициент; $k = 0,70 - 0,75$; $R_{н.т}$ – внутренний диаметр направляющей трубы.

Расчет сопла парового уплотнителя щепы

В паровых уплотнителях применяются сопла Лаваля, в которых течение пара происходит адиабатически. Сопло Лаваля позволяет получить как

дозвуковые, так и сверхзвуковые скорости пара. Давление пара при выходе из устья сопла равно давлению в котле при загрузке щепы. Измерения показывают, что оно составляет $p_2 = 0,1036$ МПа (абсолютное).

Скорость истечения пара через сопло Лавая при $p_y = p_2$ определяется формулой

$$v = 44,7 \sqrt{i_1 - i_2} \quad , \quad (2.21)$$

где v – скорость истечения пара через устье сопла, м/с; i_1 – энтальпия пара перед соплом при p_1 , кДж/кг; i_2 – энтальпия пара в устье сопла (в котле), кДж/кг.

Расход пара через сопло

$$M = F_{\min} v_{кр} \rho_{кр} \quad , \quad (2.22)$$

где M – секундный расход пара через одно сопло, кг/с; F_{\min} – минимальное сечение горловины сопла (рис. 13а), м²; $v_{кр}$ – критическая скорость истечения пара при м/с; $\rho_{кр}$ – плотность пара при $p_{кр}$, кг/м³; $p_{кр}$ – критическое давление пара в горловине сопла, МПа,

$$p_{кр} = \beta_{кр} p_1 \quad (2.23)$$

где $\beta_{кр} = p_2/p_1$ – коэффициент; $\beta_{кр} = 0,577$ МПа для сухого насыщенного и водяного пара; (рис. 14б); p_1 – давление пара перед соплом (в камере), МПа.

Видно (рис. 14б), что в условиях $\beta_{кр} \leq 0,557$ при расчетном давлении

p_1 расход и скорость пара через сопло остаются постоянными.

Из формулы (2.22) следует (рис. 13а):

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4M}{\pi v_{кр} \rho_{кр}}} \quad (2.24)$$

$$M = \frac{(0,15...0,20) M_u}{n \tau} \quad , \quad (2.25)$$

где M_u – выход воздушно-сухой целлюлозы из котла за одну варку; n – число паровых сопел, обычно $n = 20 - 28$; τ – продолжительность работы уплотнителя при загрузке;

$$v_{кр} = 44,7 \sqrt{i_1 - i_{кр}}, \quad (2.26)$$

где $i_{кр}$ – энтальпия пара при $p_{кр}$, кДж/кг.

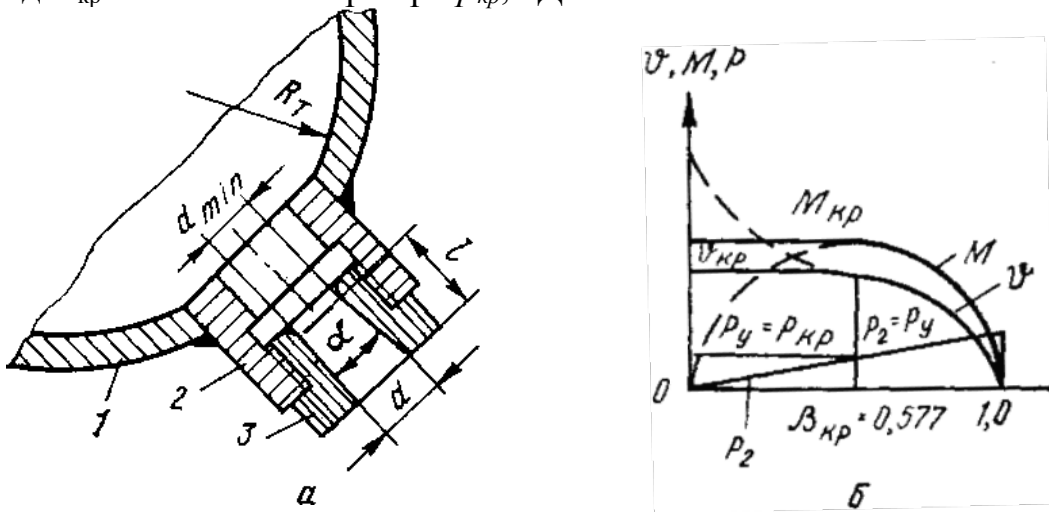


Рис.13. Форма и расчетный график парового сопла:

а – узел крепления сопла;

б – график зависимости скорости и расхода от перепада давления пара;

1 – паровая камера; 2 – бобышка; 3 – сопло

В конической части сопла пар от $p_{кр}$ до p_2 расширяется адиабатически. Поэтому можно написать

$$v/v_{кр} = F/F_{кр}; \quad d = d_{\min} \sqrt{v/v_{кр}}. \quad (2.27)$$

Для нормальной работы сопла Лавалья угол конуса γ принимается равным $8 - 12^\circ$. Длина сопла определяется по формуле

$$l = \frac{d - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \gamma/2}. \quad (2.28)$$

Для эффективного использования кинетической энергии пара существенное значение имеет скорость струи пара v при встрече с поступающим потоком щепы, которая теоретически определяется по формуле

$$v_1 = \frac{d^2}{d_1^2} v, \quad (2.29)$$

где d_1 – диаметр паровой струи при встрече ее с потоком поступающей щепы;

$$d_1 = \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_1} d, \quad (2.30)$$

где ℓ_2 – длина оси сопла от устья до встречи с потоком поступающей щепы;

$$\ell_2 = \frac{R - R_{н.г.}}{\sin \alpha}. \quad (2.31)$$

Кинетическая энергия струи пара на расстоянии ℓ_2 от устья сопла составляет

$$w_2 = w_1 \frac{d^4}{d_1^4}, \quad (2.32)$$

где w_1 – кинетическая энергия струи пара при выходе из устья сопла, МПа,

$$w_1 = \frac{\rho_2 v^2}{2}. \quad (2.33)$$

Формула (2.30) показывает, что при $\ell_2 = 0$, $d_1 = d$ и кинетическая энергия пара используется полностью и эффективно.

2.7. Системы принудительной циркуляции варочного реагента

Циркуляционно-подогревательная система котла служит для выравнивания температуры и концентрации варочного реагента, поэтому реакции взаимодействия варочного реагента с древесиной протекают равномерно по всему объему котла. Это позволяет получать целлюлозу более равномерного качества и снизить количество непровара. Принципиальная схема циркуляционно-подогревательной системы показана на рис. 14.

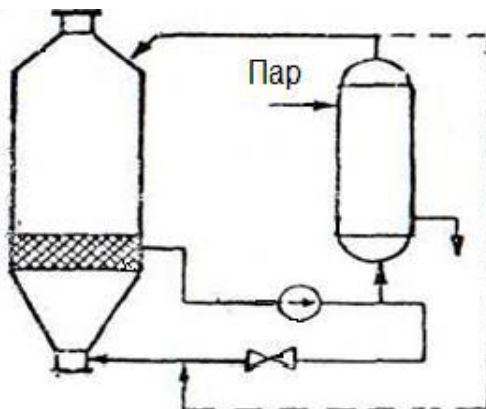


Рис. 14. Циркуляционно-подогревательная система котла для варки сульфитной целлюлозы

В цилиндрической части котла циркуляция варочного реагента идет сверху вниз, а в нижнем конусе, чтобы уменьшить уплотнение щепы во время варки и улучшить условие удаления сваренной целлюлозы, - снизу вверх. В нижнюю часть котла подается ненагретый реагент. Это объясняется тем, что в нижней части котла давление больше за счет гидростатического столба жидкости, вследствие чего пропитка и варка здесь идут быстрее. Выравнивание скоростей процесса варки достигается за счет более высокой температуры в цилиндрической части котла, куда подается нагретый реагент. В нижний конус направляется примерно одна треть циркулирующего реагента, остальное через подогреватель идет в верхнюю часть котла. Кратность циркуляции варочного реагента составляет четыре-шесть объемов котла в час, исходя из этого рассчитывается производительность циркуляционного насоса. Требуемый напор, развиваемый насосом, составляет 20 м. Заборное сито циркуляционно-подогревательной системы состоит из отдельных секций с длиной по хорде 600-650 мм и крепится к кольцу, которое приварено к внутренней поверхности котла. Сито имеет отверстия диаметром 6-8 мм, расположенные по вершинам равнобедренных треугольников, с шагом по окружности 10,2 мм. Подогреватели варочного реагента – двухходовые, с плавающей головкой, что позволяет избежать температурных напряжений в корпусе подогревателя и греющих трубах. При эксплуатации подогреватель необходимо вводить в работу постепенно, нельзя сразу давать большой расход греющего пара, так как может произойти перекося плавающей головки в результате одностороннего нагрева трубок в верхней части и вырыв их из трубной решетки.

Большинство котлов снабжено системой принудительной циркуляции варочного реагента, которая выравнивает температуру и концентрацию варочного реагента, и поэтому реакция его взаимодействия с древесиной идет более равномерно по всему объему котла. Это позволяет получать целлюлозу более равномерного состава и уменьшает количество непровара и перевара.

Подогрев варочного реагента может производиться двумя способами: острым или глухим паром. В первом случае пар подается прямо в котел через ряд штуцеров в нижнем конусе или через нижнюю горловину (вымывное или выдувное колено). Однако при этом происходит разбавление содержимого котла конденсатом пара и конденсат как ценное сырье не используется для повторной выработки пара. Во втором случае подогрев варочного реагента происходит в трубчатом теплообменнике (в подогревателе кислоты или щелока). В обоих случаях большей частью осуществляется циркуляция варочного реагента специальным насосом.

Применяются различные системы принудительной циркуляции варочного реагента. Наиболее широко применяются три системы, показанные на рис. 15а, б, в. Первые две системы применяются в сульфатном, моносульфитном, нейтрально-сульфитном и других способах варки целлюлозы, когда в варочном реагенте отсутствует свободно растворимый SO_2 . Третья система применяется при кислой бисульфитной варке целлюлозы.

Для системы (рис. 15в) 2/3 части варочной кислоты подаются в верхнюю часть котла через подогреватель, 1/3 – в нижнюю часть котла, минуя подогреватель. При этом температура варочной кислоты в конической части нижнего днища на 1 - 2 °С ниже, чем в верхней части, что несколько компенсирует влияние повышенной концентрации SO₂ в кислоте благодаря большей растворимости его за счет давления столба жидкости

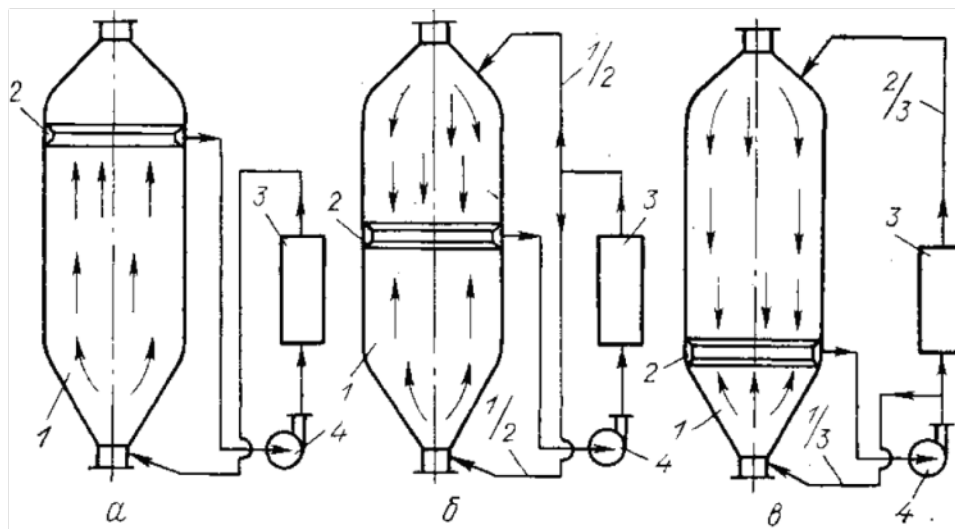


Рис. 15. Системы принудительной циркуляции варочного реагента:
 а – заборное циркуляционное сито для варочного (щелока) реагента верхнее;
 б – то же среднее; в – то же нижнее; 1 – корпус котла;
 2 – заборное циркуляционное сито;
 3 – подогреватель варочного реагента (теплообменник);
 4 – циркуляционный насос

Определение поверхности заборного сита

Площадь заборного сита

$$F_{жс} = V/3600\nu, \quad (2.34)$$

где $F_{жс}$ – площадь живого сечения заборного сита, м²; V – производительность циркуляционного насоса, м³/ч; ν – скорость прохождения варочного реагента через отверстия сита, $\nu = 0,04 - 0,05$ м/с.

Согласно ОСТ 26-08-328-79 должно соблюдаться условие

$$V = 0,6 V_{кн}, \quad (2.35)$$

где 0,6 – коэффициент, показывающий, что 0,6 объема котла занимает свободно перемещаемый варочный реагент; V_k – объем котла, м³; n – кратность циркуляции варочного реагента за час; для КВСи $n = 6 \dots 8$, а для КВСа $n = 10 - 12$.

Общая площадь сита F_c определяется из соотношения

$$F_c = F_{жс} / k, \quad (2.36)$$

где k – коэффициент перфорации сита; в современных конструкциях заборных сит $k = 0,227$ (рис. 16); для котла КВСи-320 шаг отверстия $t = 14$ мм; диаметр отверстия $d = 7$ мм.

Высота перфорированной части сита h определяется по формуле

$$h = F_c / \pi D_c, \quad (2.37)$$

где D_c – внутренний диаметр сита, м; $D_c = D - (0,2 \dots 0,3)$; D – внутренний диаметр котла в местах установки сита, м.

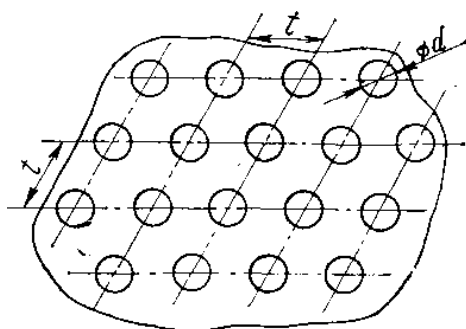


Рис. 16. Расположение отверстий в заборном сите

Остальные размеры сита определяются по конструктивным соображениям. Сито состоит из отдельных секций, ширину секции выбирают, исходя из внутреннего диаметра горловины котла или диаметра отверстия в корпусе механизированной крышки.

Определение мощности привода циркуляционного насоса

Мощность привода насоса

$$N = \frac{k_y V \rho g \Delta P 10^{-3}}{3600 \eta}, \quad (2.38)$$

где k_y – коэффициент установочной мощности привода; $k_y = 1,1-1,2$; V – производительность насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$; ρ – плотность варочного реагента, $\text{кг}/\text{м}^3$; g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; ΔP – суммарные потери напора в системе циркуляции; g – коэффициент полезного действия насоса; $g \approx 0,7$.

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5, \quad (2.39)$$

где ΔP_1 – потери напора на сопротивление в трубопроводах, МПа.

$$\Delta P_1 = \Delta P_{mp} + \Delta P_{m.c},$$

ΔP_{mp} – потери напора на трение среды (варочного реагента),

$$\Delta P_{mp} = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v^2}{2} \rho 10^{-4}, \quad (2.40)$$

где λ – коэффициент трения о стенки трубы; ℓ – длина трубы, м; d – внутренний диаметр трубы, м; v – скорость движения варочного реагента, $\text{м}/\text{с}$.

$$\Delta P_{m.c} = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho 10^{-4}, \quad (2.41)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления; его значения для входной или выходной камеры $\xi = 1,5$; для поворотов на 180° и менее $\xi = 2,5$; ΔP_2 – потери напора в верхнем распределительном устройстве, МПа; ΔP_3 – потери напора в нижнем коллекторе и заборном сите, МПа; ΔP_4 – потери напора в подогревателе варочного реагента, МПа; ΔP_5 – подъем жидкости, МПа.

Независимо от результатов расчета суммарных потерь напора расчетная производительность и напор циркуляционного насоса для принудительной циркуляции варочного реагента согласно ОСТ 26-08-328-79 должны быть: для котлов КВСа-100, КВСа-140, КВСи-160, КВСи-200 и КВСи-250 $V = 720-1200 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\Delta P = 0,24-0,28 \text{ МПа}$; для котла КВСи-320 $V = 1200-1800 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\Delta P = 0,21-0,27 \text{ МПа}$; для котлов КВСа-200 и КВСи-400 $V = 1750-2600 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\Delta P = 0,27-0,32 \text{ МПа}$. По мере протекания процесса варки в котле ΔP может меняться в широких пределах, особенно в конце варки, когда сопротивление прохождению варочного реагента через заборное сито увеличивается из-за превращения части щепы в целлюлозную массу и ее значительного уплотнения. Поэтому большей производительности насоса соответствует меньший перепад напора. В начальный период варки сопротивление прохождению варочного реагента через заборное сито меньше, а во второй период варки больше. Это вызывает уменьшение производительности насоса и увеличение перепада напора.

Если принять $k_y = 1,1$; $g = 9,81$; $y = 0,7$, то формулу (2.38) можно написать в виде

$$N = 4,28 \cdot 10^{-6} \Delta P V \rho. \quad (2.42)$$

Например, мощность привода циркуляционного насоса котла КВСи-320 при $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ должна удовлетворять условию

$$\begin{aligned} N &= (4,28 \cdot 10^{-6} \cdot 27 \cdot 1200 \cdot 1000) - (4,28 \cdot 10^{-6} \cdot 21 \cdot 1800 \cdot 1000) = \\ &= 139 - 162 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Привод циркуляционного насоса должен иметь мощность $N = 165 \text{ кВт}$.

2.8. Определение поверхности теплообменника для подогревания варочного реагента

При установившемся режиме поверхность теплообменника определим из выражения

$$F = \frac{Q}{3,6k \Delta T}, \quad (2.43)$$

где F – поверхность теплообменника, м^2 ; Q – количество тепла, прошедшего через теплообменник, кДж/ч ; k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; ΔT – полезная разность температуры между температурой греющего пара и варочным реагентом, $^\circ\text{C}$ ($1 \text{ Вт} \cdot \text{ч} = 3,6 \text{ кДж}$).

В условиях периодической работы тепло, прошедшее через поверхность теплообменника в течение времени $d\tau$, составит

$$dQ = k F (T_n - T) d\tau, \quad (2.44)$$

с другой стороны,

$$dQ = M c_{\tau} dT, \quad (2.45)$$

где M – тепловой эквивалент варочного реагента, через который нагревается содержимое котла и пополняются потери тепла, кг ; c_{τ} – теплоемкость эквивалентного варочного реагента, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; dT – приращение температуры варочного реагента.

Из формул (2.44) и (2.45) следует

$$M c_{\tau} dT = k F (T_n - T) d\tau; \quad (2.46)$$

$$\frac{dT}{T_n - T} = \frac{k F}{M c_{\tau}} d\tau; \quad (2.47)$$

обозначим $k F / M c_{\tau} = A$, тогда

$$dT / (T_n - T) = A d\tau. \quad (2.48)$$

Пусть $T_n - T = z$, дифференцируя z , имеем $dz = -dT$ или, подставив в формулу (2.48) получим

$$\frac{dz}{z} = -A d\tau. \quad (2.49)$$

Проинтегрировав уравнение (2.49) и произведя математические преобразования, получим

$$F = \frac{M c_{\tau} 2,3 \lg \frac{T_n - T_n}{T_n - T}}{3,6 k_{\tau}}; \quad (2.50)$$

$$M c_{\tau} (T - T_n) = Q; \quad (2.51)$$

отсюда

$$M = \frac{Q}{c_{\tau} (T - T_n)}, \quad (2.52)$$

или

$$M = V_p \rho_p, \quad (2.53)$$

где V_p – приведенный объем теплового эквивалента варочного реагента, м³; ρ_p – плотность варочного реагента, кг/м³.

Расход тепла при заварке $Q = Q_3$ и варке $Q = Q_6$ можно определить приближенно:

$$Q_3 \approx 1,05 Q_1; \quad Q_6 \approx 1,3 Q_2,$$

где Q_1, Q_2 – соответственно расход тепла на нагрев абсолютно сухой щепы, влаги в щепе и варочного реагента при заварке и варке, кДж.

Например

$$Q_1 = M_1 c_1 (T_3 - T_{1н}) + M_2 c_2 (T_3 - T_{2н}) + M_3 c_3 (T_3 - T_{3н}), \quad (2.54)$$

где M_1, M_2, M_3 – соответственно масса щепы, влаги в щепе и варочного реагента, кг; c_1, c_2, c_3 – соответственно теплоемкость щепы, воды и варочного реагента, кДж/(кг·°С); T_3 – температура заварки, °С; $T_{1н}, T_{2н}, T_{3н}$ – соответственно начальная температура щепы, влаги в щепе и варочного реагента ($T_{1н} = T_{2н}$) °С.

Начальная температура содержимого

$$T_n = \frac{M_1 c_1 T_{1н} + M_2 c_2 T_{2н} + M_3 c_3 T_{3н}}{M_1 c_1 + M_2 c_2 + M_3 c_3}. \quad (2.55)$$

Поверхность F определяется для заварки и варки. Однако независимо от расчета поверхность теплообменника для нагрева варочного реагента сульфитного котла окончательно, согласно ОСТ 26-08-328-79, принимается $F = (0,44 - 0,88) V_k$, а сульфатного $F = (1,71 - 1,75) V_k$.

2.9. Схемы теплообменных аппаратов принудительной циркуляции варочного реагента в котлах периодического действия

При применении в варочной кислоте нерастворимого основания CaO , из-за повышенной гипсациии внутренней поверхности трубок и сложности их очистки, специальные для сульфитного производства импортные теплообменники практически не используются.

Применение в варочной кислоте растворимого и смешанного оснований с соответствующим соотношением нерастворимого и растворимого оснований, исключающих гипсацию в коммуникациях трубопроводов принудительной циркуляции и в теплообменнике, позволяет использовать подогрев варочного реагента в теплообменниках.

ГОСТом 9929-82 «Аппараты теплообменные кожухотрубные стальные» регламентируется три типа теплообменников (рис. 17): жесткой конструкции, с плавающей головкой и с U-образными трубками.

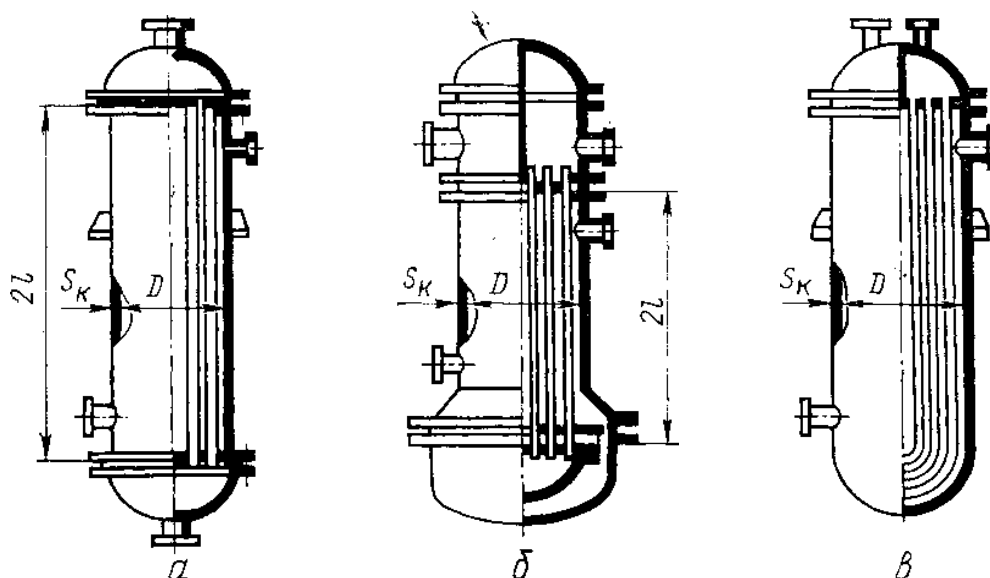


Рис. 17. Схемы типовых кожухотрубных теплообменных аппаратов:
 а – жесткой конструкции; б – с плавающей головкой;
 в – с U-образными трубками

В отечественной промышленности теплообменник, пригодный для принудительной циркуляции варочного реагента котла, специально не разрабатывался. В стационарных варочных котлах для подогрева варочного реагента применяются двухходовые кожухотрубные теплообменники с плавающей головкой (рис. 17б).

3. УСТАНОВКИ НЕПРЕРЫВНОЙ ВАРКИ ЦЕЛЛЮЛОЗЫ «КАМЮР»

3.1. Схема и работа установки непрерывной варки целлюлозы «Камюр»

Проблема непрерывной варки целлюлозы решается двумя различными способами:

1. Непрерывная варка с сохранением основных параметров периодической варки сульфатной целлюлозы: температуры, давления, времени проведения процесса и выхода конечного продукта.

2. Скорая непрерывная варка при повышенных режимах процесса и повышенном выходе целлюлозы (60-85 %). Время варки сокращается до 20-50 мин.

Первый способ удачно реализован в установках с котлом вертикального типа фирмы «Камюр». Появившись в промышленной эксплуатации в 1947 г., установки достигли в одном агрегате производительности 1275 т/сут. В настоящее время на этих установках вырабатывается более половины сульфатной целлюлозы, производимой в мире.

Скорая непрерывной варка целлюлозы реализована в многотрубных установках «Пандия», в которых целлюлоза может вырабатываться по сульфатному и нейтрально-сульфитному способу с использованием как древесного сырья из любых пород древесины, так и из соломы однолетних растений.

Основными преимуществами непрерывной варки целлюлозы по сравнению с периодической варкой являются высокие технико-экономические показатели: низкая себестоимость продукции и высокая производительность при стабильном качестве вырабатываемой продукции, которые достигаются за счет высокой степени автоматизации установок, малочисленности обслуживающего персонала, меньших удельных расходов материалов, энергии и сырья, уменьшения производственных площадей. Применение установок непрерывной варки предполагает комплексную перестройку производства, в первую очередь, подготовительных и вспомогательных цехов и отделов путем перевода их также на работу по непрерывному циклу с широким использованием механизации и автоматизации технологических процессов.

В установках непрерывной варки целлюлозы «Камюр» (рис.18) щепа из бункера 1 поступает в воронку 2 и из нее в дозатор-расходомер 3, который служит для подачи на варку определенного количества щепы. Питатель низкого давления в качестве запорного устройства разделяет зоны атмосферного давления 4 в дозаторе и избыточного в пропарочной цистерне. В пропарочной цистерне 5 под действием нагрева паром из щепы удаляется воздух, что улучшает пропитку щепы в варочном котле.

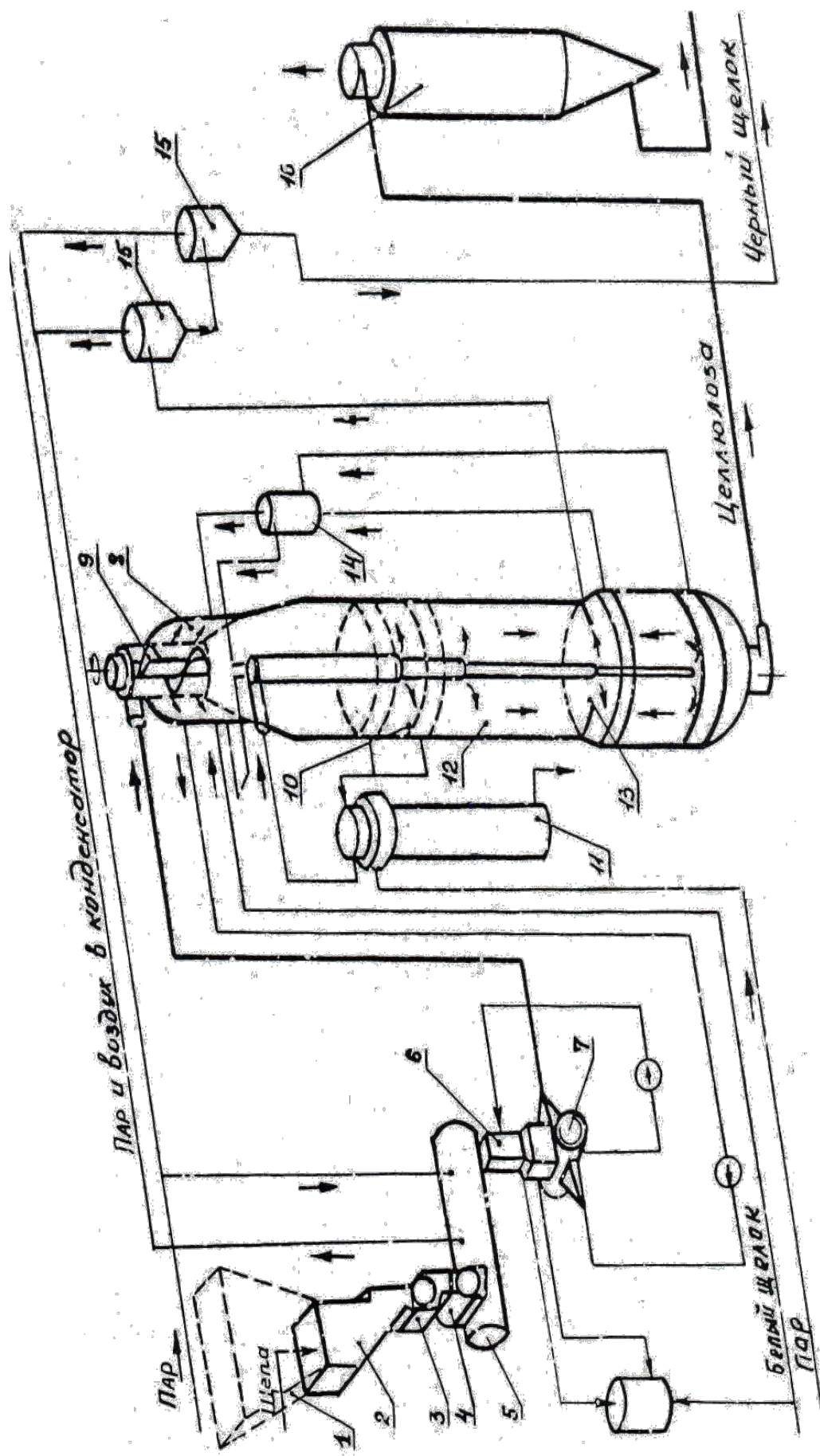


Рис. 18. Схема установки непрерывной варки целлюлозы «Камор»

В цистерну подается свежий пар и пары вскипания из сепаратора крепких щелоков 15 в соотношении 2:3. Давление в цистерне поддерживается в пределах от 0,05 до 0,17 МПа. Из цистерны пропариваемая щепка поступает в питающую камеру 6, где впервые соприкасается со щелоком. Питающая камера обеспечивает бесперебойную работу питателя высокого давления 7 и служит гидравлическим затвором, препятствующим попаданию воздуха, пара и пены в верхнюю часть варочного котла 8. Питатель высокого давления служит для подачи щепы и щелока в котел, а также разделяет зоны высокого давления в котле, где давление в верхней части составляет 1,05-1,2 МПа, и низкого давления в питающей камере.

Суспензия, состоящая из щепы и щелока с гидромодулем примерно 1:30, поступает в загрузочное устройство варочного котла 9, где производится отделение избыточного транспортирующего щелока и доведение гидромодуля до 1:4. В верхней части котла располагается зона пропитки щепы, а в нижней - зона нагрева 10. В зону нагрева через центральную трубу подается горячий щелок, нагретый в теплообменниках 11. После зоны нагрева следует зона варки 12, а затем зона оттяжки горячего черного щелока и горячей диффузионной промывки 13. Из верхней части зоны оттяжки крепкий черный щелок направляется в сепаратор 15, откуда пары вскипания отбираются в пропарочную камеру 5, а сгущенный щелок поступает на регенерацию.

Черный щелок из нижней части зоны оттяжки охлаждается в теплообменнике 14 и через центральную трубу вновь поступает в верхнюю часть зоны оттяжки крепкого черного щелока.

В нижней части котла производится охлаждение массы и выдувка в выдувной резервуар 16. Из выдувного резервуара масса направляется на вибрационные сортировки и затем на промывку на вакуум-фильтры.

3.2. Дозатор-расходомер щепы

Дозатор предназначен для подачи определенного количества щепы на варку и является узлом, от устойчивой и выверенной работы которого зависит стабильность качества вырабатываемой целлюлозы, а также расход химикатов и пара на варку.

Физико-технологические показатели щепы, поступающей на варку, существенно меняются в зависимости от времени года, условий поставки и хранения древесины. Щепка может иметь различную влажность, температуру, фракционный состав и состав по породам древесины, поэтому для получения целлюлозы с заданными свойствами требуется различное количество химикатов и пара в зависимости от физико-технологических свойств щепы. Для учета изменяющихся свойств щепы и оперативного реагирования на их изменения периодически (по мере необходимости) проводится тарировка дозатора. При различной частоте вращения ротора измеряется фактический расход щепы через дозатор-расходомер и определяются ее показатели. На основе результатов измерений и данных проведенных анализов рассчитывается

расход варочных реагентов. Результаты расчетов сводятся в таблицу и передаются варщикам для использования в работе. Схема дозатора-расходомера щепы показана на рис. 19.

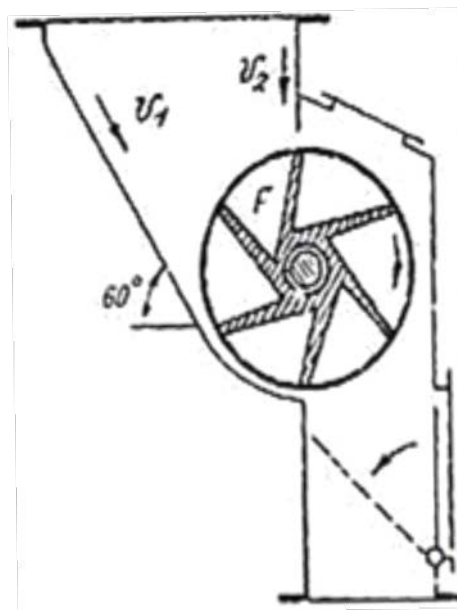


Рис. 19. Дозатор-расходомер щепы

Ротор дозатора имеет 6-8 карманов. При таком числе карманов достигается более полное их заполнение щепой и оптимальная разгрузка в нижнем положении. Наклон лопастей улучшает сход с них щепы.

Корпус дозатора выполнен ассиметричным, поэтому скорости движения щепы вдоль стенок неодинаковы. Скорость движения щепы вдоль вертикальной стенки больше, чем вдоль наклонной, что препятствует образованию сводов из щепы и тем самым обеспечивается бесперебойное поступление щепы к ротору дозатора.

Наклонная стенка корпуса располагается под углом 60° к горизонту, чем гарантируется движение щепы вдоль стенки, так как он больше угла естественного откоса щепы $45-55^\circ$.

На выходном патрубке расположена специальная заслонка (на рис. 3.2 она показана штриховой линией), с помощью которой отбирается щепка на анализы при тарировке дозатора. Щепка сыпается по заслонке в установленный к дозатору поддон.

Конструктивные параметры связаны с производительностью дозатора в $\text{пл.м}^3/\text{ч}$ зависимостью

$$Q_{\text{ч}} = 60 \cdot Z \cdot F \cdot l \cdot n \cdot \varphi,$$

где Z – число карманов; F – площадь поперечного сечения одного кармана, м^2 ; n – частота вращения ротора, об/мин; φ – коэффициент заполнения карманов ротора щепой, $\varphi = 0,8$.

Производительность дозатора должна соответствовать производительности установки.

Часовой расход щепы, обеспечивающий заданную производительность установки $Q_{\text{ч}}$, может быть определен по формуле

$$Q_{\text{ч}} = \frac{0,88 \cdot Q}{24 \cdot q \cdot \gamma \cdot \xi},$$

где 0,88 – коэффициент перевода воздушно-сухих тонн целлюлозы в абсолютно-сухие; Q – производительность установки, т/сут; q – выход целлюлозы (0,48-0,52); γ – содержание абсолютно сухого древесного вещества в одном плотном кубическом метре при определенном удельном весе и влажности, г/м³; ξ – коэффициент полнодревесности, $\xi = 0,32-0,34$.

Путем совместного решения уравнений можно определить один из параметров дозатора, предварительно задавшись остальными.

Основные параметры дозатора установки производительностью 450 т/сут при двухпоточной системе питания котла щепой:

Объем карманов, м ³	0,1
Диаметр ротора, мм	600
Число карманов.....	7
Толщина лопасти ротора, мм.....	20
Частота вращения ротора, об/мин.....	9,23-27,7

Корпус дозатора выполняется стальным из нержавеющей стали толщиной 12 мм. Ротор литой из нержавеющей стали, диаметр вала ротора 150 мм, крышки корпуса чугунные, подшипники ротора шариковые радиальные. Привод дозатора состоит из электродвигателя мощностью 4,5 кВт, вариатора для бесступенчатого регулирования частоты вращения ротора, червячного редуктора и цепной передачи. Цепная передача позволяет жестко фиксировать требуемую частоту вращения ротора.

На установках большой производительности привод дозатора осуществляется от электродвигателя постоянного тока, позволяющего бесступенчато регулировать частоту вращения.

Корпус дозатора имеет смотровое окно для контроля движения щепы и два люка, через которые можно очищать ротор и стенки корпуса от смолы и прилипших опилок.

3.3. Питатель низкого давления

Питатель низкого давления (рис. 20) устанавливается на пропарочной цистерне и предотвращает прорыв пара и газов из пропарочной цистерны в дозатор и загрузочную воронку.

Корпус питателя отливается из стали 10Х13Л. По бокам корпус имеет две прямоугольные щели, через одну из которых во время работы отводится пар из карманов ротора. Ширина щелей должна быть такой, чтобы их сечение полностью перекрывалось наружной поверхностью лопастей ротора, в противном случае пар из карманов будет перетекать в загрузочный патрубок питателя и при расширении в нем препятствовать заполнению карманов ро-

тора щепой. Внутри загрузочного патрубка устанавливается шабер 5, препятствующий попаданию щепы между корпусом и ротором.

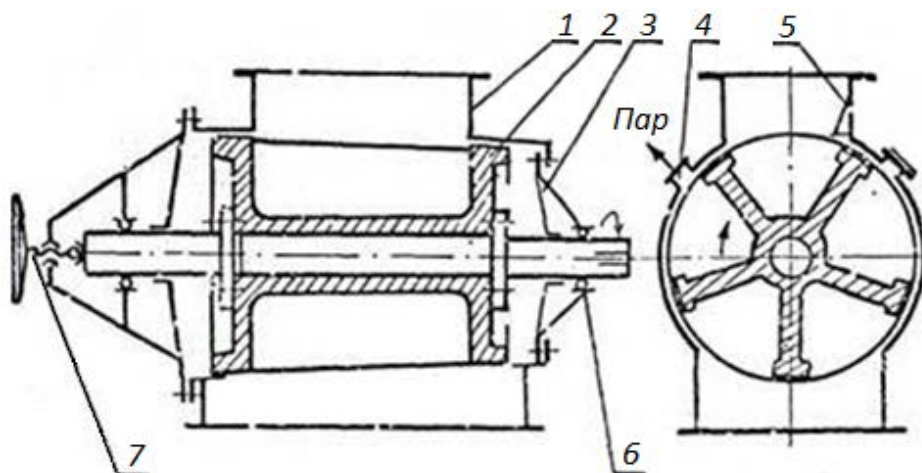


Рис. 20. Питатель низкого давления: 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – крышка; 4 – патрубок для отвода пара из карманов ротора; 5 – шабер; 6 – подшипник; 7 – механизм присадки ротора

Ротор питателя литой из углеродистой стали, имеет по наружной поверхности, соприкасающейся со статором, наплавку из монель-металла толщиной 4-5 мм (монель-металл – коррозионноустойчивый антифрикционный материал, в состав которого входят: 60 % никеля, 35 % меди и остальное – железо, марганец, кремний).

Ротор имеет конусность 1:20, что позволяет регулировать зазор между ротором и статором с помощью винтового механизма присадки ротора 7. Нормальный зазор должен быть равен 0,1 мм.

В последних конструкциях питателя низкого давления для устранения износа корпуса в него запрессовывается втулка из монель-металла. Корпус отливается из углеродистой стали 20Л. Кроме того, корпус снабжается специальным кожухом из тонкой листовой стали. В этот кожух подается пар с температурой 100 °С для нагрева корпуса перед пуском питателя в работу во избежание заклинивания ротора в корпусе, так как ротор быстрее нагревается паром из пропарочной цистерны, чем корпус. Сальники и подшипники питателя охлаждаются проточной водой.

Питатель низкого давления установки «Камюр» производительностью 450 т/сут при двухпоточной системе питания котла щепой имеет следующие параметры:

Диаметр ротора, мм	580/620
Емкость карманов, м ³	0,165
Число карманов	5
Частота вращения ротора, об/мин.....	25
Размеры загрузочного патрубка, мм.....	800x500
Размеры разгрузочного патрубка, мм.....	1250x800

Привод питателя состоит из асинхронного двигателя мощностью 1,7 кВт, червячного редуктора и цепной передачи. Частота вращения ротора может изменяться путем смены звездочек цепной передачи.

Объем карманов ротора питателя низкого давления рассчитывается по формуле

$$V = \frac{Q}{60 \cdot n \cdot \varphi},$$

где Q – часовая производительность установки по щепе, м³/ч; n – частота вращения ротора, об/мин; φ – степень заполнения карманов ротора щепой, $\varphi = 0,7$.

При определении размеров ротора следует учитывать объем, занимаемый лопастями и центральной частью ротора.

3.4. Пропарочная цистерна

Пропарочная цистерна предназначена для удаления из щепы воздуха с целью ее лучшей пропитки в котле, выравнивания влажности и подогрева до температуры 105 °С.

В цистерну подается свежий пар и пары вскипания из сепаратора черных щелоков. Давление в цистерне поддерживается автоматически с помощью регулирующего клапана в пределах 0,05-0,17 МПа. Пары и неконденсируемые газы направляются в теплообменник. Время пропарки меняется от 1,5 до 3 мин.

Корпус пропарочной цистерны (рис. 21) изготавливается из биметалла толщиной 10 мм. Плакирующий слой из нержавеющей стали толщиной 2 мм предохраняет корпус от коррозии, а нижнюю часть корпуса – также и от износа движущейся щепой. В корпусе имеется два прямоугольных патрубка 1 и 7 для входа и выхода щепы. Для отвода выделяющихся газов и воздуха служит патрубок 2, внутри которого располагается сетка, предотвращающая унос щепы с воздухом и газами. У входного патрубка и напротив выходного имеются смотровые окна.

Вал шнека изготавливается из трубы и снаружи защищается листами нержавеющей стали толщиной 2 мм. Лопастей шнека выполнены из нержавеющей стали, патроны вала – сварные, цапфы снаружи закрыты втулками из нержавеющей стали. Вал устанавливается в корпусе эксцентрично либо концентрично. Крышки цистерны эллиптические, с выпуклостью внутрь корпуса, или плоские. Корпуса подшипников шнека крепятся на укосинах, приваренных к крышкам. Подшипники и сальники охлаждаются водой. Корпус устанавливается на двух опорах, опора со стороны привода шнека закреплена, вторая опора - плавающая, так как при работе происходит тепловое удлинение цистерны. Снаружи корпус покрыт тепловой изоляцией. Привод шнека состоит из асинхронного двигателя, редуктора и цепной передачи.

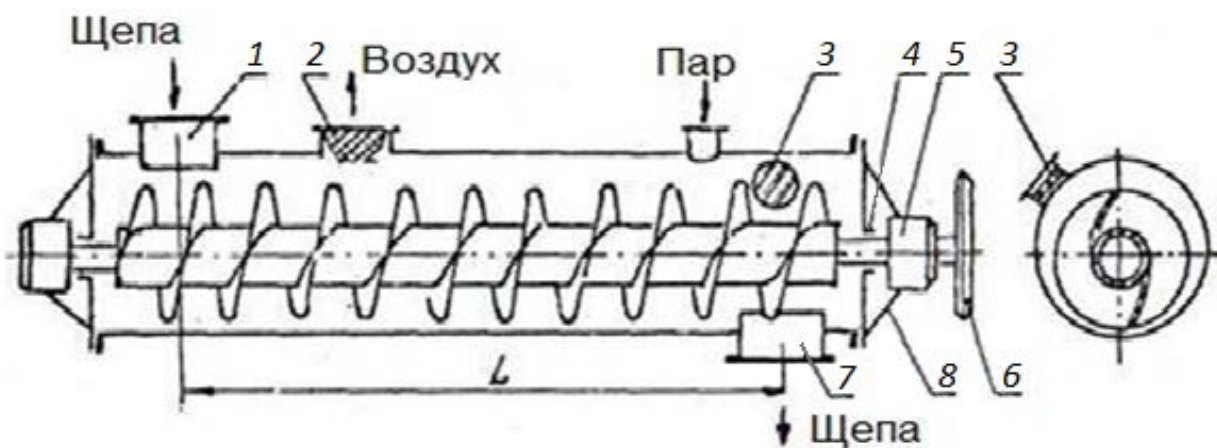


Рис. 21. Пропарочная цистерна: 1 – патрубок для подачи щепы; 2 – патрубок с сеткой; 3 – смотровое окно; 4 – сальник; 5 – подшипник; 6 – звездочка привода; 7 – патрубок для выхода щепы; 8 – укосины для крепления подшипников

Основные параметры пропарочной цистерны установки производительностью 450 т/сут при двухпоточной системе питания котла щепой:

Диаметр цистерны, мм.....	1500
Диаметр шнека, мм.....	1150
Диаметр трубы шнека, мм.....	426
Толщина лопасти шнека, мм.....	6
Расположение шнека.....	эксцентрическое
Частота вращения шнека, об/мин.....	9
Мощность электродвигателя, кВт.....	9,5

К мероприятиям по усовершенствованию конструкции пропарочной цистерны следует отнести: изготовление корпуса цистерны целиком из нержавеющей стали (в этом случае не нужно проводить ремонтные работы по замене лакирующего слоя, изнашиваемого в процессе работы); подачу пара осуществляют не сверху цистерны, а снизу сбоку через паровой коллектор и отверстия в корпусе; отвод воздуха из цистерны снизу, так как воздух тяжелее пара и скапливается внизу цистерны. При отводе воздуха из верхней части цистерны вместе с ним уходит часть пара, что приводит к его перерасходу. Наклонная пропарочная цистерна с отводом воздуха снизу показана на рис. 22.

При проектировании пропарочной цистерны диаметр шнека определяется по следующей формуле

$$Q = 47 \cdot D^3 \cdot s \cdot n \cdot \varphi,$$

где Q – часовая производительность по щепе, м³/ч; D – диаметр шнека, м; s – шаг шнека, принимаемый в пределах $(0,45-0,49)D$, м; n – частота вращения шнека, об/мин; φ – коэффициент заполнения цистерны, $\varphi = 0,4-0,6$.

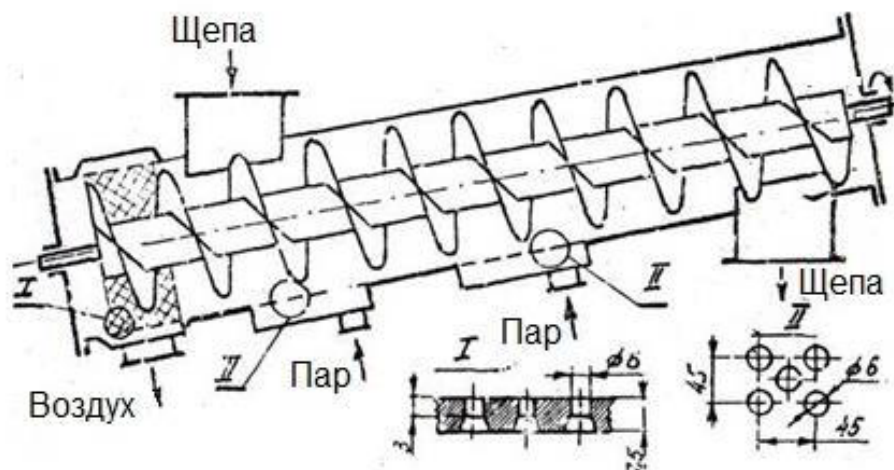


Рис. 22. Наклонная пропарочная камера с отводом воздуха снизу

Длина цистерны, т.е. расстояние между осями входного и выходного патрубков, рассчитывается по формуле

$$L = s \cdot n \cdot \tau,$$

где τ – время нахождения щепы в пропарочной цистерне.

3.5. Питающая камера (труба)

Питающая камера (рис. 23) предназначена для бесперебойного заполнения карманов питателя высокого давления щепой с использованием постоянно циркулирующего щелока, который является транспортирующей средой. Камера также служит гидрозатвором, предотвращающим попадание воздуха, пара и пены в котел. Попадание в верхнюю часть котла горячей газообразной среды вызывает гидроудары и поломки, в первую очередь, трубопроводов.

Питающая камера представляет собой вертикальный прямоугольный сосуд, в нижней части которого по периметру располагается заборное сито с прямоугольными отверстиями шириной 2 мм и высотой 60 мм. Для уменьшения вероятности забивания сит щепой отверстия со стороны выхода щелока из сита сделаны шире, чем на входе. Удлиненная форма щелей способствует лучшей очистке сита.

Во время работы питающая камера примерно на 2/3 своей высоты заполнена щепой и щелоком, который подается через два наклонных патрубка 3. Степень заполнения камеры регулируется подачей щелока, датчиком уровня служит радиоактивный излучатель с Co^{60} . Щелок непрерывно циркулирует между питающей камерой и питателем высокого давления. Циркуляция осуществляется низконапорным насосом (0,07 МПа) большой производительности. Избыток щелока отбирается через патрубок 5. Для нормальной работы сито должно быть погружено в щелок не менее, чем на половину своей высоты.

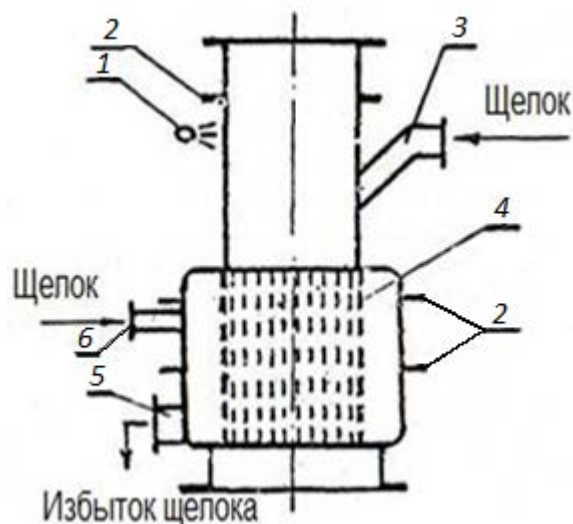


Рис. 23. Питающая камера:

- 1 – датчик уровня с радиоактивным излучением;
- 2 – ребра жесткости;
- 3 – наклонный патрубок для подачи циркуляционного щелока;
- 4 – сито со шлицевыми отверстиями;
- 5 – патрубок для отвода избыточного щелока;
- 6 – штуцер для подачи щелока из бака постоянного уровня при недостатке щелока в питающей камере

В верхней части питающей камеры имеется два смотровых окна. В нижней части установлено водомерное стекло для контроля уровня щелока в камере, а также люк для чистки сита.

Корпус камеры изготавливается из углеродистой стали толщиной 12 мм путем гибки и сварки. Поскольку плоские стенки имеют низкую несущую способность при воздействии на них давления, камера имеет ребра жесткости. Высота камеры для установки производительностью 450 т/сут составляет 1750 мм. Толщина стенки камеры рассчитывается по формуле

$$S = 0,063b \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \left[1 + \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right]}}$$

где b – малая сторона стенки; p – расчетное давление; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала стенки; a – большая сторона стенки.

Сита питающей камеры изготавливаются из нержавеющей стали толщиной 6 мм; щели на сите располагаются вертикально.

На современных установках и при модернизации установок непрерывной варки целлюлозы «Камюр» устанавливаются питающие камеры с выносными ситами, работающими попеременно (рис. 24). При работе одного из сит

другое может очищаться паром или другим способом без прекращения работы установки.

Кроме того, при такой схеме производится отделение тяжелых включений из щепы в трубе 3, в которой вращается ротор с лопатками, утапливающими щепу в щелоче. При этом тяжелые включения (металл, песок и т.п.) оседают вниз и собираются в грязевике 4, а щепы и щелок переливаются в питающую трубу 2. Отобранный из питателя высокого давления щелок перекачивается в циклон 6, где производится отделение песка.

Из циклона через коробки с ситами 7 песок попадает в отделитель тяжелых включений 3. При избытке циркулирующего щелока он отводится через сита 7, при недостатке – производится подача белого щелока в трубопровод, идущий от питателя высокого давления. Очистка сит 7 от опилок и смолы производится паром или каким-либо другим способом.

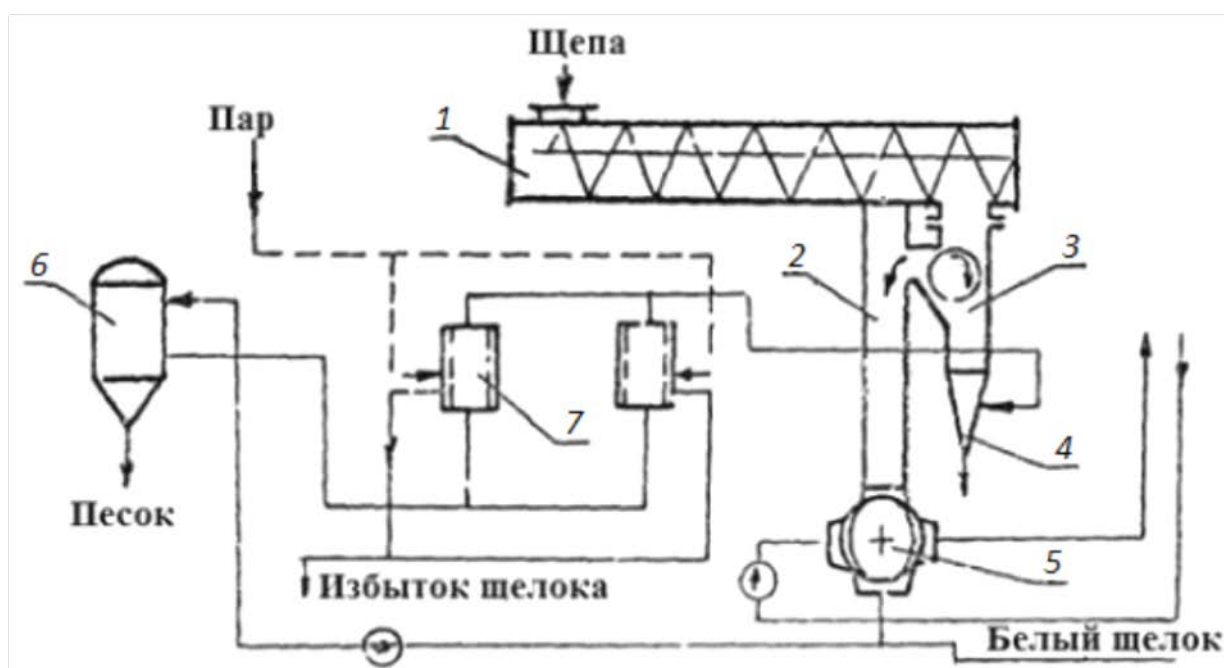


Рис.24. Питающая труба с очисткой щепы и щелока от тяжелых включений:

- 1 – пропарочная камера; 2 – питающая труба;
- 3 – отделитель тяжелых включений; 4 – сборник тяжелых включений;
- 5 – питатель высокого давления; 6 – циклон для отделения песка;
- 7 – выносные сита

Очистка щепы и щелока от тяжелых загрязнений позволяет увеличить срок службы питателя высокого давления, сократить время остановов на очистку сит, повысить надежность работы системы автоматического регулирования и всей установки в целом.

3.6. Питатель высокого давления

Питатель высокого давления (рис. 25) предназначен для подачи щепы в варочный котел и одновременно служит запорным устройством, разделяющим зоны высокого давления в варочном котле (1,05-1,2 МПа) и низкого давления в питающей камере (0,05-0,17 МПа). Корпус питателя 1 выполняется литьем из стали 25Л. Внутри корпуса запрессована втулка 2 из монель-металла с целью увеличения срока службы корпуса питателя. Втулка имеет шесть окон, которые располагаются напротив патрубков корпуса 10, 11, 12, 13. В нижней части втулки по окружности прорезаны сквозные пазы 3 шириной 2,5 мм, через которые производится оттяжка циркуляционного щелока из карманов питателя во время их заполнения щепой и щелоком.

Снаружи корпус имеет паровую рубашку 14 для его прогревания перед пуском в работу. Делается это во избежание заклинивания ротора в результате его быстрого нагрева щелоком.

Ротор питателя 3 отливается из нержавеющей стали 20Х13Л. Ротор имеет конусность 1:20 и может перемещаться в осевом направлении для регулирования зазора между ротором и втулкой 2 с помощью винтового механизма присадки 9.

Крышки питателя отлиты вместе с кронштейнами 5, в которых расположены гнезда подшипников ротора.

Сальники 6 и корпуса подшипников 7 охлаждаются проточной водой. В сальники подается также уплотняющая вода. Труба 4 соединяет полости со стороны торцов ротора, чтобы уравнивать в них давление паров или щелока, которые могут заполнять эти полости при неравномерном износе ротора и втулки с обеих сторон.

Привод питателя высокого давления состоит из асинхронного электродвигателя, клиноременной передачи и редуктора. Число оборотов ротора составляет 3 или 6 об/мин. При работе питателя щепы и щелок из питающей камеры поступают через патрубок 11 в один из четырех сквозных карманов ротора, в тот, который занимает вертикальное положение (на рис. 3.7 крайний левый карман). При этом почти весь щелок, переносящий щепу в карман ротора, фильтруется через решетку 8 и затем вновь перекачивается в питающую камеру циркуляционным насосом через наклонный патрубок.

После поворота ротора на 90° щепы из заполненного кармана через патрубок 12 вымывается в котел щелоком, который подается в патрубок 10. Карманы левой половины ротора расположены относительно друг друга под углом 90°, таким же образом расположены карманы правой стороны ротора.

Пара карманов левой половины ротора повернута по отношению к паре правой стороны ротора на угол 45°. Таким образом, через 1/8 оборота ротора одновременно осуществляется цикл загрузки и выгрузки одной пары карманов, или то же самое, что каждая пара карманов ротора загружается и выгружается при повороте ротора на 90°.

Форма карманов такова, что их поперечное сечение в направлении, перпендикулярном ходу щепы, остается постоянным. Это достигается за счет того, что перегородка в одной паре карманов между карманами выполнена в виде гиперболического параболоида (в виде седла).

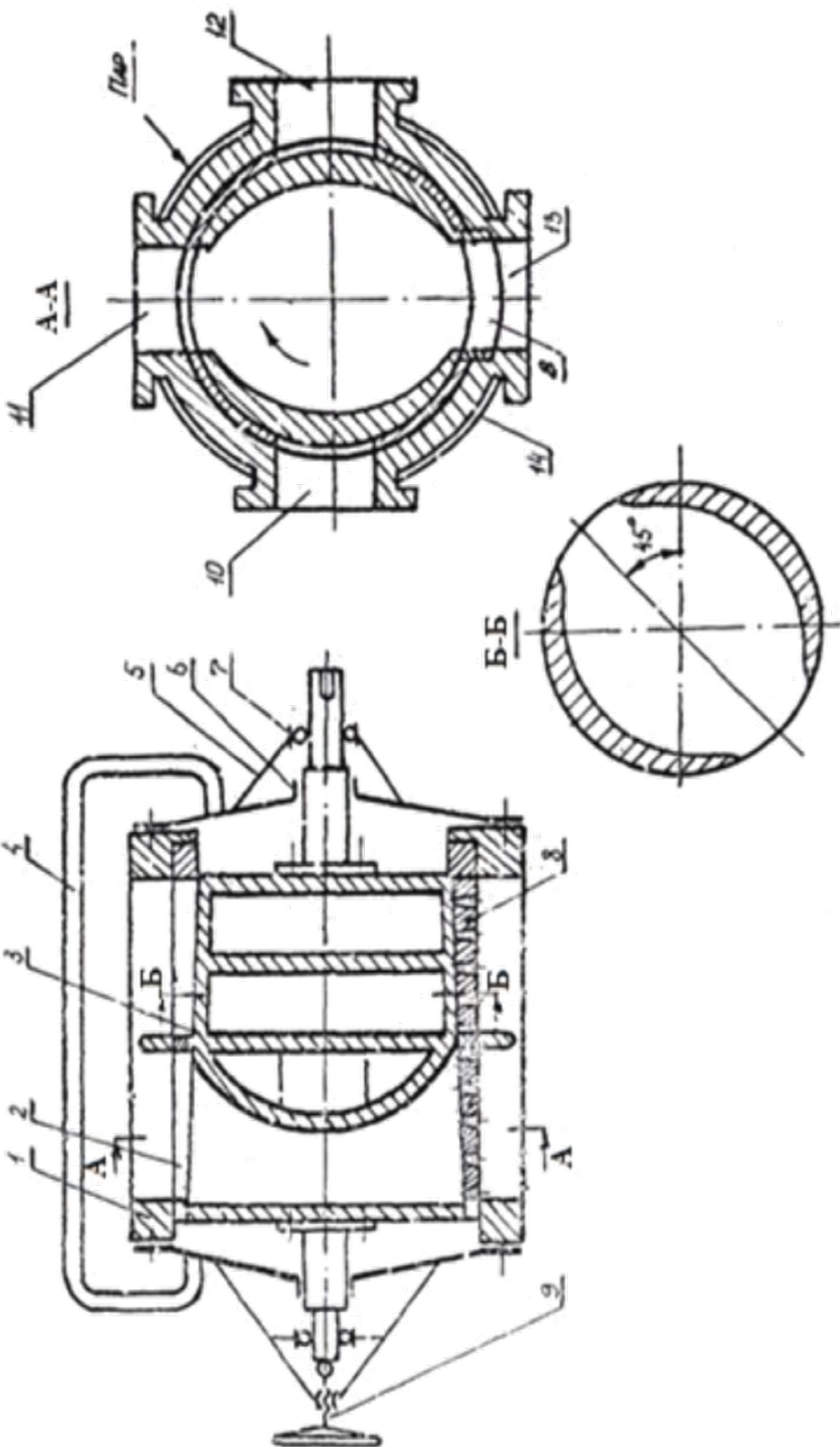


Рис.25. Питатель высокого давления

Необходимая емкость карманов ротора питателя высокого давления может быть рассчитана по формуле

$$V = \frac{Q}{2 \cdot 60 \cdot n \cdot \varphi},$$

где Q – часовая производительность установки по щепе, м³/ч; 2 – число циклов работы карманов за один оборот ротора; n – частота вращения ротора, об/мин; φ – коэффициент заполнения карманов ротора, равный 0,7-0,8.

Суммарная емкость карманов ротора питателя высокого давления установки «Камюр» производительностью 450 т/сут составляет 0,26 м³.

Питатель высокого давления является наиболее изнашиваемым узлом установки «Камюр». Его приходится заменять и ремонтировать через каждые 3-6 месяцев работы. Причиной износа является песок, содержащийся в щепе, и шлам в плохо осветленном белом щелоке. Ремонт состоит в наплавке на изношенные поверхности специальных электродных материалов.

3.7. Варочный котел установки «Камюр»

Варочный котел установки «Камюр» предназначен для варки и горячей диффузионной промывки целлюлозы.

Щепа транспортирующим щелоком вымывается из карманов питателя высокого давления в загрузочное устройство котла. Варочная установка может иметь один или два тракта подачи щепы в котел. В соответствии с этим, в верхней части варочного котла располагается одно или два загрузочных устройства.

Установки производительностью 600-1000 т/сут имеют один тракт подачи щепы, благодаря чему капитальный ремонт и текущие расходы на эксплуатацию варочной установки сокращаются, надежность ее работы увеличивается, а количество ремонтных работ и запасных частей уменьшается.

Загрузочное устройство котла предназначено для отделения от щепы избыточного транспортирующего щелока и более равномерного распределения щепы по всему поперечному сечению котла. После отделения избыточного щелока суспензия из щепы и щелока поступает в котел с необходимым для варки гидромодулем, т.е. с необходимым соотношением сухих веществ и всей жидкости, которые загружаются в котел. Суспензия, поступающая из питателя высокого давления в загрузочное устройство котла, имеет гидромодуль примерно 1:30 (при меньшем гидромодуле суспензию невозможно переместить по трубопроводу). В котле после удаления избыточного щелока гидромодуль составляет от 1:3 до 1:4.

Загрузочное устройство (рис. 26) состоит из цилиндрического сита, через отверстия которого фильтруется избыточный щелок. Внутри сита вращается шнек. Шнек наружной кромкой своей лопасти снимает слой щепы, обра-

зующийся на внутренней поверхности сита вследствие перепада давлений щелока внутри и снаружи сита, и тем самым поддерживает постоянство процесса фильтрации щелока через сито. Сито изготавливается из нержавеющей стали толщиной 6 мм, имеет отверстия шириной 2 мм, шагом 6,3 мм и высотой 50 мм. Для жесткости сито имеет вертикальные и горизонтальные ребра.

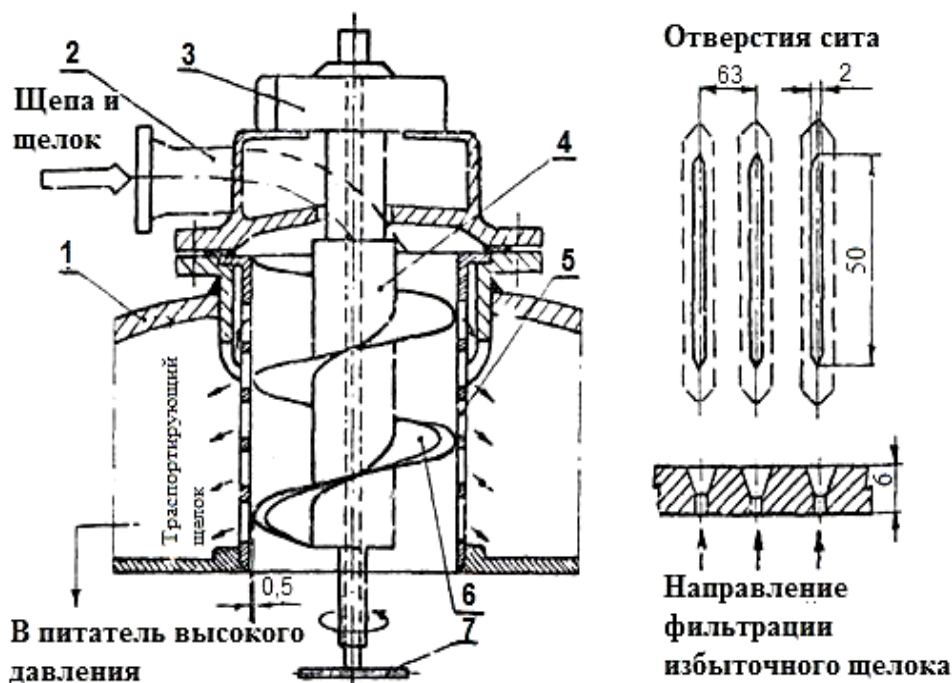


Рис. 26. Загрузочное устройство варочного котла установки «Камюр»:
 1 – верхняя крышка котла «Камюр»;
 2 – патрубок для подачи щепы и щелока в котел из питателя высокого давления;

- 3 – редуктор привода шнека; 4 – шнек; 5 – сито;
 6 – последний виток шнека удвоенной толщины;
 7 – датчик уровня щепы в котле

Шнек состоит из пустотелого вала, к которому приварены лопасти из нержавеющей стали толщиной 8 мм. Нижний виток шнека изготавливается удвоенной толщины на случай, если давление в трубопроводе, подающем щепу и щелок в загрузочное устройство котла, понизится и последний виток будет воспринимать нагрузку от давления в котле, а также, если уровень щепы в котле поднимется выше допустимого, и последний виток войдет в контакт со щепой, находящейся в котле.

Внутри вала шнека проходит другой вал с поперечным стержнем на нижнем конце. Этот вал является датчиком уровня щепы в котле.

Для нормальной работы зазор между ситом и шнеком должен быть не более 0,5 мм.

Привод шнека состоит из асинхронного двигателя и червячного редуктора, частота вращения шнека 30 об/мин.

Загрузочное устройство котла установки производительностью 450 т/сут при двухпоточной системе питания котла щепой имеет следующие параметры:

Диаметр шнека, мм	1050
Длина шнека, мм.....	1400
Частота вращения ,об/мин.....	30
Мощность электродвигателя, кВт.....	14

На варочных котлах современной конструкции и при модернизации котлов «Камюр» в загрузочных устройствах котлов устанавливаются стержневые сита (рис. 27).

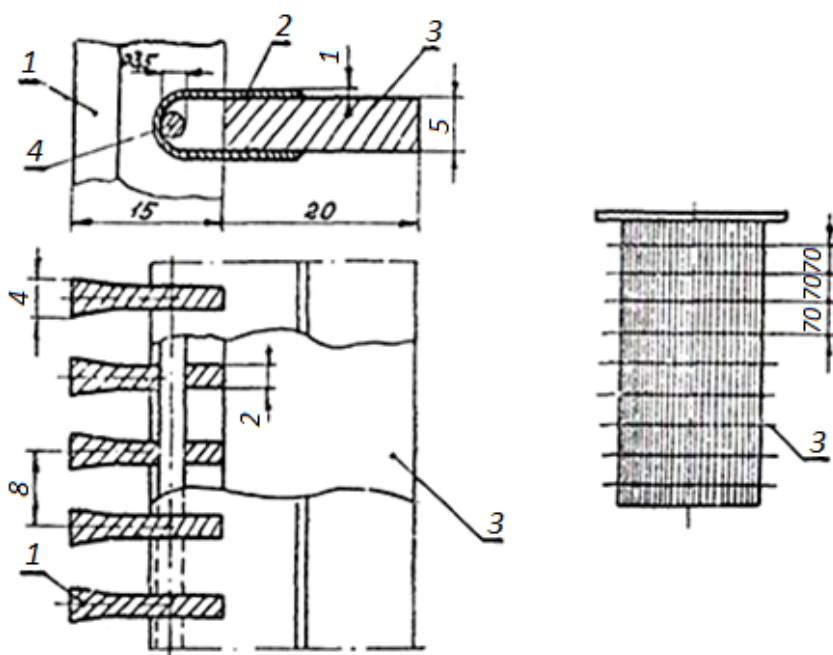


Рис.27. Стержневое сито загрузочного устройства котла «Камюр»:
 1 – стержни (колосники); 2 – фиксирующая лента; 3 – кольца;
 4 – монтажная проволока

Основным достоинством стержневых сит являются исключение возможности забивания их опилками и смолой, а также невозможность образования накипи.

На рис. 28 показан варочный котел с горячей диффузионной промывкой и холодной выдувкой.

В верхней части котла, начиная от загрузочного устройства и до первых заборных сит циркуляционно-подогревательной системы, расположена зона пропитки, в которой щепа находится около 70 мин при температуре 105-110 °С. Ниже зоны пропитки находится зона нагрева, где производится прогрев содержимого котла щелоком, который отбирается в этой зоне через два пояса заборных сит. Пройдя через подогреватели, щелок вновь поступает в зону нагрева через центральную трубу. При этом менее нагретый щелок, по-

ступающий со щепой из зоны пропитки, вытесняется подогретым щелоком в радиальном направлении к заборным ситам. Благодаря радиальному движению подогретого щелока щепа, поступающая из зоны пропитки, нагревается сначала до температуры 150 °С, а затем до температуры 175 °С. Время нагрева составляет примерно 40 мин.

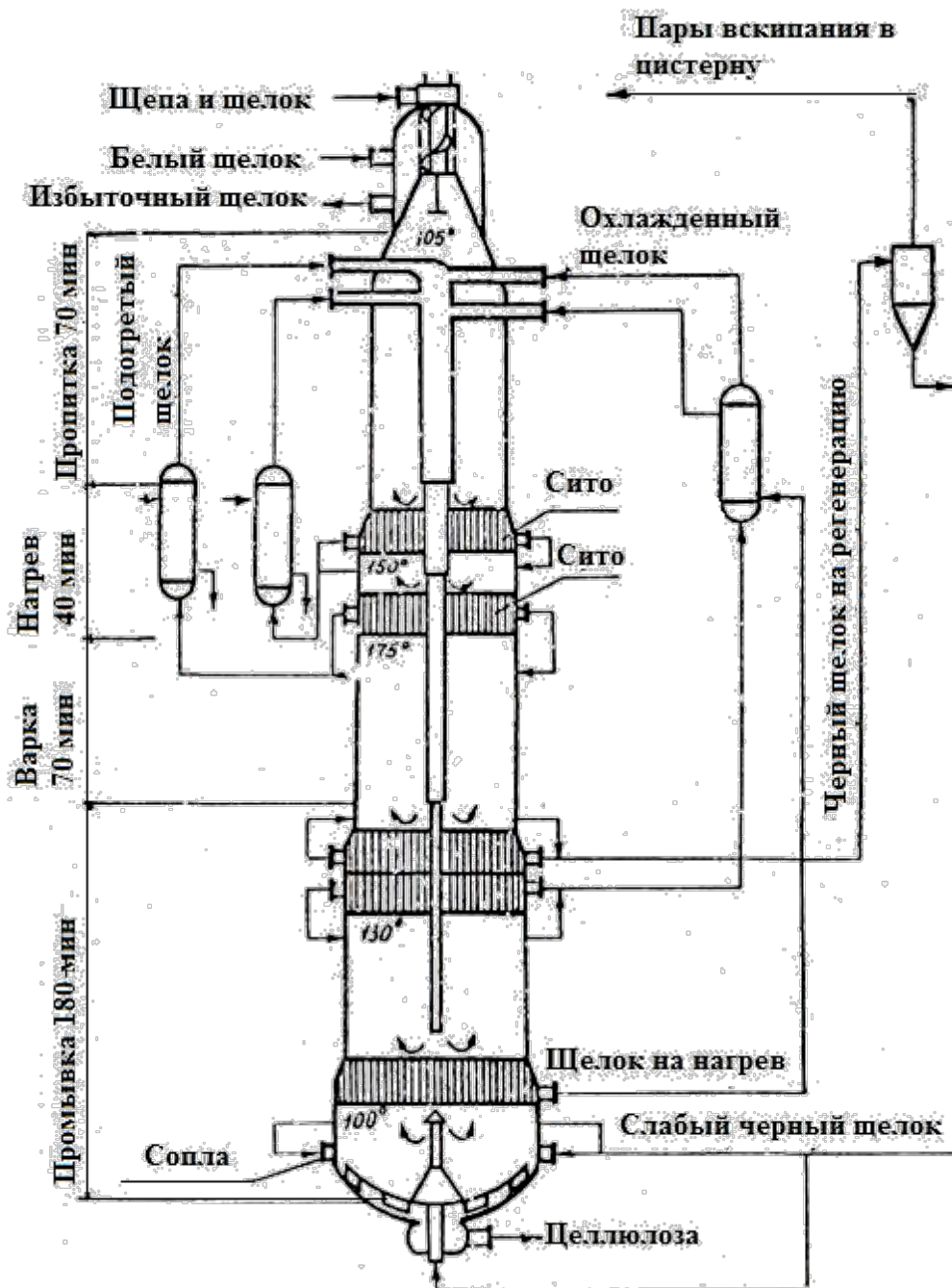


Рис. 28. Варочный котел установки «Камюр»

После зоны нагрева щепа поступает в зону варки с температурой 175 °С, где находится в течение 70 мин.

Сваренная щепа, сохраняя свою форму, перемещается в зону экстракции (оттяжки) крепкого черного щелока и горячей диффузионной промывки.

Здесь крепкий горячий чёрный щелок в радиальном направлении вытесняется охлажденным черным щелоком, поступающим из центральной трубы, и через заборные сита отбирается в сепараторы, где отделяются пары вскипания, а затем щелок направляется на регенерацию. Температура массы после оттяжки горячего черного щелока снижается до 130 °С.

В нижней зоне промывки происходит дальнейшее охлаждение массы слабым черным щелоком, поступающим с вакуум-фильтров. Этот щелок подается через ряд сопел, расположенных в нижней части котла, и своим движением навстречу ходу массы способствует вытеснению крепкого черного щелока в зоне экстракции. Масса при этом охлаждается до 100-110 °С.

Горячая диффузионная промывка в котле позволяет сократить количество промывных вакуум-фильтров и, следовательно, уменьшить капитальные затраты, связанные с их установкой. Однако высота котла при этом может увеличиться на 10-12 м.

Экстракция крепких черных щелоков при высокой температуре позволяет экономить пар на выпарке.

В нижнем днище варочного котла расположено разгрузочное устройство (рис. 29), состоящее из двухлопастной мешалки и приваренного к ней конуса. Через пустотелый вал мешалки подается слабый черный щелок с вакуум-фильтров, что способствует дальнейшему охлаждению массы и лучшему удалению ее из котла. Наклонные скребки мешалки, а также две изогнутые лопасти, расположенные под конусом, осуществляют равномерную подачу массы со всего поперечного сечения котла к выдувному отверстию, расположенному в центре нижнего днища котла.

Конус, приваренный к мешалке, предназначен для того, чтобы масса в разгрузочное устройство попадала со всего поперечного сечения котла, а не только из его центральной части. Разгрузочное устройство котла установки производительностью 450 т/сут приводится во вращение от электродвигателя мощностью 14 кВт через вариатор, редуктор и закрытую зубчатую передачу. Частота вращения мешалки варьируется от 1,65 до 4,65 об/мин.

Варочный котел работает при давлении 1,05-1,2 МПа, которое поддерживается закачкой слабого черного щелока в нижнюю часть котла.

Корпус котла выполнен из биметалла. Установки производительностью 450 т/сут комплектуются варочными котлами, толщина корпуса которых в верхней части составляет 20-24 мм, в нижней – 32 мм. Диаметр котла ступенями возрастает к низу перед каждым поясом заборных сит, что способствует беспрепятственному движению щепы вниз и уменьшению вероятности ее зависания на ситах и на центральной трубе. Сита, расположенные в зоне нагрева и экстракции горячего черного щелока, изготовливаются из нержавеющей стали толщиной 6 мм и имеют прямоугольные отверстия шириной 2 мм с шагом 6,3 мм. Ширина отверстий сит нижней зоны 1,3 мм.

Для увеличения жесткости сита укрепляются вертикальными и горизонтальными распорками.

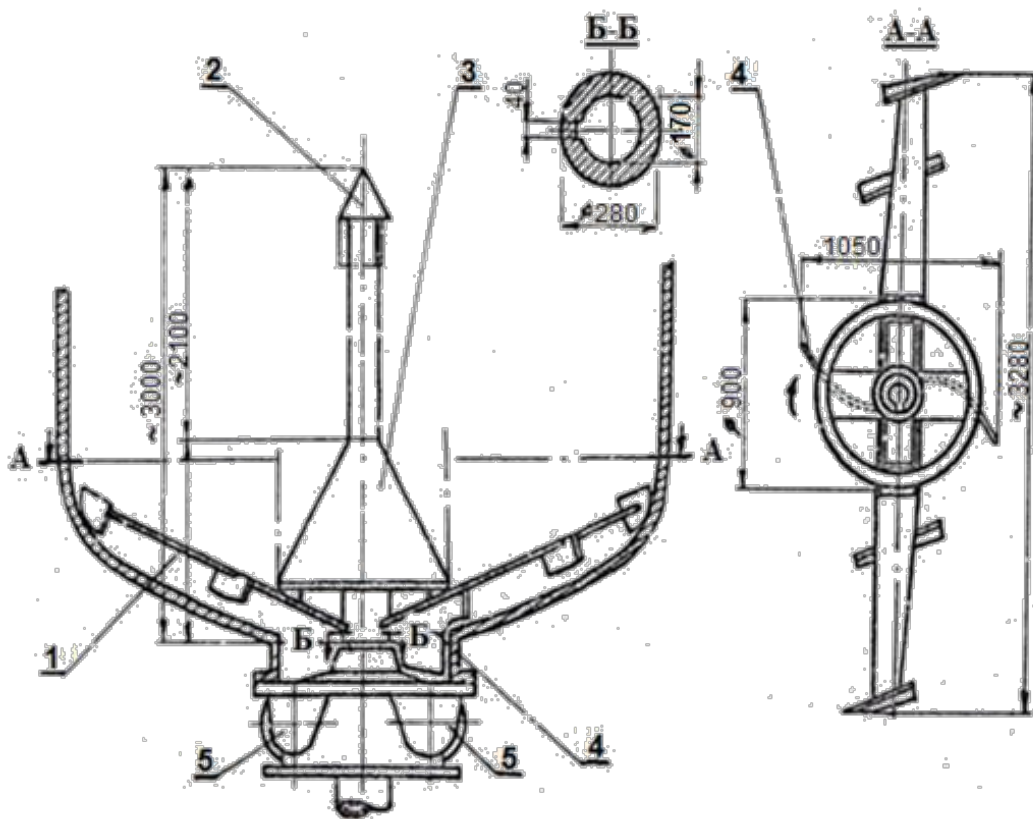


Рис. 29. Разгрузочное устройство установки непрерывной варки целлюлозы «Камюр»:

- 1 – двухлопастная мешалка; 2 – распределитель щелока;
- 3 – конус-распределитель массы; 4 – изогнутые лопасти;
- 5 – отверстия для выдувки целлюлозы

Каждый пояс сит разделен горизонтальным кольцом на два отделения: верхнее и нижнее. Каждое из отделений попеременно автоматически включается в работу через 1-1,5 мин. Очередность в работе отделений уменьшает возможность забивания сит, так как во время отбора щелока из одного отделения отверстия другого очищаются столбом продвигающейся вниз массы. Удлиненная форма отверстий сит также способствует их лучшей очистке. На котлах современной конструкции отверстия каждого последующего ряда смещаются по окружности на половину шага по отношению к отверстиям предыдущего ряда, благодаря чему уменьшается забивание сит щепой и опилками. Вместо сит с фрезерованными отверстиями применяются стержневые сита, по конструкции аналогичные стержневым ситам загрузочного устройства.

3.8. Усовершенствования и модификации установок непрерывной варки целлюлозы «Камюр»

Помимо рассмотренных ранее усовершенствований (питатели с увеличенной конусностью ротора; наклонная пропарочная цистерна; цистерны с

подачей пара снизу и корпусом из нержавеющей стали; питающая камера с отделением тяжелых включений из щепы и выносными ситами; стержневые сита загрузочного устройства котла) применяются следующие усовершенствованные конструкции установки «Камюр»:

1. Установка с паровой и жидкой фазами варки, имеющая котел с наклонным сепаратором, отделяющим транспортирующий щелок;
2. Установка с предварительной пропиточной камерой (котлом);
3. Применение в циркуляционно-подогревательной системе котла стержневых сит;
4. Установка с противоточной системой движения щепы и щелока;
5. Установка для варки опилок.

1) Комбинированный котел с паровой и жидкой фазой предназначен для получения различных видов сульфитной и предгидролизной сульфатной целлюлозы.

Тракт подачи щепы и механическая часть котла остаются такими же, как в стандартной установке. Основное отличие состоит в конструкции верхней части котла и в методе подогрева. Загрузочное устройство расположено вне котла в наклонном положении под углом 45° к вертикальной оси котла (рис. 30а) и дает возможность регулировать гидромодуль варки в широких пределах. Нагрев щепы производился острым паром в месте подачи ее в котел, поэтому варка начинается сразу в верхней части котла, и зона нагрева отсутствует. Для регулирования процесса варки сохраняется небольшая циркуляционная система.

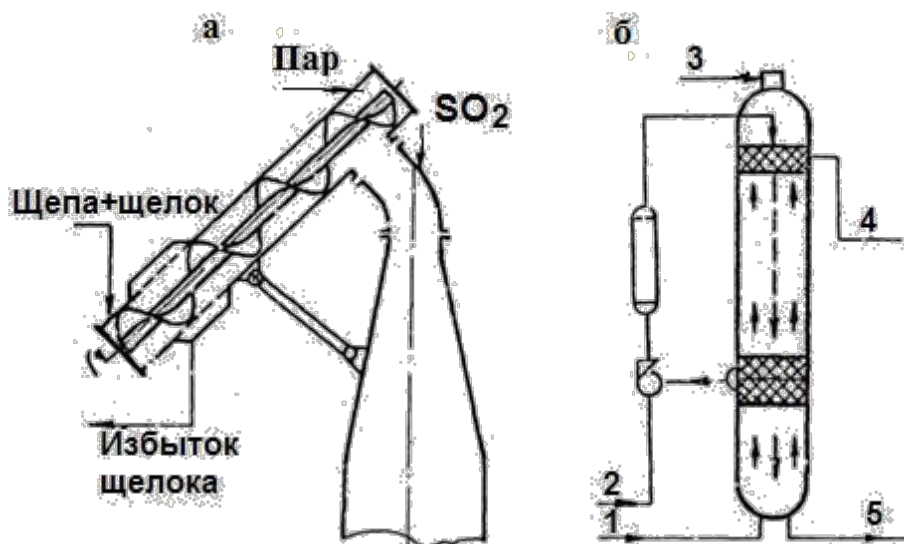


Рис. 30. Усовершенствованная и модифицированная установка «Камюр»:

- а – с выносным сепаратором;
- б – противоточная система движения щепы и щелока;
- 1 – промывная вода; 2 – варочный щелок; 3 – щепа и щелок;
- 4 – крепкий черный щелок на регенерацию; 5 – целлюлоза

2) Установка с предварительной пропиткой щепы применяется при модернизации с целью повышения производительности и при проектировании технологических потоков с мощностью более 1000 т/сут, а также для уменьшения высоты варочного котла, что приводит к сокращению капитальных затрат при строительстве установки (рис. 31). Здесь щепы и щелок из питателя высокого давления 2 поступают в загрузочное устройство пропиточной камеры 4, избыток щелока направляется вновь в питатель высокого давления.

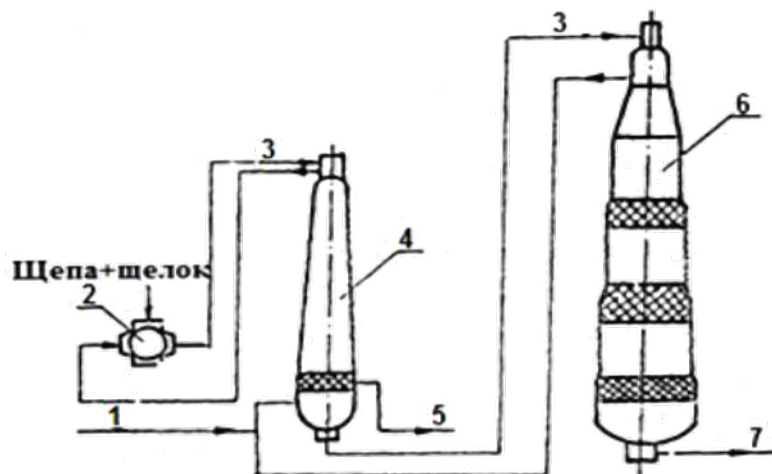


Рис. 31. Установка «Камюр» с предварительной пропиточной камерой:
 1 – белый щелок; 2 – питатель высокого давления;
 3 – щепы и щелок на пропитку; 4 – пропиточная камера (котел);
 5 – щелок на выпарку; 6 – варочный котел; 7 – целлюлоза

В пропиточном котле пропитка ведется в течение 30-40 мин при давлении 1,0 МПа. Пропитанная щепы белым щелком из нижней части камеры вымывается в загрузочное устройство котла, которое может быть как обычным – встроенным, так и выносным.

В верхнюю часть варочного котла подается острый пар, поэтому варка начинается сразу же в верхней части котла. Таким образом, в варочном котле проводятся только варка и горячая диффузионная промывка целлюлозы.

3) Замена в варочном котле стержневых сит (рис. 27) с коэффициентом перфорации 0,3-0,4 на фрезерованные сита с коэффициентом перфорации 0,11-0,13 уменьшает вероятность зависания на них щепы, так как перепад давления с наружной и внутренней сторон сита в этом случае меньше и поэтому уменьшается общее усилие прижатия щепы к ситам при оттяжке щелоков.

4) Установка с противоточной системой (рис. 30б) основана на принципе противотока щепы и щелока. В этих установках щелок вытесняется не в радиальном направлении от центра к периферии котла, а в осевом, с потоком щелока снизу вверх. Хотя вытеснение в радиальном направлении происходит быстрее, однако диффузия при этом не достигает оптимальной величины, и в результате кратковременности процесс может протекать неравномерно. Про-

мывка по принципу противотока позволяет изменять ее время в больших пределах в зависимости от высоты зоны промывки в котле, а также количества промывной жидкости. Для осуществления противотока в нижнюю часть котла подается промывная вода, а на расстоянии примерно 1/3 высоты котла включается система радиальной циркуляции, в которую вводится варочный раствор, и производится нагрев до температуры варки.

По мере движения вверх щелок пропитывает щепу. В процессе варки щелок насыщается сухими веществами и отводится из котла через верхнее сито, а щепка движется навстречу щелоку вниз и там разгружается в виде промытой целлюлозы.

5) В установках для варки опилок (рис. 32) опилки из питателя высокого давления паром выдуваются сразу в котел и варятся в течение одного часа при гидромодуле 3,6:1 и давлении 0,74 МПа. В верхнюю часть котла подается пар. В нижней части котла расположены две зоны промывки: в первой зоне слабый черный щелок из второй зоны подается к ситам и вытесняет крепкий черный щелок в радиальном направлении к перфорированному валу, расположенному в центре котла, и далее направляется на регенерацию. Во второй, нижней зоне производится промывка целлюлозы водой, которая тоже подается через сита и вытесняет к перфорированному валу щелок, который затем подается в верхнюю зону промывки.

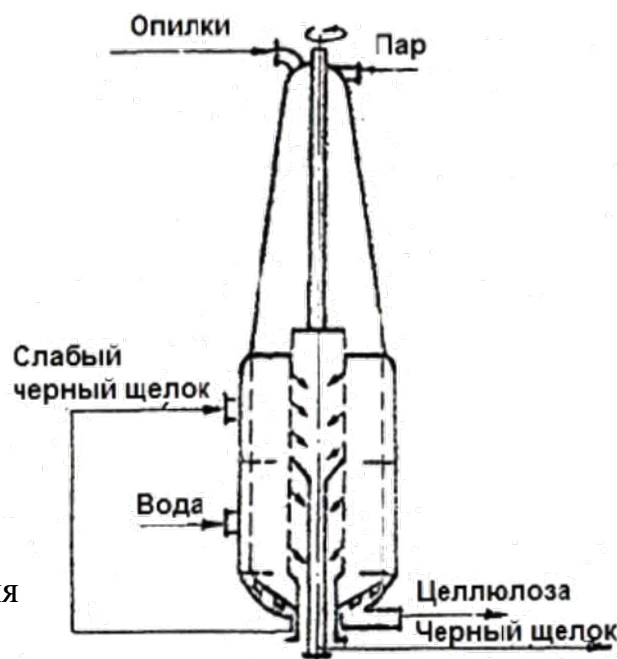


Рис. 32. Установка «Камюр» для варки опилок

К недостаткам установки для варки опилок относится сложность изготовления перфорированного вала из нержавеющей стали, имеющего отверстия диаметром 2 мм. Второй недостаток – быстрое забивание отверстий древесной мелочью, смолой и минеральными отложениями. Такая конструкция менее надежна, чем разгрузочное устройство котла «Камюр» с диффузионной промывкой и холодной выдувкой.

4. МНОГОТРУБНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ НЕПРЕРЫВНОЙ ВАРКИ ПОЛУЦЕЛЛЮЛОЗЫ

Многотрубные установки для непрерывной варки полуцеллюлозы предназначены для ускоренной непрерывной варки, что достигается за счет повышенного выхода готовой продукции (60-75 %), повышенных режимов варки и низкого гидромодуля при варке (1:2,5). Одним из преимуществ многотрубных установок, обеспечивающих их широкое применение, являются низкие требования к щепе применительно к содержанию в ней опилок, гнили и коры.

Это становится возможным, поскольку в варочном аппарате отсутствуют сита циркуляционно-подогревательной системы и нагрев перерабатываемого сырья производится острым паром. Все это позволяет также перерабатывать в многотрубных установках одубину (щепу после извлечения из нее экстрактивных веществ), тростниковую сечку и солому различных однолетних растений.

Применяются два вида многотрубных установок:

- 1) со шнековыми питателями;
- 2) с роторными питателями, пропарочной и пропиточной трубами и мельницей, установленной на выходе массы из последней варочной трубы, для горячего размола целлюлозы.

Установки второго типа применяются для выработки более качественной продукции, так как в них отсутствует силовое воздействие на щепу, которое имеет место в шнековом питателе установок первого типа и приводит к снижению прочностных показателей полуцеллюлозы. К многотрубным установкам отечественного производства относятся установки типа УТ-1 и УТ-2. Из зарубежных установок со шнековым питателем применяются установки типа «Пандия» фирм «Тампелла» (Финляндия) и «Парсоне и Виттмор» (Франция) и с роторными питателями типа «Пандия» фирмы «Хитачи» (Япония).

Варка в многотрубных установках ведется по сульфатному или нейтрально-сульфитному способу в течение 10-60 мин. Производительность установок достигает 250-300 т/сут при работе на древесном сырье и 80 т/сут при работе на тростниковой сечке.

4.1. Многотрубные установки для варки полуцеллюлозы со шнековым питателем

Схема многотрубной установки для непрерывной варки полуцеллюлозы со шнековым питателем представлена на рис. 33.

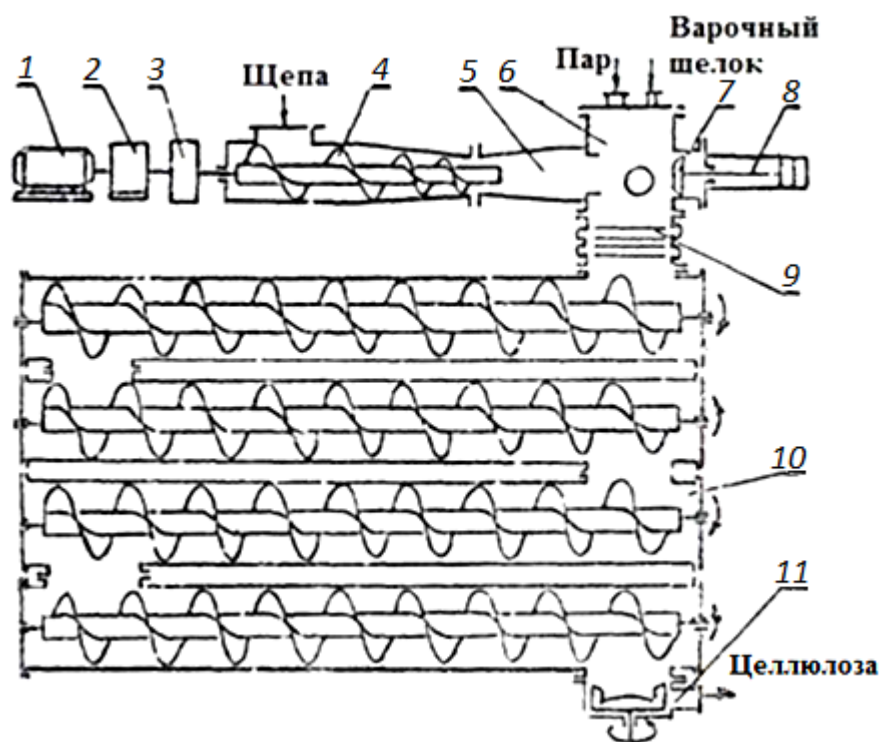


Рис. 33. Схема многотрубной установки со шнековым питателем:

1 – электродвигатель привода шнекового питателя; 2 – редуктор;
3 – бесступенчато регулируемая муфта вихревых токов (или гидромуфта);

4 – шнековый питатель; 5 – пробкообразователь;

6 – переходной патрубков; 7 – тарелка пневмоклапана;

8 – пневмоцилиндр автоматического клапана;

9 – компенсатор тепловых расширений; 10 – варочная труба;

11 – разгрузочное устройство

Щепа из бункера или ленточным транспортером подается в шнековый питатель, который служит для равномерной подачи спрессованной щепы в первую варочную трубу установки. Это также предотвращает прорыв пара из варочных труб в бункер со щепой. Сжатие щепы в пробку достигается за счет уменьшения по ходу щепы диаметра и шага шнека, т.е. за счет уменьшения межвиткового пространства. Объемная масса сжатой щепы (пробки) достигает 525-590 кг/м³. При выходе из зоны сжатия в переходной патрубков 6 пробка разрушается, и щепа пересыпается в первую варочную трубу, где она нагревается острым паром и орошается варочным щелоком. Шнек отливається из нержавеющей стали типа 2Х13Л или 12Х18Н9ТЛ, так как нержавеющая сталь, имеющая вязкую аустенитную структуру, хорошо работает на износ. Наружная поверхность лопасти шнека имеет наплавку из вольфрамокобальтового твердого сплава ВК-2 с целью уменьшения износа. Шнек крепится на двух сферических роликоподшипниках. Для восприятия осевых усилий устанавливается роликовый или шариковый упорный подшипник. Для лучшего пробкообразования и более надежной герметичности питателя как запорного

устройства коническая часть шнека имеет цилиндрический выступ со стороны пробкообразователя (см. рис. 33) длиной 150 мм с диаметром равным внутреннему диаметру шнека. Частота вращения шнека регулируется в пределах от 15 до 65 об/мин при помощи гидравлической муфты или муфты вихревых токов. Привод шнека состоит из электродвигателя мощностью 100-165 кВт, регулируемой гидромуфты, редуктора и цепной передачи.

Корпус шнекового питателя изготавливается литым из нержавеющей стали типа 12Х18Н9ТЛ толщиной 30-40 мм. Коническая часть корпуса, состоящая из верхней и нижней половин (рис. 34), присоединяется к загрузочной части корпуса питателя болтами и имеет на внутренней поверхности восемь направляющих ножей во избежание проворачивания пробки вместе со шнеком, что может привести к прорыву пара из варочных труб в бункер со щепой. Ножи изготавливаются из стали У7 или У8 и имеют наплавку на поверхности, соприкасающейся со шнеком, из сплава ВК-2.

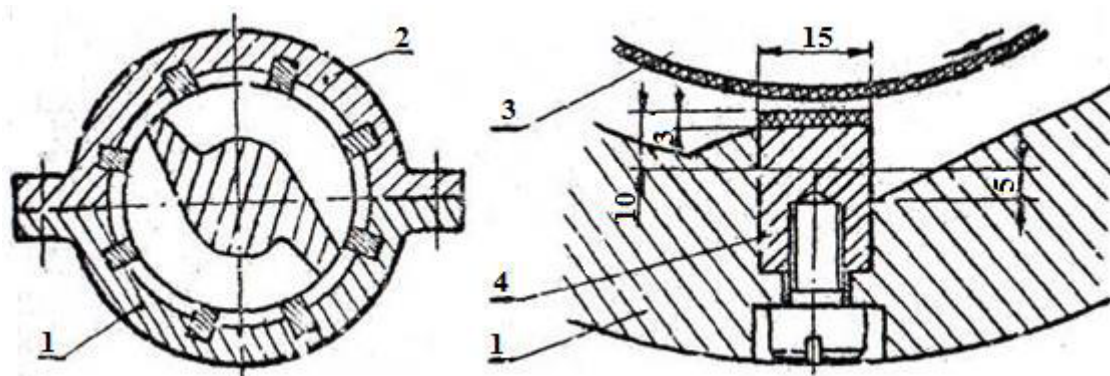


Рис. 34. Поперечный разрез конической части шнекового питателя:
1 – нижняя половина корпуса питателя;
2 – верхняя половина корпуса питателя; 3 – шнек; 4 – продольный нож

При работе на щепе шнек имеет следующие размеры:

Наружный диаметр и шаг первого (загрузочного) витка, мм.....	380
Наружный диаметр и шаг последнего (прессующего) витка, мм.....	280
Внутренний диаметр шнека, мм.....	150
Длина винтовой части шнека, мм.....	1500

Перед каждым ножом в направлении вращения шнека в корпусе имеется продольный паз с наклоном дна в сторону ножа. Ширина паза 50 мм, глубина у боковой поверхности ножа – 5 мм.

Варочные трубы установки представляют собой горизонтальные цилиндрические аппараты, в которых вращаются шнеки, перемещающие щепу. Диаметр, длина и количество труб определяются временем варки и производительностью установки. Диаметр труб колеблется от 457 до 1524 мм, длина (расстояние между осями входного и выходного патрубков) от 6 до 12,2 м, количество труб от 2 до 8 шт. Корпуса труб изготавливаются сварными из биметалла с толщиной слоя нержавеющей стали 2 мм. Торцевые крышки труб

плоские, изнутри облицованы нержавеющей сталью. Они имеют гнезда для сальников и кронштейны для установки подшипников. Шнеки в трубах сварные, лопасти шнеков изготовлены из нержавеющей стали. В местах разгрузки массы на валах шнеков приварены рассекатели. Они выполнены в виде четырех радиально расположенных лопаток с треугольными выступами на боковом ребре со стороны движения массы. Трубы попарно подвешены на специальных тягах диаметром 50 мм к рамной конструкции варочной установки.

Каждый шнек имеет индивидуальный привод от электродвигателя мощностью 7,5-11 кВт через вариатор, редуктор и цепную передачу. Частота вращения шнеков регулируется от 1,4 до 20 об/мин, причем шнек первой трубы имеет наибольшую скорость вращения. Шнеки двух смежных труб вращаются в противоположных направлениях.

Сваренная полуцеллюлоза удаляется из последней варочной трубы при помощи разгрузочного устройства. Оно состоит из четырехлопастной якорной мешалки, расположенной в чаше с четырьмя выдувными отверстиями, которые очищают от комков массы лопасти мешалки. Чаша выполняется литьем из нержавеющей стали. Диаметр мешалки 700 мм, частота вращения ротора 300-500 об/мин, привод осуществляется через клиноременную передачу от электродвигателя мощностью от 17,8 до 30 кВт.

4.2. Многотрубные варочные установки с роторными питателями

В установках с роторными питателями щепа из бункера подается в дозатор 2 (рис. 35). Дозатор имеет на роторе лопасти в виде шеврона для лучшего отделения щепы от стенок корпуса дозатора. Ротор дозатора приводится во вращение от шнека пропарочной трубы 3 через цепную передачу 1. Благодаря этому устраняется возможность переполнения пропарочной трубы щепой в случае рассинхронизации частот вращения ротора дозатора и шнека пропарочной трубы. Такое возможно при условии, что они имеют индивидуальный регулируемый привод.

Пропарочная труба 3 служит для удаления из щепы воздуха с целью с целью лучшей пропитки щелоком. В трубу подается свежий пар через шесть штуцеров Ду40, расположенных тангенциально в нижней части корпуса, а также пар из карманов ротора питателя низкого давления 4, когда щепа подходит к разгрузочному отверстию пропарочной трубы. В пропарочной трубе поддерживается атмосферное давление и температура около 100 °С. Сверху трубы имеется штуцер для отвода сдувочных газов. Внутри штуцера установлена сетка, препятствующая уносу щепы с газами. В крышке штуцера имеется патрубок для пара, который периодически включается в работу для очистки сита от щепы.

Над разгрузочным отверстием пропарочной трубы расположен штуцер для подачи варочного щелока.

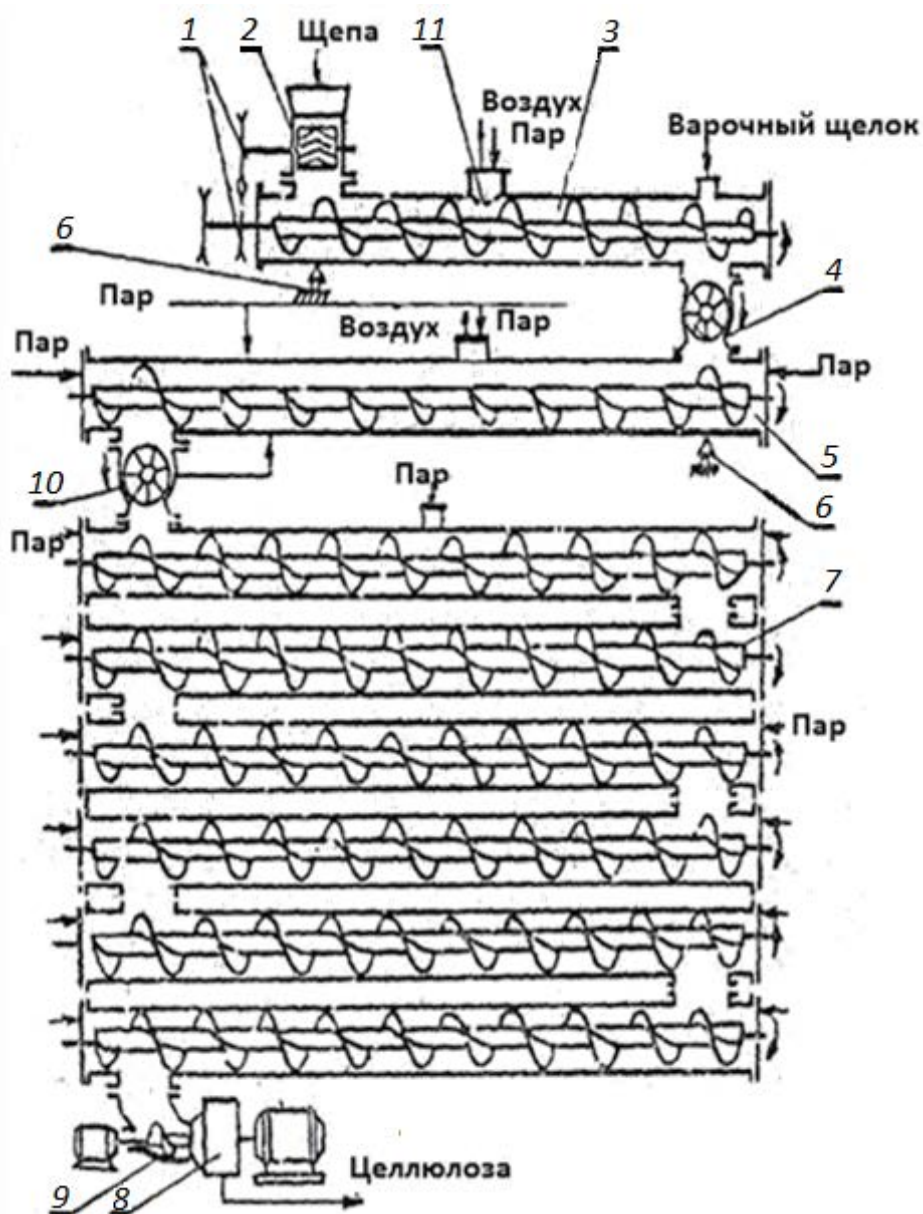


Рис. 35. Многотрубная установка с роторными питателями:
 1 – цепная передача привода дозатора; 2 – дозатор щепы;
 3 – пропарочная труба; 4 – питатель низкого давления;
 5 – пропиточная труба; 6 – подвижные опоры; 7 – варочная труба;
 8 – дисковая мельница для горячего размола;
 9 – шнек для подачи массы в дисковую мельницу;
 10 – питатель высокого давления; 11 – сито сдувочного штуцера

Поскольку давление в трубе равно атмосферному, то для закачки щелока не требуется установка многоступенчатого насоса высокого давления, как это имеет место в установках со шнековым питателем.

Время пропарки, мин.....	1-3
Диаметр корпуса трубы, мм.....	1000
Длина пропарочной зоны, мм.....	6500
Частота вращения шнека, об/мин.....	5-15

Корпус трубы изготавливается из биметалла с толщиной слоя нержавеющей стали 2 мм, лопасти шнека – из нержавеющей стали. Вал шнека между лопастями облицован нержавеющей сталью толщиной 2 мм.

Со стороны разгрузочного отверстия на шнеке имеются четыре зубчатых раскатателя и один виток лопасти шнека с противоположным заходом по отношению к остальной части лопасти шнека. Пропарочная труба установлена на скользящей опоре 6 для компенсации тепловых расширений. Питатель низкого давления 4 разделяет зоны атмосферного давления в пропарочной трубе и повышенного давления в пропиточной трубе. По конструкции питатели низкого давления и высокого давления одинаковы. Роторы конусностью 1:5 имеют семь карманов объемом 0,117 м³. Частота вращения роторов регулируется в диапазоне от 10 до 30 об/мин с помощью вариаторов. Поверхности ротора, соприкасающиеся с корпусом, имеют наплавку из стеллита. В корпус питателей для уменьшения износа запрессована втулка, изготовленная из монель-металла. Рабочий зазор между ротором и статором составляет 0,1 мм. Привод питателей включает электродвигатель мощностью 15 кВт, вариатор, редуктор и цепную передачу.

В пропиточной трубе щепы находится от 2 до 6 мин при температуре 140 °С и давлении 0,4 МПа. Пропиточная труба служит для непрерывной пропитки щепы перед варкой. В пропиточную трубу подается свежий пар и пар из карманов питателя высокого давления. Пар также подается через два кольцевых коллектора (рис. 36), расположенных с внутренней стороны крышек, для того, чтобы щепы не попадала между торцом вала шнека и крышкой трубы.

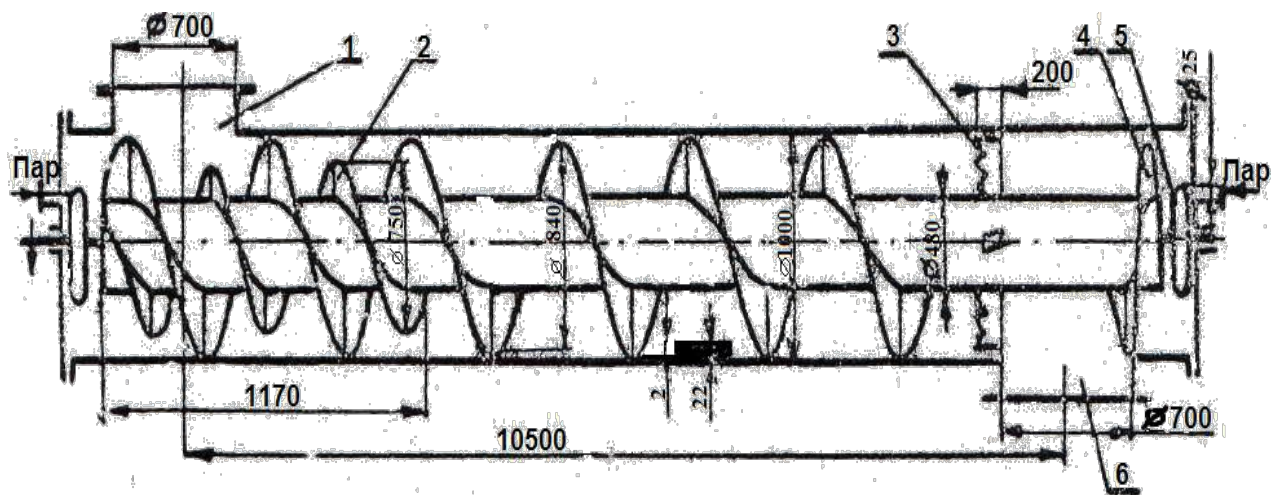


Рис. 36. Варочная труба установки с роторными питателями:

- 1 – загрузочное отверстие; 2 – двухзаходный участок шнека;
- 3 – раскататель; 4 – обратный виток; 5 – паровой коллектор;
- 6 – разгрузочное отверстие

Внутренний диаметр коллектора, мм.....	400
Количество отверстий, шт.....	60

Диаметр отверстий, мм.....	3
Диаметр трубы коллектора, мм.....	25

Сдувочные газы непрерывно удаляются через штуцер в верхней части трубы, в который вставлено сито, препятствующее уносу щепы. В месте поступления щепы шнек имеет двойной заход на длине 1170 мм, диаметр лопасти второго захода 750 мм, шаг шнека 360 мм. Лопасти изготавливаются из нержавеющей стали, участки трубы между лопастями облицованы нержавеющей сталью толщиной 2 мм. Частота вращения шнека от 5 до 15 об/мин регулируется вариатором. Корпус трубы биметаллический. К нижней половине трубы приварены четыре продольные направляющие шириной 30 мм и высотой 10 мм. Питатель высокого давления 10 разделяет зоны высокого давления в варочных трубах, где давление составляет 1,0-1,2 МПа и низкого давления в пропиточной трубе, и работает аналогично питателю низкого давления 4. Установка имеет шесть варочных труб.

В первую (иногда и в третью) трубу подается свежий пар через штуцер Ду300. Пар подается также через паровые коллекторы во все штуцеры. По конструкции варочные трубы аналогичны пропиточной трубе. Диаметр труб – 1000 мм, длина – 10500 мм, толщина стенки составляет 22 мм, из них 2 мм слой нержавеющей стали 0X18H9T. Шнеки в трубах расположены концентрично, частота их вращения регулируется вариатором. Сваренная целлюлоза из последней трубы поступает в разгрузочное устройство роторного типа и далее подается специальным шнеком 9 на горячий размол в дисковую мельницу 8 и из нее – в выдувной резервуар.

5. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Для плотного соединения составных частей трубопроводов между собой и со штуцерами аппаратов для установок заглушек и крышек на люки и горловины применяют фланцевые соединения. Фланцы различаются по конструкции и способу соединения с трубой или аппаратом, по внешней форме (круглые, квадратные, овальные, овальные с отверстиями), по форме привалочной поверхности (рис. 37).

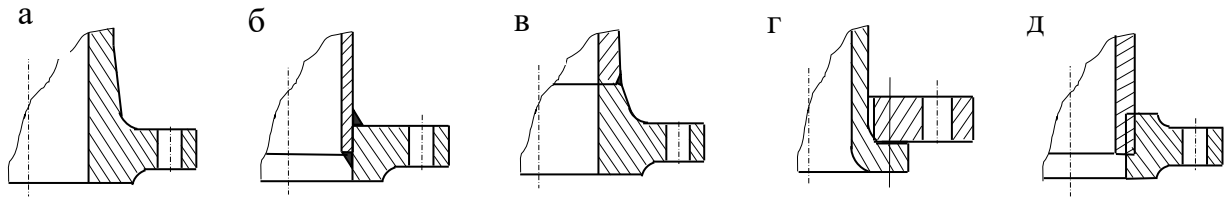


Рис. 37. Конструкции фланцев:

- а – литые, кованные (цельные);
- б – плоские приварные;
- в – приварные с шейкой;
- г – свободные на отбортовке (или на приварном бурте);
- д – свободные на резьбе

5.1. Расчет диска фланца

Свободный фланец (рис. 38) в виде прямоугольного сечения нагружен равномерно распределенными по окружности крутящими моментами (рис. 39). Применяются следующие допущения.

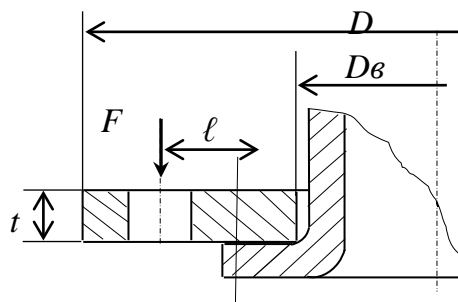


Рис. 38. Расчетная схема свободного (накидного) фланца

Под действием момента деформация происходит в виде поворота поперечного сечения на угол ϑ без искажения формы поперечного сечения. Обозначим r – произвольный радиус элементарного кольца между наружным R_n и внутренним радиусами $R_в$ кольца.

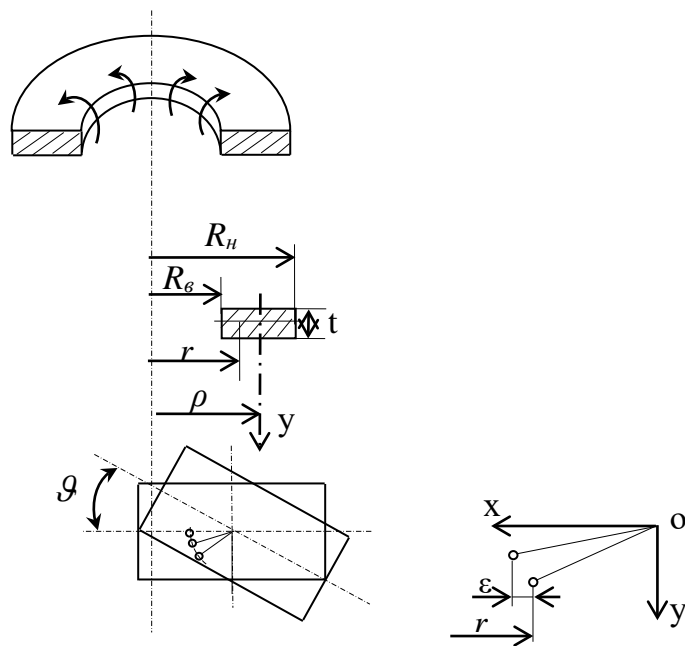


Рис. 39. Схемы к расчету диска свободного фланца

Относительное удлинение ε вследствие поворота сечения на угол ϑ и соответствующее этому удлинению напряжение σ равны:

$$\varepsilon = \vartheta/r; \quad \sigma = \frac{E \vartheta y}{r}. \quad (5.1)$$

По условию равновесия половины кольца сумма нормальных сил, действующих на его поперечное сечение, равно нулю, а момент этих сил относительно оси x будет равен

$$M = M_t \rho,$$

где M_t – крутящий момент, приходящийся на единицу длины осевой линии; ρ – радиус осевой линии (y_0).

Для кольца любого поперечного сечения условие равновесия:

$$\left\{ \begin{array}{l} \int \frac{E \vartheta y}{\rho} dA = 0 \\ \int \frac{E \vartheta y^2}{\rho} dA = M \end{array} \right. \quad (5.2)$$

Интегрирование проводится по всей площади A поперечного сечения кольца. Для кольца прямоугольного поперечного сечения условие равновесия:

$$\begin{cases} \int_{-t/2}^{t/2} \int_{R_6}^{R_H} \frac{E \vartheta y}{r} dr dy = 0 \\ \int_{-t/2}^{t/2} \int_{R_6}^{R_H} \frac{E \vartheta y^2}{r} dr dy = M \end{cases} . \quad (5.3)$$

Проведя интегрирование уравнения (5.3), получим:

$$\frac{E \vartheta t^3}{12} \ln \frac{R_H}{R_6} = M ,$$

откуда
$$\vartheta = \frac{12 M}{E t^3 \ln \frac{R_H}{R_6}} = \frac{12 M_t \rho}{E t^3 \ln \frac{R_H}{R_6}} . \quad (5.4)$$

Подставив в уравнение (5.1) значение угла ϑ , получим

$$\sigma = \frac{12 M_y}{t^3 r \ln \frac{R_H}{R_6}} . \quad (5.5)$$

Максимальные напряжения возникнут у внутренних углов сечения кольца при $r = R_6$ и $y = \pm t/2$

$$\sigma_{max} = \frac{6 M}{t^2 R_6 \ln \frac{R_H}{R_6}} = \frac{6 M_t \rho}{t^2 R_6 \ln \frac{R_H}{R_6}} . \quad (5.6)$$

Из формулы (5.6) определяем напряжение и толщину свободного фланца:

$$\sigma = \frac{6 F \ell}{\pi t^2 D_6 2,3 \ln \frac{D_H}{D_6}} = \frac{1,66 F \ell}{t^2 D_6 \lg \frac{D_H}{D_6}} ; \quad (5.7)$$

$$t = 1,29 \sqrt{\frac{F \ell}{[\sigma] D_6 \ln \frac{D_H}{D_6}}} , \quad (5.8)$$

где F – сила, действующая на болты фланцевого соединения; ℓ – плечо действия силы.

5.2. Расчет литых и кованных фланцев

Расчет сводится к определению напряжений во фланце (рис. 40).

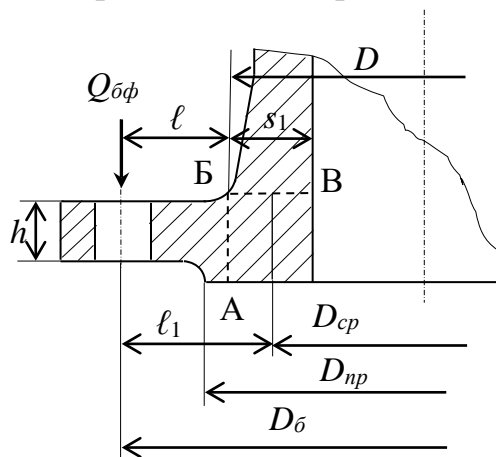


Рис. 40. Схема к расчету напряжений в литых и кованных фланцах

Напряжение во фланце в переходном утолщении по сечению BB

$$\sigma = M_u / W_u, \quad (5.9)$$

где M_u – изгибающий момент; W_u – момент сопротивления фланца.

Плечо изгиба

$$\ell_1 = (D_b - D_{cp}) / 2,$$

где D_b – диаметр по центру болтов; D_{cp} – средний диаметр.

$$M'_u = 0,4 Q_{bf} \ell_1,$$

где 0,4 – коэффициент, учитывающий жесткость фланца; Q_{bf} – нагрузка на болтовые соединения,

$$Q_{bf} = Q_1 + Q_2,$$

Q_1 – нагрузка от внутреннего давления в сосуде; Q_2 – нагрузка воздействующая на прокладку для обеспечения герметичности.

$$Q_{bf} = \pi/4 D_{cp}^2 \rho + m b \pi D_{np} \rho \leq [Q], \quad (5.10)$$

где m – приведенный коэффициент; b – расчетная ширина уплотнения; $[Q]$ – допускаемая нагрузка на болты,

$$[Q] = F_{\delta} n [\sigma_p], \quad (5.11)$$

где F_{δ} – площадь поперечного сечения одного болта; n – количество болтов; $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения в материале болтов.

Момент сопротивления переходного утолщения

$$W'_u = \frac{\pi D_{cp} s_1^2}{6}.$$

Напряжение от изгиба

$$\sigma' = M'_u / W'_u \leq [\sigma'_u].$$

Напряжение во фланце по сечению АБ

Плечо изгиба

$$\ell = (D_{\delta} - D) / 2;$$

Момент сопротивления фланца

$$W''_u = \frac{\pi D h^2}{6};$$

$$M''_u = Q_{\delta\phi} \ell; \quad (5.12)$$

$$\sigma''_u = \frac{M''_u}{W''_u} = \frac{6 Q_{\delta\phi} \ell}{\pi D h^2} \leq [\sigma'_u] \eta, \quad (5.13)$$

где $\eta = 0,75$ – коэффициент.

5.3. Расчет плоских приваренных фланцев

Плоские приваренные фланцы (рис. 41) применяются при температуре до $T = 300 \text{ C}^\circ$ и давлении $p \leq 2,5 \text{ МПа}$.

Напряжение от изгиба во фланце

$$M''_u = Q_{\delta\phi} \ell,$$

где $\ell = (D_{\delta} - D_n) / 2$ – плечо изгиба.

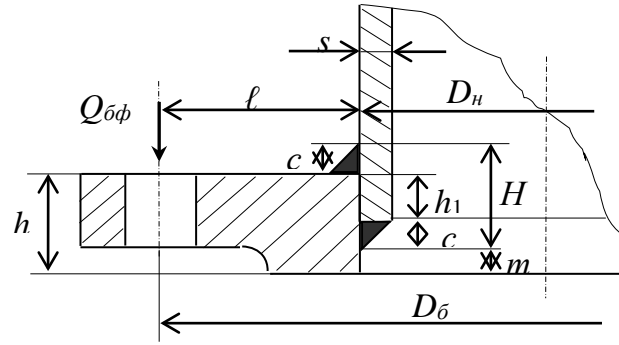


Рис. 41. Схема к расчету плоских приварных фланцев

Условный момент сопротивления изгибу

$$\sigma_u = \frac{M}{W_u} = \frac{3 Q_{\phi\phi} (D_{\phi} - D_n)}{\pi D_n h^2} \leq [\sigma_u] ; \quad (5.15)$$

$$W_u = \frac{\pi D_n h^2}{6}.$$

При расчете фланцев по этому методу допускаемое напряжение принимают с пятикратным запасом $[\sigma_u] = 0,2 \sigma_{\phi}$.

Напряжение в сварке от изгиба

$$\sigma_1 = \frac{M_u}{W_1} = \frac{3 H Q_{\phi\phi} \ell}{\pi D_n (H^3 - h_1^3)}, \quad (5.16)$$

где $W_u = \frac{\pi D_n (H^3 - h_1^3)}{6 H}$ – момент сопротивления сварных швов изгибу.

Напряжение в сварке от среза

$$\tau_{cp} = \frac{Q_{\phi\phi}}{1,4 \pi D_n c}. \quad (5.17)$$

Приведенное напряжение в сварном шве

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_1^2 + \tau_{cp}^2} \leq [\sigma]'$$

Рекомендуется, чтобы труба имела толщину $s \geq h/4$.

5.4. Приближенный расчет свободных (накидных) фланцев

Схема к расчету свободных фланцев показана на рис. 42.

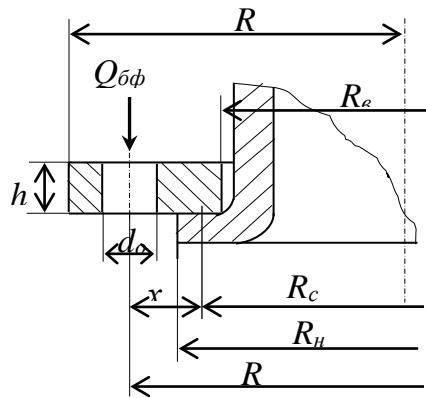


Рис. 42. Схема к расчету свободных фланцев

Толщина фланца

$$h = \sqrt{\frac{3Q_{бф} x}{\pi(R_1 - R_{вн} - d_o)[\sigma_u]}} \quad (5.18)$$

где x – расстояние от центров болтов до средней линии опорной кольцевой поверхности накладного фланца,

$$x = R - R_c ;$$

R – радиус окружности центров болтов; R_1 – радиус наружной окружности фланца; $R_{вн}$ – радиус внутренней окружности фланца;

$$R_c = (R_{вн} + R_n)/2 ;$$

h – высота фланца, зависит от конструктивных размеров R_1 , R_n , $R_{вн}$, R_c , d_o .

При определении высоты h фланец рассматривается, как тело, излом которого происходит по диаметральному сечению через отверстия для болтов.

При проектировании стремятся к $x = x_{min}$, углы кольца закругляют.

Значение допускаемого напряжения на изгиб при $T > 400$ °С $[\sigma_u] \leq \sigma_{т.т}/2,25$, где $\sigma_{т.т}$ – предел текучести металла фланцев для рабочей температуры.

Для сосудов и труб малых диаметров

$$Q_{б.ф} = (0,8 \dots 1,0) n F_b \sigma_T ,$$

где n – количество болтовых отверстий; F_b – площадь поперечного сечения болта по $d_{вн}$; σ_T – предел текучести болта.

6. РАСЧЕТ УКРЕПЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ В СТЕНКАХ АППАРАТОВ

Отверстия, вырезаемые в стенках, переходах и днищах сосудов и аппаратов для штуцеров и горловин, снижают сопротивляемость стенок и днищ. Вблизи отверстий создается значительная концентрация напряжений. Они носят местный характер и, по мере удаления от края отверстия на расстояние, не превышающее его диаметр, снижаются до напряжений, характерных для целой оболочки. Местные напряжения распределяются вдоль края отверстия неравномерно. Наибольших значений они достигают в окружном и меридиональном сечениях, проходящих через центр отверстия.

Для обеспечения прочности обечаек укрепляют края отверстий. Их утолщают за счет укрепляющих колец, штуцеров, торообразных вставок или отбортовки края отверстия (рис. 43–48).

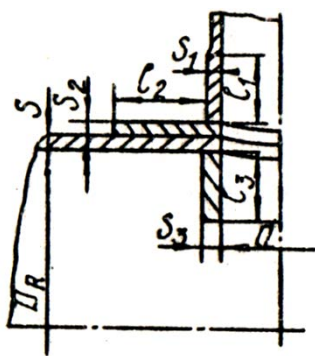


Рис. 43. Основная расчетная схема соединения штуцера со стенкой сосуда

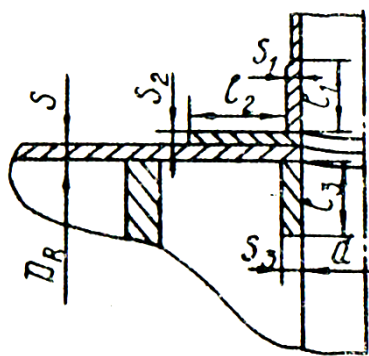


Рис. 44. Укрепление отверстий при наличии близко расположенных конструктивных элементов

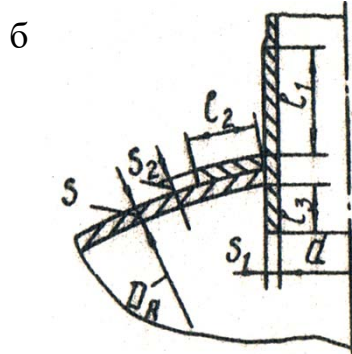
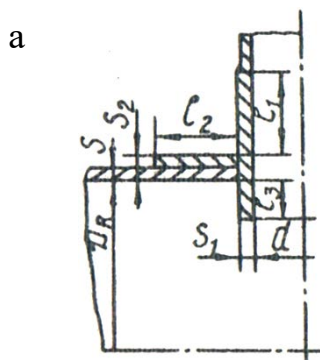


Рис. 45. Укрепление отверстий при наличии штуцера:
а – в цилиндрической оболочке; б – в сферической оболочке

Влияние местных напряжений на края стенок возле отверстий на прочность оболочек зависит от соотношения диаметров отверстия и аппарата, расположения отверстий в оболочке, взаимного влияния отверстий и других конструктивных факторов. Нормы и методы расчета применимы для опреде-

ления размеров укрепляющих элементов, а также допускаемых давлений для цилиндрических и конических оболочек, выпуклых и конических днищ с круглыми и овальными отверстиями.

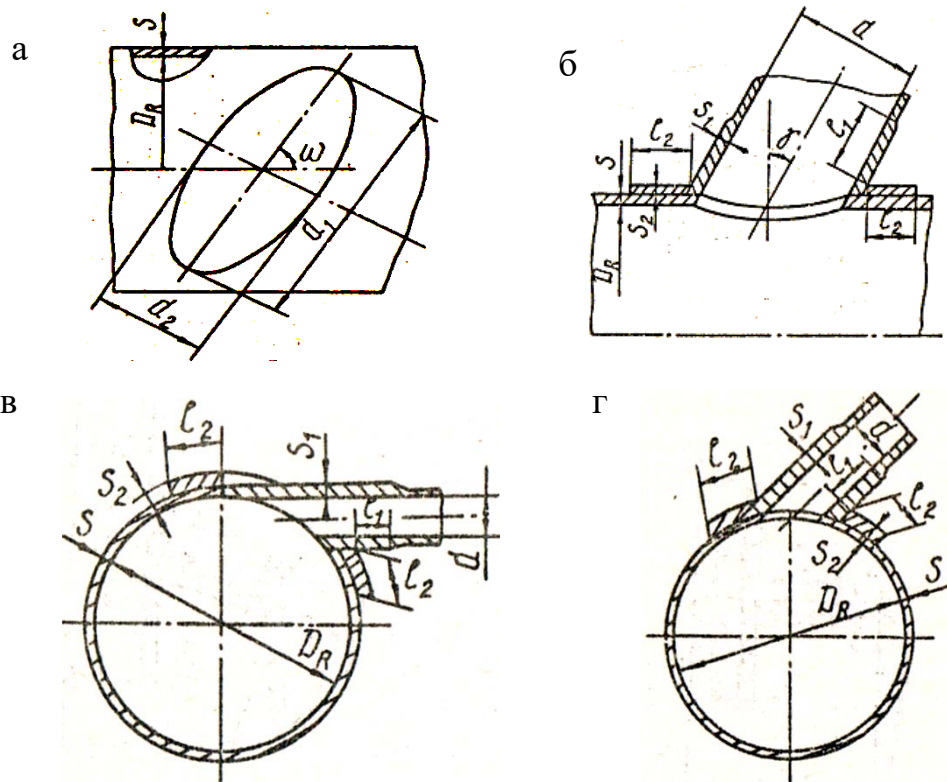


Рис. 46. Наклонные штуцеры на оболочках:
 а – относительно продольной оси;
 б – относительно оси, перпендикулярной к образующей;
 в – тангенциальный, касательный к направляющей окружности;
 г – тангенциальный, не касательный к направляющей окружности в сферической оболочке

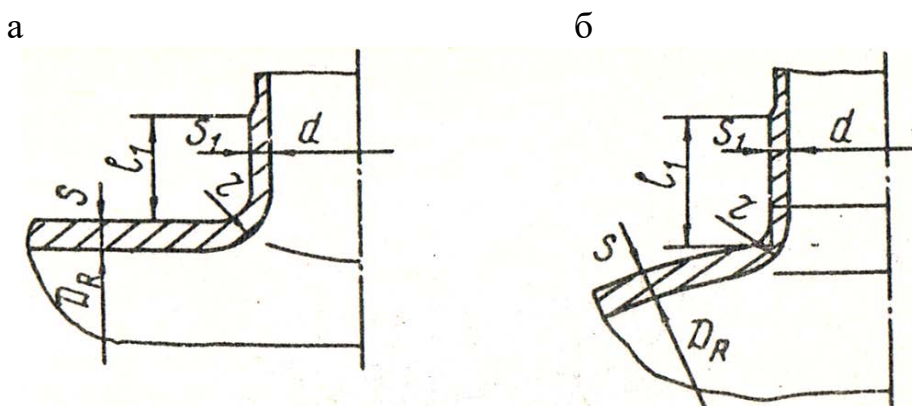


Рис. 47. Укрепление отверстий отбортовкой:
 а – в цилиндрической оболочке; б – в сферической оболочке

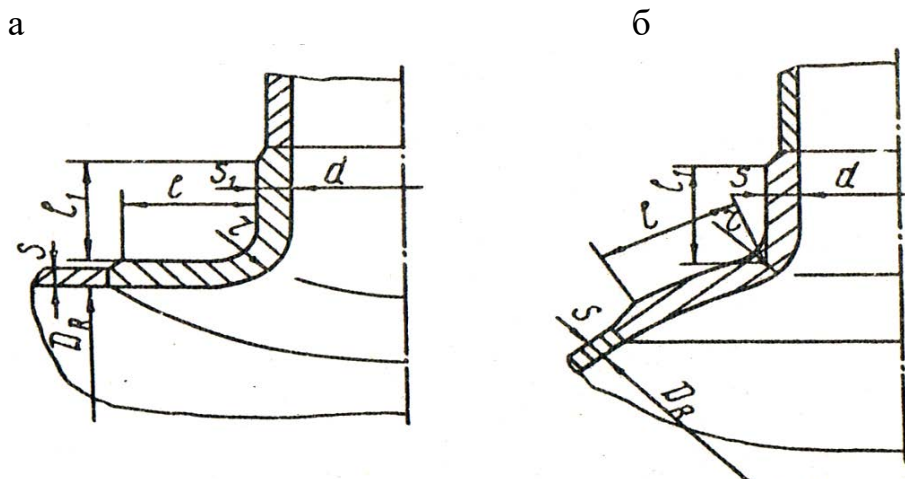


Рис. 48. Укрепление отверстий торообразной вставкой:
а – в цилиндрической оболочке; б – в сферической оболочке

6.1. Область применения расчетных формул

Условия применения расчетных формул приведены в ГОСТ 24755-89. Имеются ограничения на установку наклонных штуцеров. Наклонные штуцеры рассчитываются исходя из условий: угол γ (рис. 46б) не превышает 45° , а отношение осей d_1 и d_2 овального отверстия (рис. 46а) удовлетворяет условию:

$$\frac{d_1}{d_2} \leq 1 + 2 \frac{\sqrt{D(s-c)}}{d_2}$$

Таблица 4

Условия применения расчетных формул

Элемент аппарата	Отношение диаметров	Отношение толщины стенки оболочки или днища к диаметру
Оболочки: цилиндрические конические	$d_R/D \leq 0,1$	$s/D \leq 0,1$ $s/D \leq 0,1/\cos \alpha$
Днища: эллиптические сферические торосферические	$d_R/D \leq 0,1$	$s/D \leq 0,1$

Эти ограничения не распространяются на тангенциальные (рис. 46в) и наклонные штуцера, оси которых лежат в плоскости поперечного сечения оболочки (рис. 46г). Для смещенных (нецентральных) штуцеров на эллиптических днищах угол γ (рис. 49) не должен превышать 60° .

Размещать отверстия в краевой зоне оболочек и выпуклых днищ (кроме эллиптических) не допускается. Здесь расстояние от оси штуцера до края цилиндрической или конической оболочек, измеряемое по образующей, должно быть не менее $0,5(L_0 + d)$, расстояние от оси штуцера до края сферического и торосферического днищ, измеряемое по проекции образующей на плоскость основания днища, должно быть не менее

$$L_0 = \max \{0,10(D + 2s); (0,09D + s)\}.$$

В краевой зоне эллиптических днищ допускается размещение отверстий без ограничений.

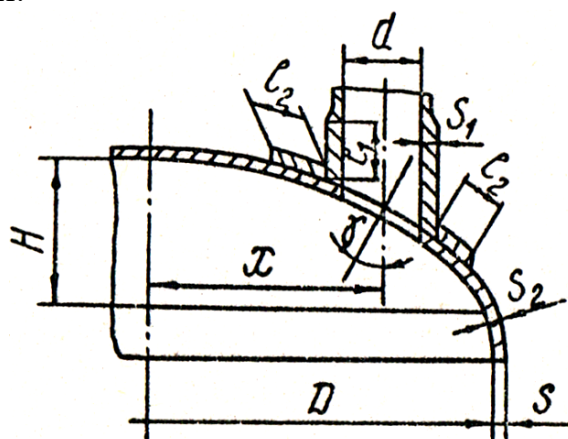


Рис. 49. Смещенный штуцер на эллиптическом днище

Отверстия в краевой зоне выпуклых днищ допустимы без специальных расчетных или экспериментальных обоснований, если выполняется условие

$$d_R \leq \max \left\{ (s - c); 0,2\sqrt{D(s - c)} \right\}.$$

6.2. Определение основных расчетных размеров и коэффициентов

Расчетные диаметры укрепленных элементов определяются по следующим формулам:

- для цилиндрической оболочки $D_R = D$;
- конической оболочки (перехода или днища) $D_R = D_k / \cos \alpha$;
- эллиптических днищ $D_R = \frac{D^2}{2H} \sqrt{1 - 4 \frac{(D^2 - 4H^2)}{D^2} x^2}$;
- эллиптических днищ при $H = 0,25D$; $D_R = 2D\sqrt{1 - 3(x/D)^2}$;
- для сферических, а также торосферических днищ вне зоны отбортовки $D = 2R$ (для торосферических днищ R определяют по ГОСТ 14249-89).

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки, перехода или днища при наличии штуцера с круговым поперечным сечением, ось которого совпа-

дает с нормалью к поверхности в центре отверстия, а также расчетный диаметр отверстия для штуцера, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения цилиндрической или конической обечайки (рис. 46в, г)

$$d_R = d + 2c_s, \quad (6.1)$$

где c_s – сумма прибавок к расчетной толщине штуцера.

Расчетный диаметр отверстия смещенного штуцера на эллиптическом днище (рис. 49) определяется по формуле

$$d_R = \frac{d + 2c_s}{\sqrt{1 - (2x/D_R)^2}}.$$

При наличии наклонного штуцера с круговым поперечным сечением, когда большая ось овального сечения составляет угол ω с образующей оболочки (рис.46а), расчетный диаметр отверстия равен

$$d_R = (d + 2c_s)(1 + \operatorname{tg}^2 \gamma \cos \omega^2).$$

Расчетный диаметр отверстий в цилиндрических или конических оболочках, когда ось штуцера лежит в плоскости продольного сечения оболочки ($\omega = 0$), и во всех отверстиях в сферических и торосферических днищах, определяется по формуле

$$d_R = \frac{d + 2c_s}{\cos \gamma^2}.$$

Расчетный диаметр овального отверстия определяют по формуле

$$d_R = (d_2 + 2c_s) \left[\sin \omega^2 + \left(\frac{d_1 + 2c_s}{d_2 + 2c_s} \right)^2 \cos \omega^2 \right],$$

где для выпуклых днищ $\omega = 0$.

Расчетный диаметр отверстия для штуцера с круговым поперечным сечением, ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре отверстия, при наличии отбортовки к торообразной вставке

$$d_R = d + 1,5(r - s_r) + 2c_s.$$

В случае расположения оси сварного шва на расстоянии от наружной поверхности штуцера, превышающем три толщины укрепляемого элемента

(3s), при расчете укрепления коэффициент прочности сварного шва принимается равным $\varphi = 1$. Если сварной шов пересекает отверстие или удален от наружной поверхности штуцера на расстояние менее $3s$, коэффициент принимается равным $\varphi \leq 1$ в зависимости от вида и качества сварного шва.

Если плоскость, проходящая через продольный шов и ось штуцера, образует угол с плоскостью поперечного сечения цилиндрической или конической оболочки не более 30° , то принимают $\varphi_1 = 1$. В остальных случаях принимают $\varphi_1 \leq 1$ в зависимости от вида и качества сварного шва.

Расчетные толщины стенок укрепляемых элементов определяются в соответствии с ГОСТ 14249 - 89; для эллиптических днищ, работающих под внутренним давлением

$$s_R = \frac{p D_R}{4\varphi[\delta] - p}.$$

Расчетную толщину стенки штуцера, нагруженного как внутренним, так наружным давлением, определяют по формуле

$$s_{1R} = \frac{p(d + 2c_s)}{2\varphi_1[\sigma]_1 - p}. \quad (6.2)$$

Расчетные длины внешней и внутренней частей штуцера, участвующих в укреплении отверстия и учитываемых при расчете (рис. 43), находятся по формулам

$$\begin{aligned} l_{1R} &= \min\{l_1; 1,25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\}; \\ l_{3R} &= \min\{l_3; 0,5\sqrt{(d + 2c_s)(s_3 - 2c_s)}\}. \end{aligned} \quad (6.3)$$

В случае проходящего штуцера (рис. 45) принимается $s_3 = s_1$.

Ширина зоны укрепления отверстия в оболочках, переходах и днищах

$$L_0 = \sqrt{D_R(s - c)}.$$

Расчетная ширина зоны укрепления в стенке обечайки, перехода или днища в окрестности штуцера

$$l_R = \min\{l; \sqrt{D_R(s - c)}\} \quad (6.4)$$

Расчетная ширина накладного кольца определяется по формуле

$$l_R = \min\{l_2; \sqrt{D_R(s_2 + c - c_1)}\}.$$

Отношения допускаемых напряжений:

- для внешней части штуцера $x_1 = \min\{1, 0; [\sigma]_1 / [\sigma]\}$;
- для накладного кольца $x_2 = \min\{1, 0; [\sigma]_2 / [\sigma]\}$;
- для внутренней части штуцера $x_3 = \min\{1, 0; [\sigma]_3 / [\sigma]\}$,

где $[\sigma]_1$ и $[\sigma]_3$ – допускаемые напряжения материалов внешней и внутренней частей штуцера при расчетной температуре;

$[\sigma]_2$ – допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчетной температуре;

$[\sigma]$ – то же, для материала оболочки.

Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления, при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда

$$d_{OR} = \sqrt{0,4 D_R (s - c)}.$$

6.3. Расчет укрепления одиночных отверстий

Отверстие D'_k считают одиночным, если ближайшее к нему отверстие D''_k не оказывает на него влияние. В этом случае расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров (рис. 50) удовлетворяет условию

$$b \geq \sqrt{D'_R (s'_2 + s - c)} + \sqrt{D''_R (s''_2 + s - c)}. \quad (6.5)$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления, при наличии избыточной толщины стенки сосуда вычисляется по формуле

$$d_0 = 2 \left(\frac{s - c}{s_R} - 0,8 \right) \sqrt{D_R (s - c)}. \quad (6.6)$$

Если расчетный диаметр одиночного отверстия удовлетворяет условию $d_R \leq d_0$, то дальнейших расчетов укрепления отверстий не требуется.

При укреплении отверстия утолщением стенки сосуда или штуцера, накладным кольцом, торообразной вставкой или отбортовкой должно выполняться условие

$$\begin{aligned} \ell_{1R} (s_1 - s_{1R} - c_5) x_1 + \ell_{2R} s_2 x_2 + \ell_{3R} (s_3 - 2c_5) x_3 + \ell_R (s - s_R - c) \geq \\ \geq 0,5 (d_R - d_{OR}) s_R \end{aligned} \quad (6.7)$$

Допускается укреплять отверстие без использования накладного кольца. В этом случае укрепление рассчитывают по формуле (6.7), в которой

принимают $s_2 = 0$. При этом длину внешней части штуцера l_1 отсчитывают от наружной части аппарата.

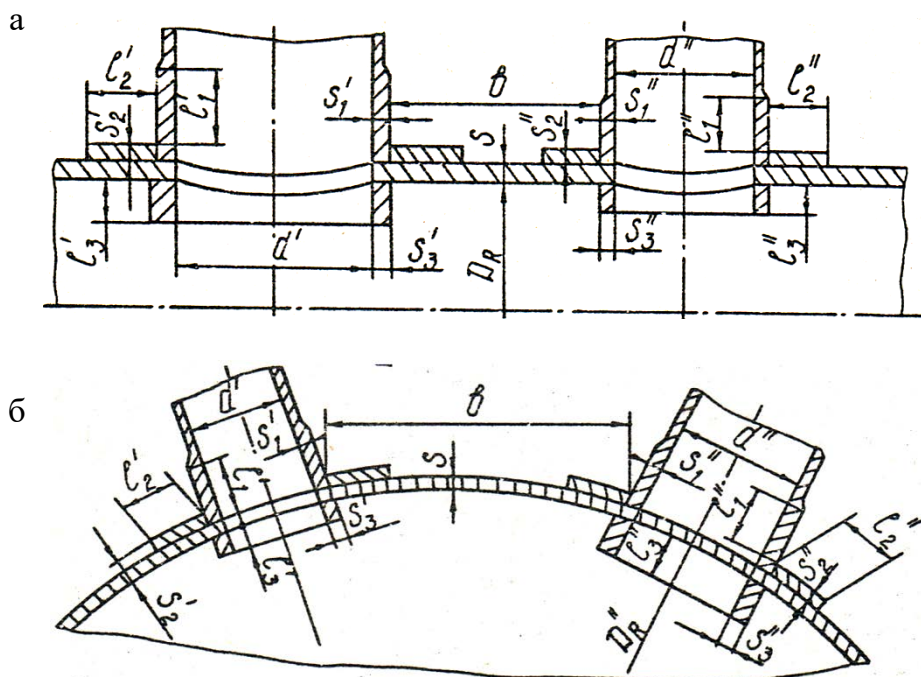


Рис. 50. Укрепление взаимодействующих отверстий:
а – в мерцательном сечении; б – в кольцевом сечении

Если при укреплении отверстия накладным кольцом и утолщением стенки сосуда штуцер отсутствует, в расчете принимается $l_{1R} = l_{3R} = 0$. При этом исполнительная ширина накладного кольца l_2 отсчитывается от края отверстия.

Для отверстий, удаленных от других конструктивных элементов на расстояние $b < L_0$ (рис. 44), расчетная ширина l_R определяется следующим образом:

1) для зоны соединения конической оболочки с кольцом, плоским днищем, трубной решеткой – по формуле (6.4);

2) для зоны соединения конической оболочки с другой оболочкой и оболочки любой формы с коническим или выпуклым днищем, а также седловой опорой сосуда, нагруженного внутренним избыточным давлением – по формулам $l_R = b$; $l_{2R} = \min \{l_2; b\}$;

3) для зоны соединения оболочки с фланцем или седловой опорой сосуда, нагруженного наружным давлением, – по формулам $l_R = 0$; $l_{2R} = \min \{l_2; b\}$.

4) Расчет укрепления одиночных отверстий штуцером произвольной формы без использования накладного кольца и без внутренней части штуцера приведен в ГОСТ 24755-89.

При проверочных расчетах допускаемое давление для укрепленного отверстия определяется по формуле

$$[p] = \frac{2k_1(s-c)\varphi[\sigma]}{D_R + s - c} V, \quad (6.8)$$

где k_1 – коэффициент; $k_1 = 1$ для цилиндрических и конических оболочек; $k_1 = 2$ для выпуклых днищ,

$$V = \min \left\{ 1,0; \frac{1 + \frac{c_{1R}(s_1 - c_5)x_1 + \ell_{2R}s_2x_2 + \ell_{3R}(s_3 - 2c_5)x_3}{\ell_R(s-c)}}{1,0 + 0,5 \frac{d_R - d_{0R}}{\ell_R} + k_1 \frac{d + 2c_5}{D_R} \frac{\varphi}{\varphi_1} \frac{\ell_{1R}}{\ell_R}} \right\}$$

6.4. Расчет укрепления взаимодействующих отверстий

Если не выполнено условие формулы (6.5), то расчет взаимодействующих отверстий (рис. 50 – 51) выполняется следующим образом: сначала рассчитывается укрепление для каждого из этих отверстий отдельно в соответствии с разд. 6.3, затем проверяют достаточность укрепления перемычки между отверстиями. Для этого определяется допускаемое давление для перемычки $[p]$ по формуле

$$[p] = \frac{2k_1(s-c)\varphi[\sigma]}{0,5(D'_R + D''_R) + s - c} V_1, \quad (6.9)$$

где V_1 определяется в соответствии с ГОСТ 24755 – 89.

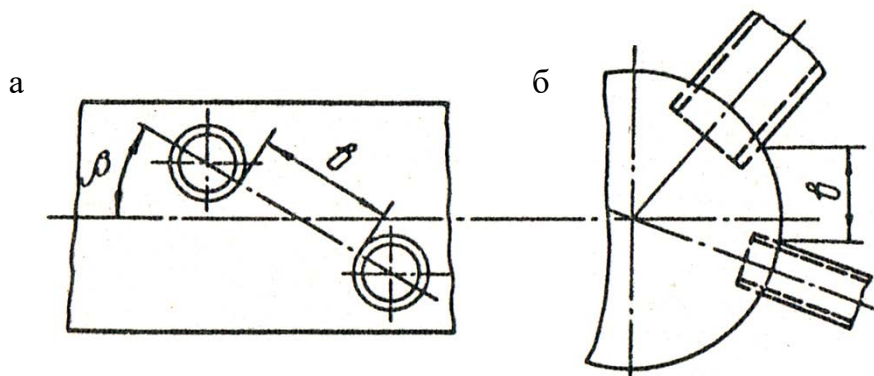


Рис. 51. Общий случай расположения взаимодействующих отверстий:
а – в разных кольцевых сечениях; б – в одном кольцевом сечении

Если ось сварного соединения оболочки удалена от наружных поверхностей обоих штуцеров более чем на три толщины стенки укрепляемого элемента ($3s$) и не пересекает перемычку, то коэффициент прочности этого сварного шва в формулах (6.8) и (6.9) принимается $\varphi = 1$. В остальных случаях принимается $\varphi \leq 1$ в зависимости от вида и качества этого сварного шва.

Коэффициенты прочности продольных сварных швов штуцеров $\phi_1' = \phi_1'' = 1$, если соответствующие сварные швы составляют на окружности штуцеров с линией, соединяющей оси штуцеров, угол менее 60° . В остальных случаях $\phi_1' \leq 1$ и $\phi_1'' = 1$, в зависимости от вида и качества соответствующего сварного шва.

Коэффициент k_3 для цилиндрических и конических оболочек определяется по формуле.

$$k_3 = \frac{1 + \cos \beta^2}{2}, \quad (6.10)$$

где β определяется по рис. 51, для выпуклых днищ $k_3 = 1$.

При укреплении двух близко расположенных отверстий другими способами нужно, чтобы половина площади, необходимой для укрепления в продольном сечении (рис. 50), размещалась между этими отверстиями.

6.5. Расчет укрепления отверстий в аппаратах, работающих под наружным давлением

Допускаемое наружное давление $[p]$ определяется по формуле

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + ([p]_p/[p]_E)^2}}, \quad (6.11)$$

где $[p]_p$ – допускаемое наружное давление в пределах пластичности, определяемое по формуле (6.8) как допускаемое внутреннее избыточное давление.

При наличии взаимного влияния отверстий $[p]_p$ определяется аналогично $[p]$ (разд. 6.3 и 6.4) для каждого отверстия в отдельности и для перемычки, а затем из полученных значений принимают меньшее, $[p]_E$ – допускаемое наружное давление в пределах упругости, определяемое по ГОСТ 14249 - 89 для соответствующих оболочек и днища без отверстий.

7. ЗАГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА ВАРОЧНОГО КОТЛА

Наиболее распространенными устройствами для загрузки котлов щепой являются железобетонные, реже из листовой стали бункера, устанавливаемые над варочными котлами. Они связаны в одну общую конструкцию с железобетонными каркасами здания варочного цеха.

Наземные склады щепы состоят из одного, двух или нескольких силосов круглого или прямоугольного сечения. Щепа подается из древесно-подготовительного цеха в склады ленточными конвейерами, элеваторами или пневматическим транспортом. Распределение щепы по силосам производится ленточными конвейерами с плужковыми сбрасывателями или передвижными челночными конвейерами. Тракт подачи щепы в варочный цех рассчитывается на производительность, обеспечивающую быстрое заполнение щепой варочных котлов.

Процессы сводообразования и скорость истечения щепы зависят от физико-механических характеристик щепы, диаметра разгрузочного отверстия и формы бункера.

Форма бункера должна обеспечивать максимальное заполнение и полную разгрузку без образования «мертвых» зон, где происходит задержка груза, и предотвращать возможность сводообразования (зависания) груза над разгрузочными отверстиями, нарушающего режим свободного истечения груза. Угол наклона стенок бункера должен быть на 10–15° больше угла естественного откоса груза для того, чтобы у стенок воронки не образовывалась пассивная зона, в пределах которой груз в начале разгрузки остается неподвижным, затем располагается по углу естественного откоса, а затем скользит вдоль стенок бункера.

Для облегчения движения грузов внутренние стенки бункеров выполняются гладкими; при перемещении абразивных грузов стенки бункеров армируются съемными стальными плитами (рис. 52).

Разгрузочные отверстия бункера располагаются по центру днища или сбоку с одной или с обеих сторон. Корпус бункера закрепляется сверху за края несущей конструкции.

Бункеры для щепы имеют круглое (наружный диаметр 10 - 12 м), реже прямоугольное (12x12 м) сечение, а в нижней части – конусную металлическую воронку с круглым разгрузочным отверстием диаметром 3,5 м. Бункеры изготавливают различной емкостью, типовыми бункерами для целлюлозно-бумажной промышленности являются бункеры емкостью 1100 и 2500 м³. Для уменьшения сводообразования выпускное отверстие в конусной части иногда смещают относительно вертикальной оси на 0,75-1,0 м. К стенкам конуса крепятся электромагнитные вибраторы, которые включаются по мере необходимости.

Бункеры (силосы) для щепы бывают железобетонными с металлической воронкой или стальными. Нижняя коническая часть бункера размещается в отопляемом здании. Вертикальные стенки бункеров, эксплуатируемых

в холодном климате, обогреваются горячим воздухом, подающимся по стальным трубкам, размещаемым внутри железобетонных стенок. При изготовлении бункеров из металла воздух подается в пространство между стальными стенками. Наружная поверхность стенок этих силосов покрывается теплоизоляцией. Внутренняя поверхность железобетонных силосов должна тщательно железниться и не иметь выступающих частей. Иногда она покрывается специальной пластмассой или стеклом для уменьшения трения материала о стенки бункера.

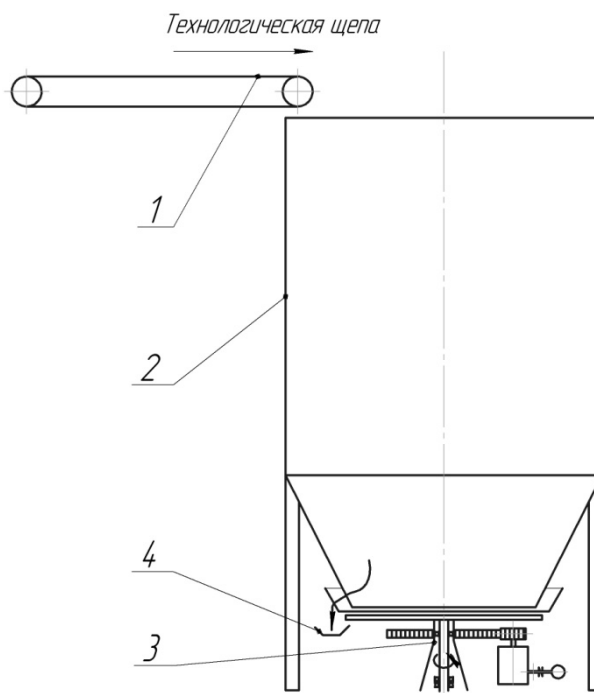


Рис. 52. Схема бункерной установки Туринского ЦБЗ:
1 – ленточный конвейер; 2 – бункер; 3 – тарельчатый питатель;
4 – приемный лоток.

Заслуживает особого внимания применение пневмотранспорта при загрузке котла щепой. При наличии шаровой крышки не целесообразно устанавливать над каждым котлом сложные, громоздкие загрузочные устройства. Достаточно установить над каждым котлом циклон для пневмотранспорта. Нет необходимости в обслуживающем персонале на площадке загрузки. Загрузка котла щепой может осуществляться с пульта управления варочного цеха.

7.1. Расчет пропускной способности бункеров

Пропускная способность (т/ч) бункера зависит от скорости истечения сыпучих материалов. Для бункеров непрерывного действия

$$Q = 3600v\rho\omega', \quad (7.1)$$

где v – скорость истечения насыпного груза из отверстия бункера, м/с;
 ρ – насыпная плотность груза, т/м³; ω' – площадь отверстия истечения с учетом кусковатости груза, м².

Для круглого отверстия $\omega' = \pi(D - a')^2/4$, где D – диаметр отверстия, мм; a' – размеры максимальных кусков, мм.

Для прямоугольного отверстия $\omega' = (A_u - a')(B_u - a')$, где A_u и B_u – размеры сторон отверстия, м.

Определение гидравлического радиуса

$$R_r = \frac{D - a'}{4}, \quad (7.2)$$

Определение критического радиуса

$$R_{кр} = \frac{a'}{2}. \quad (7.3)$$

Скорость истечения v груза из бункера: при $R_r > R_{кр}$ $v = \lambda_u \sqrt{3,2 g R_r}$;
при $R_r < R_{кр}$ $v = \lambda_u \sqrt{4,2 g R_r}$, где λ_u – коэффициент истечения, $\lambda_u = 0,2-0,65$.

Площадь отверстия истечения

$$\omega' = \frac{\pi(D - a')^2}{4}. \quad (7.4)$$

Формула (7.4) может использоваться для расчета площади отверстия истечения.

7.2. Устройства для обрушения сводов технологической щепы в бункерах

Для устранения сводообразования применяются различные ручные и механические средства. В простейшем случае свод разрушают вручную через специальные отверстия в стенках бункеров. Механические разрушающие устройства имеют вид груза, подвешенного на цепи сверху, или лопастного вращающегося колеса. Иногда используют укрепленные на стальных стенках бункера вибраторы, активизирующие процесс высыпания груза. Вибраторы включают только при открытом выпускном отверстии и работающем питателе, в противном случае вибрация может вызвать обратный эффект – уплотнение груза в бункере. Применяют также толчкообразное вдувание струи сжатого воздуха через фурмы, расположенные ниже мест возможного опирания

свода на стенки. Способ борьбы со сводообразованием в каждом отдельном случае выбирается с учетом физико-механических характеристик щепы. Современные способы предотвращения сводообразования рассмотрены ниже.

7.2.1. Виброактиватор бункерный

Виброактиватор бункерный предназначен для равномерной подачи из накопительных емкостей (бункеров) трудносыпучих материалов таких как щепа, различные химикаты и т.п. (рис. 53.) При этом исключается возможность сводообразования и сегрегации материалов, ударные нагрузки на бункер и выбросы пыли в производственные помещения.

Виброактиватор состоит из формирователя потока 1 цилиндрической формы и подвешенной к нему на гибких связях 2 профильной воронки 3, внутри которой по центру установлен конус-рыхлитель 4, а снаружи – вибратор 5.

При включении вибратора профильной воронке придаются крутильные колебания. Конус-рыхлитель, установленный в ней, воздействуя на материал, находящийся в накопительной емкости (бункере), стимулирует равномерное продвижение к разгрузочному отверстию через кольцевую щель, образованную профильной воронкой и конусом-рыхлителем.

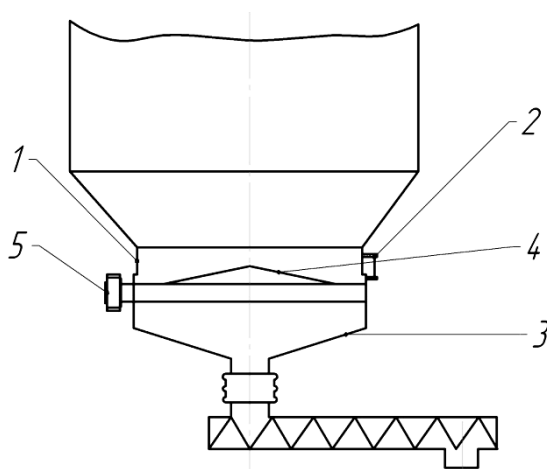


Рис. 53. Виброактиватор бункерный:

1 – формирователь потока; 2 – гибкие связи; 3 – профильная воронка;
4 – конус-рыхлитель; 5 – вибратор

В качестве возбудителей колебаний используются серийно выпускаемые вибраторы ИВ-98, ИВ-99, ИВ-105 и др. Несущие элементы виброактиватора выполнены из стали. Привод осуществляется через гибкую муфту от серийного электродвигателя мощностью 1,5 кВт. Электродвигатель располагается на неподвижной части бункера и на него не передается вибрация. В зависимости от особенностей технологического процесса разгрузка сыпучего материала из бункеров с применением виброактиватора может осуществ-

ляться на питатель, конвейер или непосредственно в технологический аппарат.

7.2.2. Импульсно-магнитные установки

Одно из перспективных направлений борьбы со сводообразованием – это применение импульсно-магнитных установок.

Импульсно-магнитная установка состоит из генератора импульсных токов на основе емкостного накопителя энергии, пульта управления и комплекта индукторов (исполнительных механизмов), располагаемых на наружных поверхностях бункеров и соединенных с генератором при помощи высокочастотных коаксиальных кабелей.

Принцип действия установки основан на взаимодействии импульсных токов большой амплитуды, протекающих по обмотке и наведенных в токопроводящей пластине, установленной вблизи индуктора. В результате пластина оказывает импульсное механическое воздействие на стенку бункера либо на вибролист, что приводит к возникновению локальной упругой деформации в очищаемой поверхности, а в толще налипшего материала – к распространению ударных волн. Совместное действие этих процессов разрушает адгезию материала к стенке бункера и приводит к его очистке.

Время обработки одного бункера 10 - 40 с серией 3 - 8 импульсов. Запасаемая энергия установок (до 23 кДж) позволяет обрушивать налипшие материалы в бункера емкостью до 1000 т.

Более высокая эффективность магнитно-импульсного способа разрушения сводов по сравнению с другими известными способами (эксцентриковыми или пневматическими вибраторами, гидро- и пневмообрушителями) обусловлена возможностью настройки и регулировки амплитудно-частотных характеристик воздействующего импульса, их согласования с физико-технологическими характеристиками бункеров и сыпучего материала, достижением в конечном счете гарантированного обрушения налипшего материала и минимальными энергетическими затратами.

7.2.3. Бункер со стабилизатором давления

Бункер содержит стабилизаторы давления, закрепленные шарнирно на противоположных стенках корпуса со смещением вдоль его вертикальной оси (рис. 54). Стабилизаторы оснащены индивидуальными приводами для регулирования углов их расположения относительно стенок корпуса и выполнены в виде решеток. Приспособления для очистки решеток стабилизаторов давления состоят из плит, шарнирно закрепленных снаружи корпуса в местах крепления стабилизаторов давления, и штырей, закрепленных на поверхностях плит и пропущенных сквозь отверстия в стенках корпуса. Штыри расположены с возможностью прохождения через ячейки решеток стабилизаторов в их опущенном положении. Устройство

обеспечивает регулирование процесса заполнения бункера снизу вверх и контролируемую разгрузку бункера при регулировании давления сыпучего материала в разгрузочном узле.

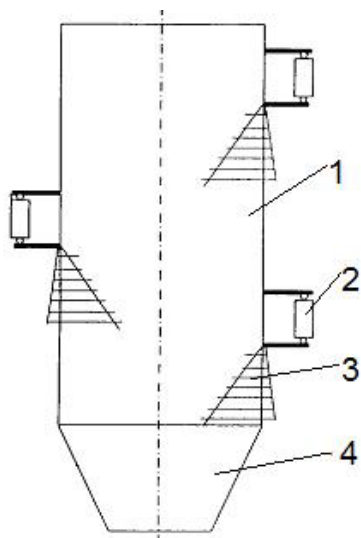


Рис. 54. Бункер со стабилизаторами давления:

- 1 – бункер; 2 – привод;
- 3 – стабилизатор давления;
- 4 – днище бункера

7.2.4. Бункер с кольцевой подвеской, оснащенной вибраторами

Устройство (рис. 55) содержит кольцевую подвеску 1, оснащенную вибраторами 2. Подвеска 1 подвешена на цепи 3, конец которой закреплен на приводной лебедке 4, смонтированной над бункером 5.

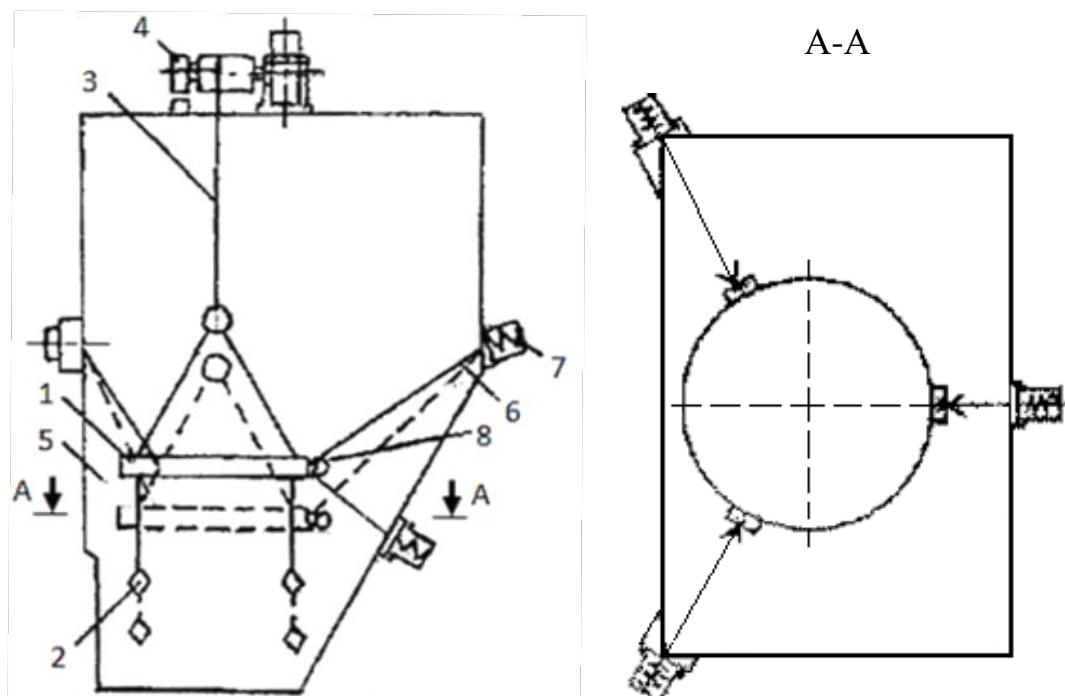


Рис. 55. Бункер с кольцевой подвеской, оснащенной вибраторами:
 1 – кольцевая подвеска; 2 – вибратор; 3 – цепь; 4 – приводная лебедка;
 5 – бункер; 6 – трос; 7 – пружина; 8 – блок

Для предотвращения перекашивания подвески 1 при неравномерном сводообразовании и возможного биения устройства о стенки бункера 5 подвеска 1 с помощью растяжек соединена со стенками бункера 5. Растяжки выполнены в виде трособлочных систем, причем концы тросов 6 закреплены на стенках в сужающейся части бункера через пружины 7 и пропущены через блоки 8, смонтированные на подвеске 1. Подвеска может быть выполнена в виде кольца, прямоугольника или треугольника, а вибраторы установлены по ее периметру.

Устройство работает следующим образом. В порожнем бункере кольцевая подвеска 1 с вибраторами 2 располагается в крайнем нижнем положении на границе подвижной и неподвижной щепы. После заполнения бункера для интенсификации выгрузки щепы устройство включается в работу. Вокруг кольцевой подвески 1 с вибраторами 2 создается вибрационное поле, в зоне которого происходит рыхление щепы и ее перемещение к выгрузочной воронке. По мере опорожнения бункера в зоне работающих вибраторов кольцевая подвеска перемещается вверх с помощью приводной лебедки 4. Во время этого движения растяжки обеспечивают центрирование подвески, так как тросы 5, пропущенные через блоки 8, меняют длины сторон от места крепления пружин 7 на корпусе бункера и обеспечивают продвижение подвески по вертикали. При этом тросы 6, перемещаясь в щепе, дополнительно ее рыхлят, способствуя сводообрушению. Пружины 7 осуществляют роль амортизаторов и компенсаторов длин тросов на участках между блоками и пружинами.

Обрушение сводов при работе устройства происходит в результате создания вокруг кольцевой подвески с вибраторами вибрационного поля. Щепа в объеме вибрационного поля разрыхляется и приобретает свойства вибротекучести и далее под действием силы тяжести спускается вниз.

7.2.5. Бункер с мембранами

Для разрушения сводообразования в призма-цилиндрических бункерах предлагается использовать полостные мембраны, которые расположены по углам бункера (рис. 56.).

Бункер 1 содержит полостные мембраны 2, которые расположены по ребрам и имеют высоту равную высоте усеченной призмы бункера. Полостные мембраны имеют патрубок 3, по которому подается сжатый воздух. Снаружи полостные мембраны прикрыты угловой крышкой 4.

При уменьшении истечения технологической щепы из бункера 1 в мембраны 2 через патрубок 3 в пульсирующем режиме подается сжатый воздух, который увеличивает объем мембраны. Под действием знакопеременной силы, создающейся в мембране, разрушается основание свода технологической щепы, образующиеся по углам бункера. Это приводит к полному разрушению свода и нормализации подачи сырья в варочный котел. Внешние части мембраны прикрыты крышкой 4, которая крепится к бункеру.

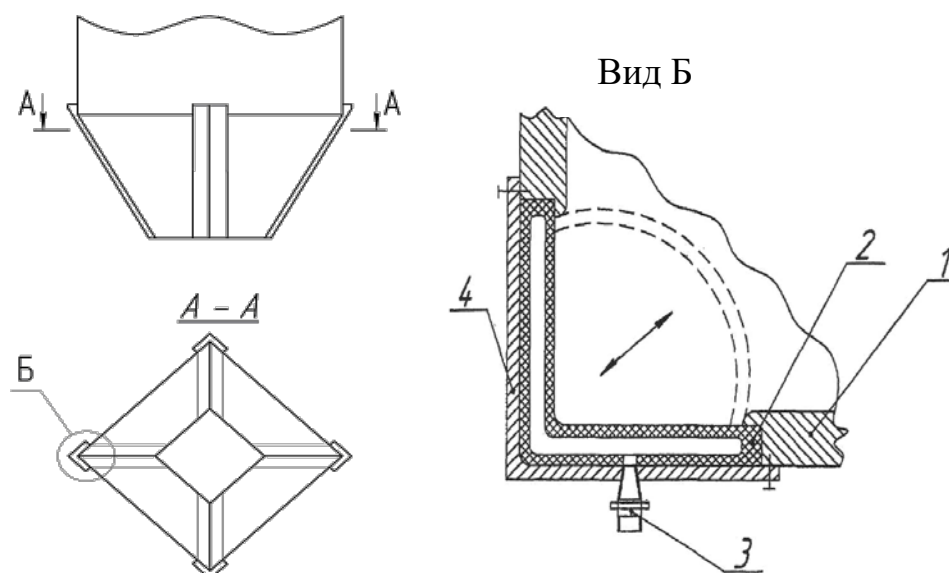


Рис. 56. Бункер с мембранами:

- 1 – бункер; 2 – полостная мембрана;
- 3 – патрубок для подачи воздуха; 4 – крышка

Режим подачи и сброса давления в полостных мембранах рекомендуется производить с периодичностью 5 - 6 двойных ходов в минуту.

7.2.6. Бункер с форсунками

Для бункеров расположенных рядом с варочными котлами для устранения своодообразования используется варочный реагент, который превращает технологическую щепу в суспензию (рис. 57).

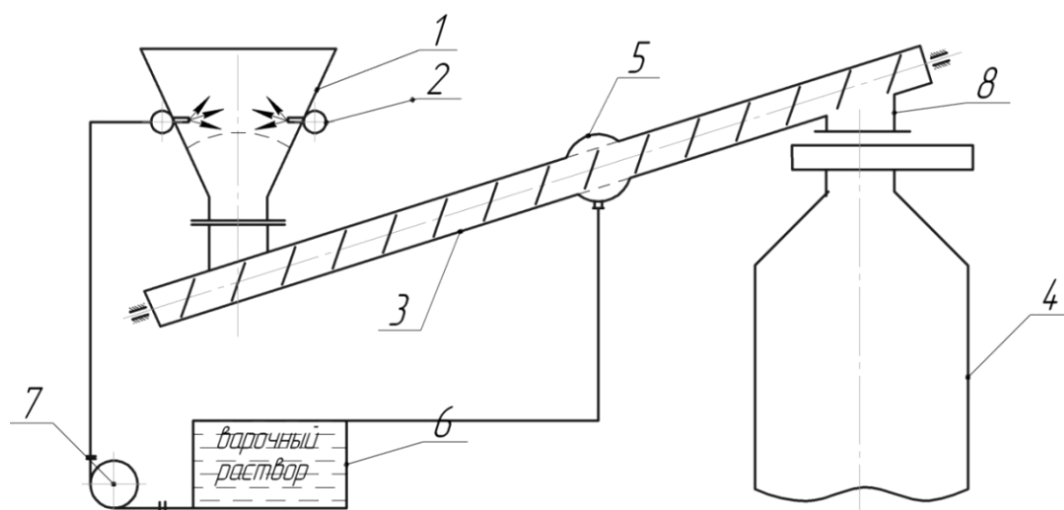


Рис. 57. Бункер с форсунками:

- 1 – бункер; 2 – форсунки; 3 – винтовой сепаратор; 4 – варочный котел;
- 5 – сито; 6 – емкость с варочным реагентом; 7 – насос

Бункер 1 содержит по бокам форсунки 2, через которые подается варочный реагент. Винтовой сепаратор 3 служит для перемещения щепы от бункера 1 к варочному котлу 4. Винтовой сепаратор 3 имеет сито 5, через которое варочный реагент поступает в емкость 6 и насосом 7 подается через форсунки 2 в бункер 1.

Во время разгрузки бункера 1 через форсунки 2 подается варочный реагент, который разрушает сводообразование и переводит щепу из сыпучего состояния в суспензию. Затем суспензия щепы через винтовой сепаратор 3 поступает в варочный котел 4, совмещая период загрузки с технологической пропиткой щепы варочным реагентом. Использованный варочный раствор в винтовом сепараторе 3 через сито 5 поступает в емкость 6, откуда с помощью насоса 7 снова подается в бункер 1. Разгрузочный патрубок 8 винтового сепаратора 3 расположен выше уровня жидкости в бункере 1.

Преимуществами данного метода является:

- разрушение сводов щепы производится суспензией, образующейся при смешивании варочного реагента со щепой;
- совмещение технологической пропитки с периодом загрузки;
- уменьшение времени варки технологической щепы в варочном котле на 20 - 30 мин.

7.3. Бункер с виброактивацией уплотнения щепы

Бункеры характеризуются большими габаритными размерами и низкой плотностью укладки технологической щепы. Для увеличения плотности технологической щепы, хранящейся в бункере, предлагается проводить ее виброуплотнение. Для этого в бункере на канатах подвешивается группа погружных виброактиваторов, имеющая электромеханический привод, с помощью которого перемещается по всей высоте бункера. Вибраторы расположены так, что вибрационное поле равномерно охватывает все поперечное сечение бункера (рис. 58). Вибрационное поле не разрушает и не деформирует технологическую щепу.

При заполнении бункера 1 включают привод 4, который поднимает через канаты 3 группу виброактиваторов 2 по мере заполнения бункера технологической щепой. При применении виброактиваторов можно увеличить степень заполнения бункера до 25%. При изменении параметра вибрации виброактиватора можно регулировать степень уплотнения сырья.

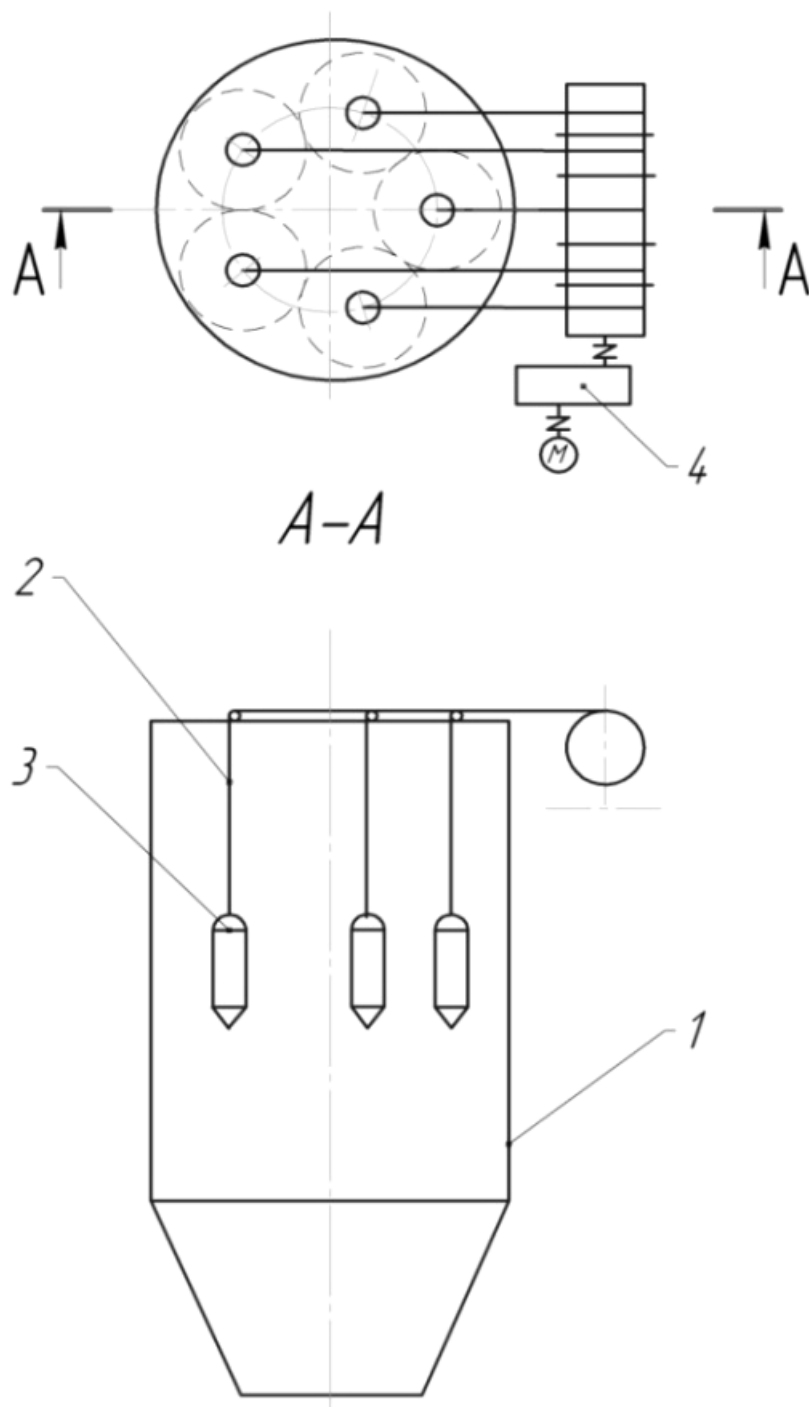


Рис. 58. Бункер с виброактиваторами для уплотнения щепы:
 1 – бункер; 2 – трос;
 3 – виброактиватор; 4 – привод

8. МЕХАНИЗИРОВАННЫЕ КРЫШКИ ВАРОЧНЫХ КОТЛОВ

8.1. Конструкции крышек варочных котлов

Крышки варочных котлов предназначены для герметизации верхней горловины. По принципу действия различают ручные и механизированные крышки.

Крышка ручная представляет собой стальной диск, защищенный снизу коррозионностойким материалом, с отверстиями для болтов крепления к фланцу горловины котла. Для облегчения подъема крышки и отвода её в сторону служит поворотный кронштейн, укрепленный на горловине. В качестве уплотнительного материала крышки относительно фланца горловины используется увлажненный лист целлюлозы. Недостатком ручных крышек являются значительные затраты времени и труда для их открытия и закрытия.

Крышка механизированная (рис. 59) по принципу действия представляет собой обратный клапан. Основные элементы крышки: корпус с карманом, диск (обратный клапан), система рычагов и приводные механизмы. Корпус кармана имеет два фланца. Нижний фланец служит для присоединения к горловине котла, верхний – для присоединения кольца с нижним уплотнительным выступом. К корпусу крепится цилиндр механизма подъема. На верхнем конце штока механизма подъема установлен рычаг механизма поворота и штурвал для ручного поворота диска. Нижним концом шток устанавливается в подшипник скольжения. К штоку крепится рычаг поворота диска и рычаг подъема и опускания диска. Диск крышки – основной запорный орган. Сверху диск имеет кольцевую проточку под уплотнительную прокладку, а снизу – цилиндрическую ось для соединения с механизмом поворота.

При закрывании крышки воздух подается в пневмоцилиндр механизма поворота 4, который соединен со штоком 2 механизма подъема. Шток 2 с рычагом поворота 3 и рычагом подъема 6 поворачивается, диск 8 выходит из кармана и подводится к отверстию горловины. Затем воздух подается в пневмоцилиндр 1 механизма подъема и опускания крышки. Шток вместе с поршнем, перемещаясь вверх, воздействует на правый конец рычага 6 подъема и опускания диска. Рычаг 6, перемещаясь правым концом вверх, опускает противоположный конец, прижимая его к выступу, находящемуся на внутренней поверхности корпуса 5 крышки. Диск 8 уплотнением прижимается к уплотнительному выступу кольца 7. При повышении давления в котле на диск дополнительно действует сила, прямо пропорциональная давлению. Эта сила прижимает диск к уплотнительному кольцу, обеспечивая герметичность верхней горловины.

Открывание крышки происходит в обратном порядке. Крышка не может быть открыта до тех пор, пока рычаг подъема и опускания не снимется с выступа, а это происходит, когда диск под собственным весом не опустится на рычаг подъема, что возможно при снижении давления в котле до

0,005 МПа. Дополнительных блокировок по давлению в котле такая крышка не требует.

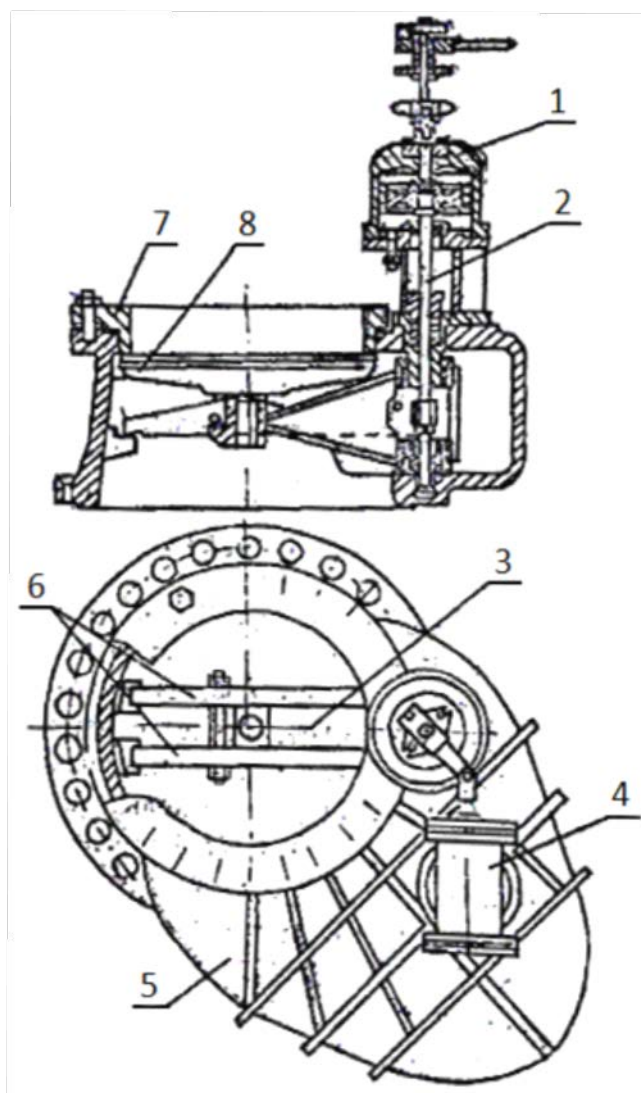


Рис. 59. Механизированная крышка:

- 1 – пневмоцилиндр механизма подъёма и опускания; 2 – шток;
- 3 – рычаг поворота диска; 4 – пневмоцилиндр механизма поворота;
- 5 – корпус с карманом; 6 – рычаг подъема диска;
- 7 – кольцо с уплотнительным выступом; 8 – диск

Шаровая крышка котла. На рис. 60 показано устройство шаровой крышки. Закрывание и открывание крышки производится за несколько секунд с пульта управления или посредством АСУТП. Шаровая крышка представляет собой полый стальной шар, поворачивающийся на 90° вокруг оси в уплотнительных кольцах. Отверстие внутри шара соответствует внутреннему диаметру верхней горловины варочного котла. Уплотнительные кольца изготавливаются из металла, поэтому щепы их не повреждает. В закрытом положении шар давлением газа из варочного котла плотно прижимается к уплотнительным кольцам, обеспечивая герметичность затвора. В открытом поло-

жении отверстие шара совпадает с отверстием горловины котла, при этом гидравлическое сопротивление движению щепы минимально.

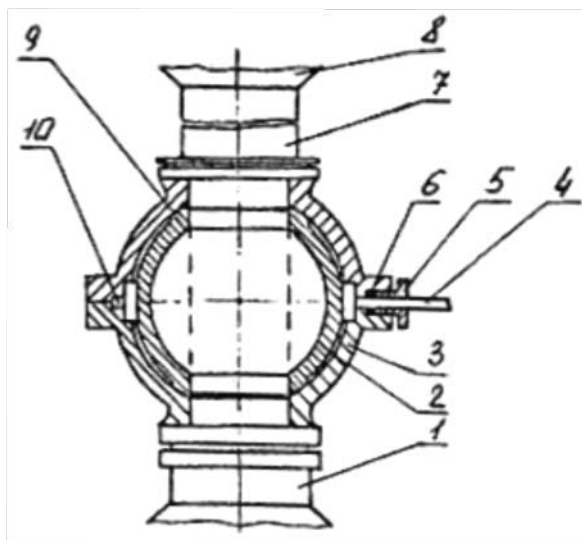


Рис. 60. Шаровая крышка:

- 1 – горловина котла; 2 – запорный шар; 3 – корпус крышки;
- 4 – приводная цапфа запорного шара для поворота;
- 5 – нижняя втулка сальникового уплотнения;
- 6 – сальниковое уплотнение; 7 – направляющая труба для щепы;
- 8 – бункер для щепы;
- 9 – уплотнительная поверхность корпуса и запорного шара;
- 10 – цапфа поворота механизма

Приводная цапфа вставляется в квадратное отверстие запорного шара 2 с зазором по сопрягаемым поверхностям, что обеспечивает самоустановку шара в уплотнительных кольцах. Привод шара осуществляется от пневмоцилиндра через рычажный механизм или пару зубчатый сектор – зубчатая рейка.

Байонетная крышка (рис. 61) применяется для герметизации верхней горловины котла, а также других химических аппаратов в тех случаях, когда требуется часто и быстро их открывать. Для закрывания крышки байонетное кольцо поворачивают относительно горловины котла на угол $t/2$, при этом внутренние зубья байонетного кольца устанавливаются над наружными зубьями крышки.

Уплотнение байонетных крышек достигается прижимом уплотнительного кольца, расположенного в горловине, к уплотнительной поверхности крышки. В полость уплотнительного кольца для обеспечения поджатия крышки под давлением вода, воздух или пар.

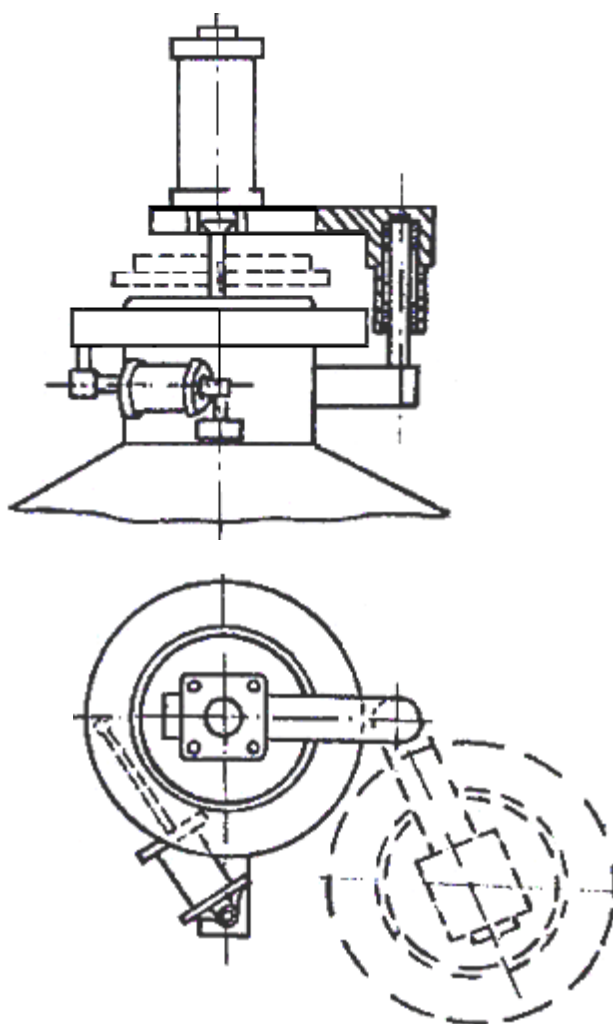


Рис. 61. Байонетная крышка

Поворот байонетного кольца на угол $\pm t/2$ обеспечивается пневмоприводом механизма поворота (рис. 62). Для открывания горловины крышка после поворота байонетного кольца на угол $t/2$ поднимается вверх пневмоприводом подъема-опускания и отводится, поворачиваясь вокруг вертикального кронштейна, в сторону.

Число зубьев z в байонетных соединениях в зависимости от внутреннего диаметра крышки $D_в$ приведено ниже:

$D_в$, мм	400	600	800	1000	1200	1400
z	5	8	8	10	12	12

Расчет диска крышки, толщины байонетного кольца и пневмоприводов подъема и поворота аналогичен соответствующим расчетам механизированной крышки. Элементы байонетного соединения, воспринимающие нагрузку от давления среды, рассчитываются на прочность по общеизвестным формулам сопротивления материалов и деталей машин.

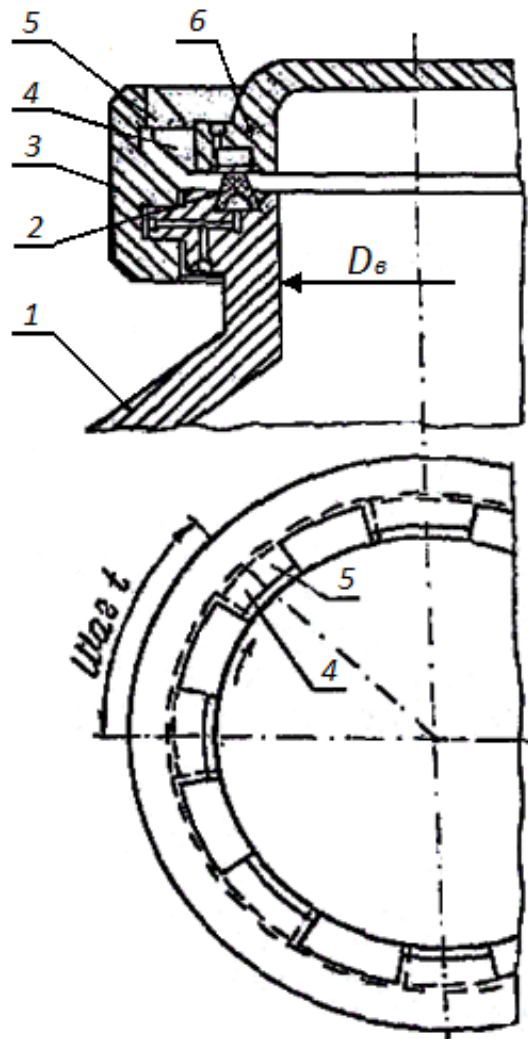


Рис. 62. Байонетная крышка с поворотом байонетного кольца:
 1 – котел; 2, 3 – байонетное кольцо (из двух половин);
 4 – внутренний зуб; 5 – наружный зуб; 6 – крышка

8.2. Расчет стенок плоских и шаровых крышек

8.2.1. Расчет плоских крышек

Толщина плоской крышки рассчитывается (рис. 63а), исходя из внутреннего избыточного давления p в котле

$$s_1 = k_0 k_1 D_{cn} \sqrt{p/[\sigma] + c}, \quad (8.1)$$

где k_0 – коэффициент, учитывающий ослабление крышки технологическими отверстиями; k_1 – коэффициент, определяемый по формуле

$$k_1 = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi (D_3/D_{cn} + 1)}{D_3/D_{cn}}}; \quad (8.2)$$

$$\psi = 1 + R_n / Q_\partial, \quad (8.3)$$

где D_{cn} – средний диаметр по прокладке, м; R_n – усилие сжатия прокладки, Н;

$$R_n = \pi D_{cn} \ell_\partial p m, \quad (8.4)$$

Q_∂ – сила от внутреннего давления, действующая на крышку, Н; ℓ_∂ – эффективная ширина уплотнения, м, $\ell_\partial = b$ при $b \leq 0,015$ м и $\ell_\partial = 0,12\sqrt{b}$ при $b > 0,015$ м, где b – ширина прокладки, м; m – коэффициент, зависящий от материала прокладки и ее конструкции.

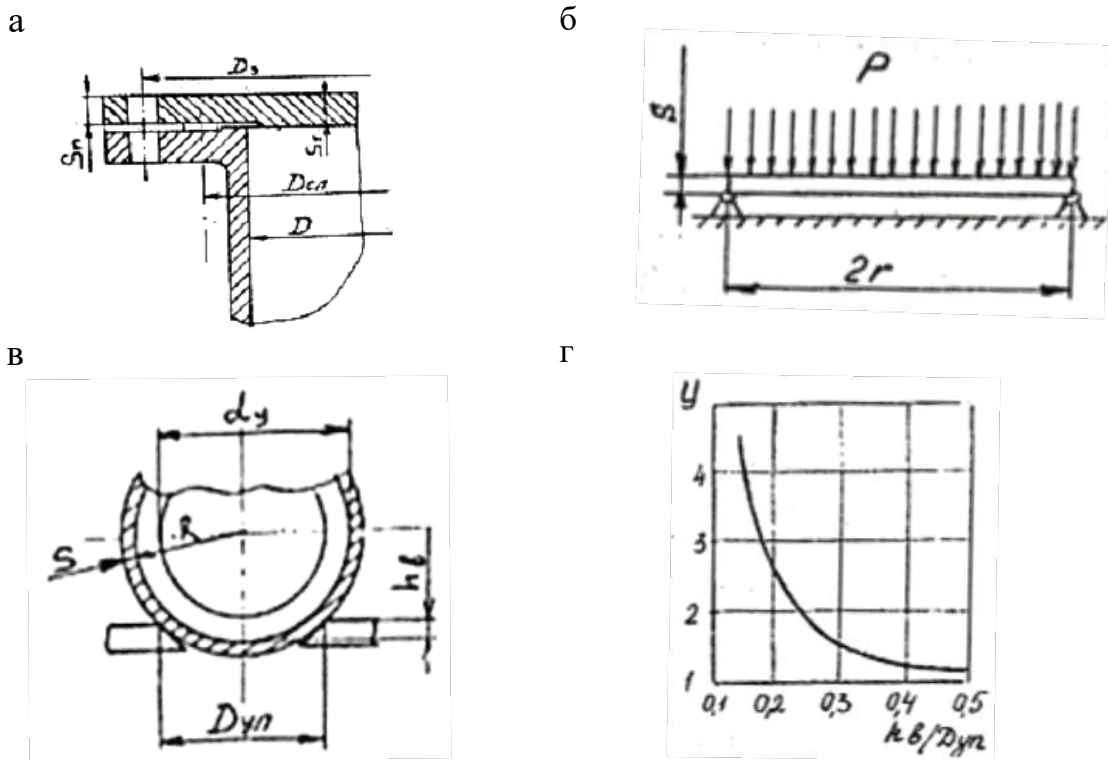


Рис. 63. Расчетные схемы:

а – плоской крышки;

б – стенки диска обратного клапана механизированной крышки с пневмоприводом;

в – стенки полого шара шаровой крышки;

г – график для определения коэффициента формы зуба у

При наличии одного отверстия коэффициент k_0 равен

$$k_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_3} + \left(\frac{d}{D_3}\right)^2}, \quad (8.5)$$

при наличии нескольких отверстий

$$k_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum (d_i/D_3)^3}{1 - \sum d/D}}, \quad (8.6)$$

Толщина стенки в месте уплотнения, мм,

$$s_n = k_2 \sqrt{R_6 / [\sigma]}, \quad (8.7)$$

где k_2 – коэффициент

$$k_2 = 0,8 \sqrt{\frac{D}{D_{cn}} - 1}, \quad (8.8)$$

R_6 – расчетное растягивающее усилие в болтах, Н.

Таблица 5

Расчетные характеристики материалов прокладок (РД 26-15-88)

Материал прокладки	Коэффициент, m	Минимальное давление на прокладку, МПа, q	Допускаемое давление на прокладку, МПа, $[q]$
Резина твердостью по Шору 0,76...1,2 МПа	0,5	2,0	18
Резина твердостью по Шору свыше 1,2 МПа	1,0	4,0	20
Картон асбестовый (ГОСТ 2850-80) при толщине 3 мм	2,5	20	130
Паронит (ГОСТ 481-80) при толщине 1 мм	2,5	20	130
Фторопласт-4 при толщине 1...3 мм	2,5	10	40
Картон, кожа, пластик	2,5	20	130
Фибра, полиэтилен	3,5	30	-

При предварительной затяжке соединения

$$R_{61} = \alpha Q_0 + R_n + 4 \frac{M_u}{D_{cn}}; \quad (8.9)$$

значение R_{61} должно быть

$$R_{61} \geq 0,5 \pi D_{cn} \ell_3 q; \quad (8.10)$$

при рабочих условиях:

$$R_{62} = Q_0 + R_n + 4 \frac{M_u}{D_{cn}}, \quad (8.11)$$

где α – постоянная жесткость соединения; для плоской резиновой прокладки $\alpha = 0,8$; для остальных неметаллических прокладочных материалов $\alpha = 1,45$; M_u – изгибающий момент от действия внешних нагрузок (для болтов крышек варочных котлов $M_u = 0$); q – минимальное давление на прокладку, МПа.

Изгибающий момент следует учитывать при условии

$$4 \frac{M_u}{D_{cn}} > 0,15 Q_{\partial}. \quad (8.12)$$

8.2.2. Расчет дисковых крышек типа обратного клапана

По принципу обратного клапана работают механизированные и байонетные крышки. Расчетная схема диска представлена на рис. 63б.

Для круглой пластинки, шарнирно опирающейся по контуру и нагруженной давлением p , напряжение в центре составит

$$\sigma_k = \sigma_r = 1,24 p (r/s)^2, \quad (8.13)$$

где σ_k , σ_r – соответственно кольцевое и радиальное напряжения, МПа; p – расчетное давление в аппарате, МПа; r , s – соответственно радиус и толщина пластинки, м.

$$\sigma_k = 0,24 p (r/s)^2, \quad (8.14)$$

Подставив в уравнения (8.13) и (8.14) $[\sigma]$ вместо σ_k , обозначив толщину диска s_1 , а контура s_2 , получим

$$s_1 = r \sqrt{\frac{1,24 p}{[\sigma]} + c}; \quad (8.15)$$

$$s_2 = r \sqrt{\frac{0,52 p}{[\sigma]} + c}. \quad (8.16)$$

8.2.3. Расчет стенок шаровых крышек

Толщину стенки полого шара можно определить как толщину сферического диска с учётом механической обработки шара, нагруженного внутренним избыточным давлением p и присоединенного без отбортовки к цилиндрической оболочке с диаметром, равным диаметру уплотнения шара D_{yn} (рис. 63в).

Расчетная толщина стенки шара s_p , мм

$$s_p = \frac{p D_{yn}}{4[\sigma]} y, \quad (8.17)$$

где D_{yn} – средний диаметр уплотнения шара, м; y – коэффициент формы, определяемый по графику $y = f(h_s/D_{yn})$ (рис. 64г).

Исполнительная толщина стенки шара с учетом коррозии и эрозии равна

$$s = s_p + c,$$

где c – прибавка к расчетной толщине.

8.3. Расчет механизированных крышек

8.3.1. Расчет корпуса механизированной крышки

Корпус механизированной крышки выполняется литьем, коробчатой конструкции. Корпус имеет эллиптическое поперечное сечение. Днища корпуса плоские, усилены ребрами жесткости (рис. 64). Расчет днищ корпуса сводится к проверке прочности балки наибольшей длины, которая может быть условно вырезана из них. Ширина балки b принимается равной минимальному расстоянию от центрального ребра до смежных с ним ребёр жесткости. Расчетная схема балки приведена на рис. 65.

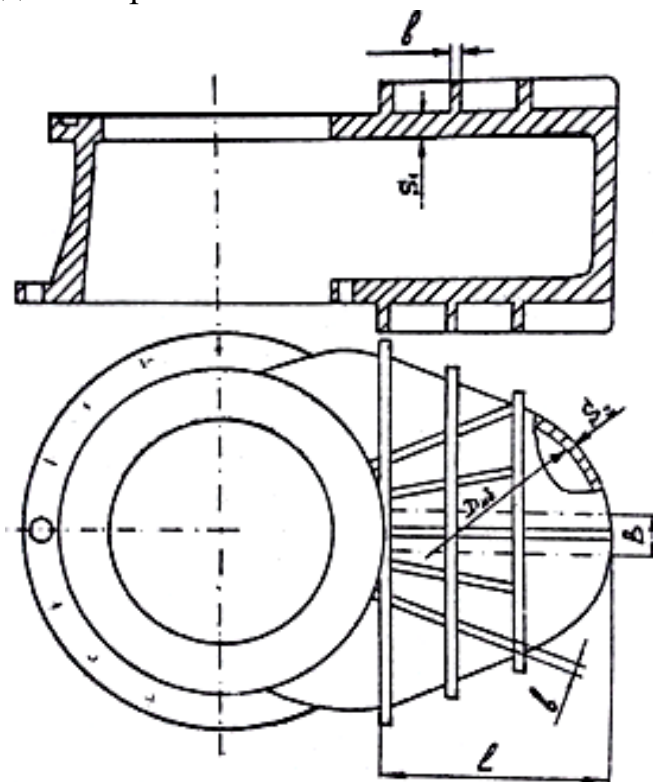


Рис. 64. Корпус механизированной крышки

Напряжение изгиба σ_x , МПа, в наиболее нагруженном поперечном сечении определяется по формуле

$$\sigma_x = \frac{T_{\max}}{J} y, \quad (8.18)$$

где T_{\max} – максимальный изгибающий момент, Н·м; J – момент инерции поперечного сечения расчетной балки, м⁴; y – координата наиболее нагруженной поверхности поперечного сечения балки, м.

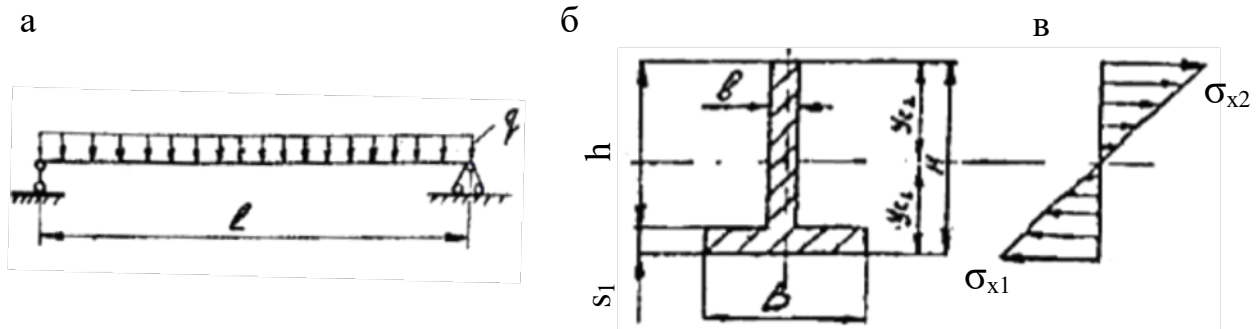


Рис. 65. Схемы к расчету корпуса механизированной крышки:
 а – схема балки с ребром жёсткости;
 б – поперечное сечение балки с ребром жёсткости;
 в – эпюра изгибающих напряжений

Максимальный изгибающий момент равен

$$T_{\max} = g \ell^2 / 8,$$

где g – интенсивность нагрузки на расчетную балку от расчетного давления, Н/м; ℓ – длина расчетной балки, м.

Интенсивность нагрузки равна:

$$g = p b;$$

где p – расчетное давление Н/м²; b – ширина расчетной балки, м.

Момент инерции поперечного сечения балки:

$$J_x = \frac{1}{3} \left[b y_{c2}^3 + B y_{c1}^3 - (B - b) (y_{c1} - s_1)^3 \right], \quad (8.19)$$

где y_{c1} , y_{c2} – координаты наружных поверхностей поперечного сечения балки, м.

При $y_{c2} > y_{c1}$

$$y_{c1} = \frac{bH^2/2 + (B-b)s_1^2/2}{bH + (B-d)s_1}; \quad (8.20)$$

$$y_{c2} = \frac{bH^2/2 + (B-b)s_1(H-s_1/2)}{bH + (B-d)s_1}. \quad (8.21)$$

Координата наиболее нагруженной поверхности поперечного сечения балки $y = \max \{y_{c1}, y_{c2}\}$.

На эпюре, приведенной на рис. 65:

σ_{x1} – изгибающее напряжение у полки расчетной балки, МПа;

σ_{x2} – изгибающее напряжение у ребра расчетной балки, МПа.

Максимальные изгибающие напряжения создаются в наиболее удаленных от нейтральной линии поперечных сечениях балки.

Условие прочности материала ребра расчетной балки

$$\sigma_{x1} = \frac{T_{\max}}{J_x} y_{c1} \leq [\sigma_u]. \quad (8.22)$$

Условие прочности материала полки расчетной балки

$$\sigma_{x2} = \frac{T_{\max}}{J_x} y_{c2} \leq [\sigma_u]. \quad (8.23)$$

Расчет толщины боковой стенки эллиптической обечайки механизированной крышки проводится аналогично расчету цилиндрической оболочки. За расчетный диаметр при этом принимается максимальный диаметр эллиптического участка корпуса (рис. 64)

$$s_2 = \frac{p D_{н\bar{o}}}{2\varphi[\sigma] - p} + c, \quad (8.24)$$

где s_2 – толщина боковой стенки эллиптической обечайки корпуса, м;
 $D_{н\bar{o}}$ – максимальный диаметр эллиптической оболочки корпуса, м.

8.3.2. Расчет штока механизированной крышки

Максимальное напряжение от сил растяжения штоков испытывает при предварительном поджатии диска крышки к уплотнительному кольцу в режиме закрывания горловины котла. Схема расчета штока приведена на рис. 66.

При предварительном поджатии крышки в пневмоцилиндре 2 приводного механизма необходимо создать силу F_a , уравнивающую силу тяжести диска 4 крышки G и силу предварительного поджатия P .

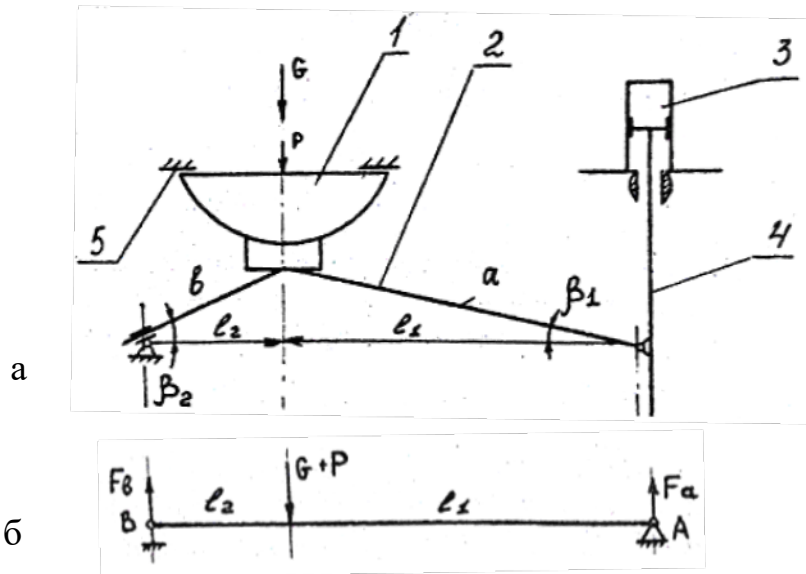


Рис. 66. Схема к расчету штока приводного механизма:

а – рычажный механизм прижима крышки; б – расчетная схема;

1 – шток приводного механизма; 2 – пневмоцилиндр;

3 – рычаг подъема диска; 4 – крышка-диск; 5 – уплотнительное кольцо

Усилие предварительного поджатия определяется по формуле

$$P = p_n \frac{\pi d_{cn}^2}{4},$$

где p_n – давление предварительного поджатия диска, МПа; d_{cn} – диаметр диска по середине уплотнительного кольца, м.

С учетом плотности материала прокладки p_n рекомендуется принимать от 0,004 до 0,006 МПа. Расчетная схема механизма прижима диска к уплотнительному кольцу приведена на рис. 66б.

Расстояния от оси диска крышки до опор определяется по формуле

$$l_1 = a \cos \beta_1; \quad l_2 = b \cos \beta_2,$$

где a, b – длины плеч рычага, м; β_1, β_2 – углы наклона плеч рычага в горизонтальной плоскости, град.

Опорная реакция на штоке F_a определяется из суммы моментов сил относительно оси поворота в опоре B :

$$\sum T_B = F_a(\ell_1 + \ell_2) - (G + P)\ell_2 = 0;$$

$$F_a = \frac{(G + P)\ell_2}{\ell_1 + \ell_2}.$$

Напряжение растяжения в штоке на участке между опорой A и поршнем пневмоцилиндра

$$\sigma_p = \frac{F_a}{A} y_{c2} \leq [\sigma_p], \quad (8.25)$$

где A – площадь поперечного сечения штока, м²,

$$A = \frac{\pi d_{ш}^2}{4},$$

$d_{ш}$ – диаметр штока, м.

Решая правую часть уравнения (8.25) относительно $d_{ш}$, имеем

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma_p]}}.$$

8.3.3. Привод механизма подъема диска крышки

Ход штока механизма подъема определяется приближенно по расчетной схеме (рис. 67). Принимаем, что рычаг подъема диска I при перемещении штока 3 вращается относительно оси B . Поступательным перемещением рычага I вдоль оси B пренебрегаем, тогда

$$h_1 = \frac{(\ell_1 + \ell_2)h_2}{\ell_1},$$

где h_1 – ход штока, мм; h_2 – перемещение крышки при подъеме; $h_2 = 15-20$ мм; ℓ_1, ℓ_2 – плечи рычага подъема, мм.

Диаметр пневмоцилиндра механизма подъема и опускания диска крышки определяется по формуле

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{F_a + F_d}{\chi p_s (1 - k)}}, \quad (8.26)$$

где F_a – полезная нагрузка на поршне, Н; F_0 – сила веса подвижных частей пневмоцилиндра, Н; χ – безмерный параметр нагрузки F , действующей на поршень, Н; p_e – давление сжатого воздуха на входе, МПа; k – коэффициент, учитывающий потери на трение в цилиндре.

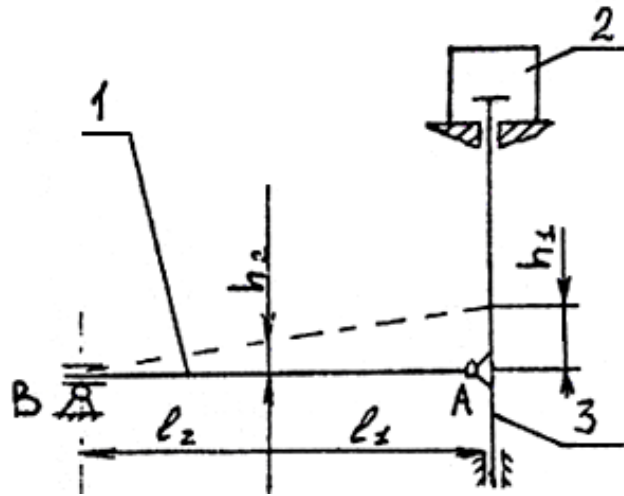


Рис. 67. Расчетная схема штока механизма подъема и опускания крышки:

1 – рычаг подъема диска; 2 – пневмоцилиндр; 3 – шток

Параметр нагрузки равен

$$\chi = \frac{F}{p_e S},$$

где S – площадь поршня, m^2 .

Для выбора пневмоцилиндра, кроме расчетных характеристик (F_a , h_1 , D , d_{in}), задаемся V_y и p_e . Принимаем:

установившуюся скорость движения поршня $V_y = 0,02 \dots 0,06$ м/с;

давление воздуха на входе в пневмоцилиндр $p_e = 0,5$ МПа;

$k = 0,15 - 0,18$;

$\chi = 0,4 - 0,5$.

Из справочных таблиц ГОСТ 15608-81 выбирается пневмоцилиндр транспортирующего типа, двухстороннего действия. При разработке графической части в конструкцию пневмоцилиндра вводятся необходимые изменения.

8.3.4. Привод механизма поворота диска крышки

Расчетная схема хода штока пневмоцилиндра механизма поворота приведена на рис. 68. Шток 4 пневмоцилиндра поворачивает рычаг 2 на угол 90° .

Ход штока ($h_1 = AA'$) определяется из треугольника OAA' . При равенстве сторон OA и AA' имеем $AA' = OA/\cos 45^\circ$.

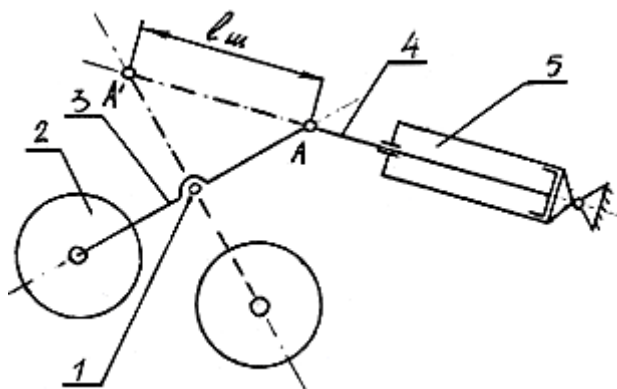


Рис. 68. Схема к расчету перемещения штока механизма поворота крышки:

1 – шток; 2 – диск крышки; 3 – поворотный рычаг; 4 – шток;
5 – качающийся пневмоцилиндр

Плечо поворота рычага OA принимается конструктивно.
Диаметр пневмоцилиндра определяется по формуле

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{F_n}{\chi p_в (1 - k)}},$$

где F_n – полезная нагрузка на поршень, Н;

$$F_n = (G_{ш} + G_p + G) f k_1,$$

где $G_{ш}$ – вес штока, Н; G_p – вес поворотного рычага, Н; G – вес диска крышки, Н; f – коэффициент трения в шарнирах рычажной системы; k_1 – коэффициент запаса нагрузки, при расчетах рекомендуется принимать $k_1 = 2 - 3$; $f = 0, 2$.

Пневмоцилиндр выбирается из справочных таблиц ГОСТ 15608-81 с учетом расчетных характеристик (h_3, D_3, F_n). Принимаем:

скорость движения поршня $V_y = 0,02 \dots 0,06$ м/с;

давление воздуха на входе в пневмоцилиндр $p_в = 0,5$ МПа;

$k = 0,17$;

$\chi = 0,4 \dots 0,5$.

При проектировании привода механизма поворота крышки рекомендуется пневмоцилиндр устанавливать шарнирно «качающимся» на оси, расположенной в центре корпуса котла. Такая установка пневмоцилиндра обеспечивает большую компактность конструкции при минимальной нагрузке на уплотнительные элементы.

9. ПЕРЕМЕШИВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ОБОРУДОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЦЕЛЛЮЛОЗЫ

Перемешивающие устройства установок варки целлюлозы предназначены для разбивания комков и выравнивания концентрации массы при ее разбавлении щелоком, химическими реактивами или водой. В аппаратах предназначенных для отбелки целлюлозы перемешивающие устройства применяются для интенсификации физико-химических процессов отбелки. Перемешивание волокнистых материалов в жидкой среде осуществляется различными способами, основными из которых являются механический, пневматический и вибрационный способы. В установках непрерывной варки целлюлозы наибольшее распространение получили механические перемешивающие устройства.

9.1. Применение перемешивающих устройств в установках для варки целлюлозы

Перемешивающие устройства установок непрерывной варки целлюлозы являются составной частью разгрузочных устройств.

Разгрузочное устройство якорного типа (рис. 69) предназначено для равномерной выгрузки сваренной массы из котла и одновременной подачи слабого щелока в зону диффузионной промывки целлюлозной массы. Оно расположено в нижнем днище котла и состоит из литого корпуса 7, который при помощи верхнего фланца присоединяется к горловине нижнего днища котла 2, полого вертикального вала 12. Перемешивающее устройство крепится в верхней части вала 2 и состоит из донного шабера 5 с лопастями 6, опорного конуса 4 с наконечниками 3 и конусом 1, который служит распределительным устройством поступающего через полый вал слабого черного щелока. Вал имеет подшипниковые узлы 9, сальниковые уплотнения с водяным охлаждением. К нижнему фланцу корпуса 7 присоединяется своим фланцем кожух 10 для шестеренной пары 11 с коробкой 17. К нижнему фланцу кожуха 10 присоединяется стакан 16 для монтажа подшипникового и сальникового узлов нижней части полого вала 12. Вал электродвигателя 18 малой шестерни через муфты присоединяется к редуктору привода. В корпусе разгрузочного устройства предусмотрены два патрубка 19, один предназначен для выпуска массы в выдувной резервуар, другой – для подачи пара при пуске варочного котла и для рыхления массы. При помощи корпуса сальникового уплотнения 13 к полному валу присоединяется крышка стакана 14 и патрубок 15 для подачи слабого черного щелока в нижнее днище котла.

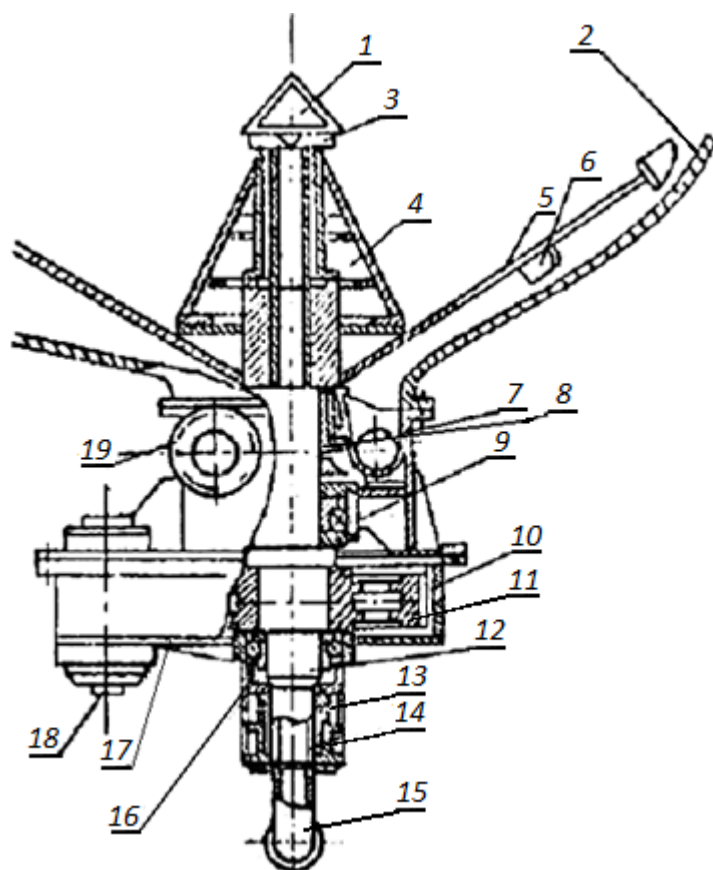


Рис. 69. Разгрузочное устройство варочного котла установки непрерывной варки целлюлозы:

- 1 – конус; 2 – нижнее днище котла; 3 – наконечники;
- 4 – опорный конус; 5 – донный шабер; 6 – лопасти; 7 – литой корпус;
- 8 – сальниковое уплотнение; 9 – подшипниковый узел; 10 – кожух;
- 11 – шестеренная пара; 12 – полый вертикальный вал;
- 13 – сальниковое уплотнение; 14 – стакан; 15 – патрубок;
- 16 – стакан; 17 – коробка шестеренной пары;
- 18 – вал электродвигателя; 19 – патрубок

Перемешивающее устройство многотрубного варочного аппарата

Многотрубный варочный аппарат снабжен мешалкой, установленной в подвесном разгрузочном устройстве. Подвесное разгрузочное устройство (рис. 70) крепится к выходному патрубку последней варочной трубы и не связано с фундаментом. Внутри корпуса 2 подвесного устройства расположено четырехлопастное перемешивающее устройство якорного типа I. Перемешивающее устройство разбивает комки массы перед выдувкой и обеспечивает очистку выдувных отверстий штуцеров выхода целлюлозы 3. Вал перемешивающего устройства уплотнен сальником и имеет охлаждение. Снаружи к корпусу мешалки присоединен корпус конической зубчатой передачи 4. Коническая малая шестерня имеет привод от электродвигателя 6 через клиноременную передачу 5.

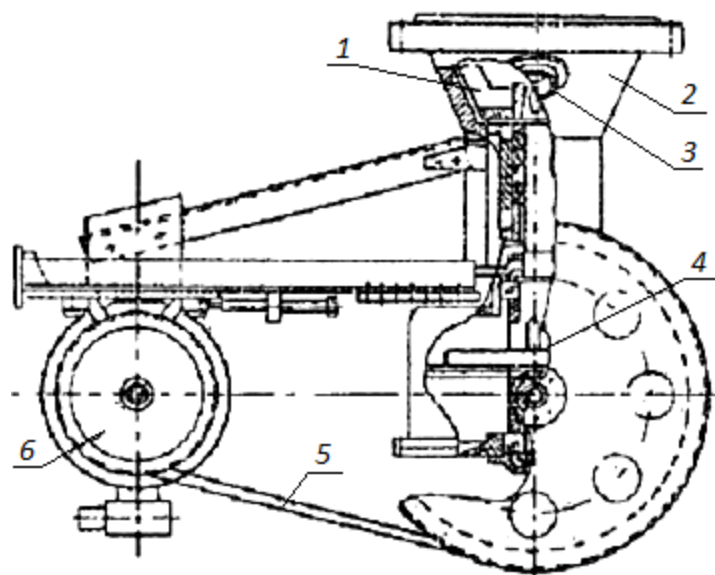


Рис. 70. Подвесное разгрузочное устройство многотрубного варочного аппарата непрерывного действия:

- 1 – якорная мешалка с валом; 2 – корпус;
- 3 – штуцер выхода целлюлозы; 4 – коническая передача;
- 5 – клинременная передача; 6 – электродвигатель

Перемешивающее устройство выдувного резервуара (рис. 71) расположено в нижнем коническом днище. Оно представляет собой трехъярусную двухлопастную мешалку 1, которая закреплена в верхней части – во внутренней подшипниковой опоре скольжения 2, а в нижней части – в выносной подшипниковой опоре качения 3. Привод мешалки 4 состоит из электродвигателя, редуктора и открытой конической передачи.

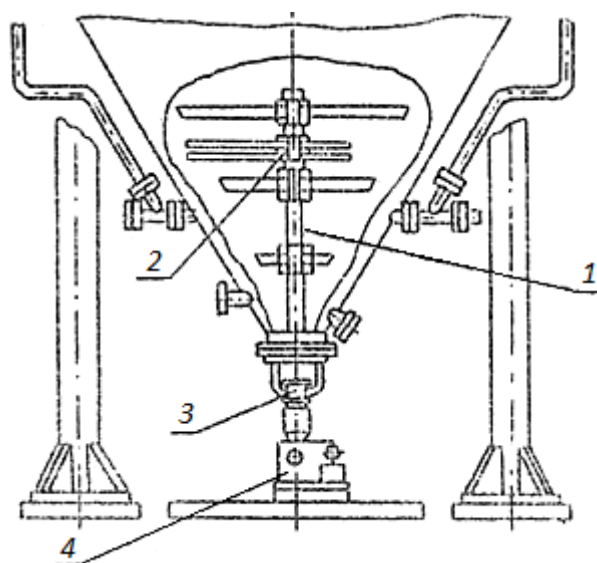


Рис. 71. Перемешивающее устройство выдувного резервуара:

- 1 – мешалка; 2 – внутренняя подшипниковая опора;
- 3 – выносная подшипниковая опора; 4 – привод мешалки

Перемешивающее устройство массы высокой концентрации (рис. 72) представляет собой горизонтальную пропеллерную мешалку, расположенную непосредственно на корпусе аппарата или на самостоятельном фундаменте зона входа мешалки в корпус аппарата выполнена в виде усеченного конуса. Это позволяет при одинаковом вылете консольной части вала *1* немного удалять винт *2* от стенки аппарата, что улучшает условия его работы.

Вал перемешивающего устройства опирается на две подшипниковые опоры *4*. На конце вала установлен трехлопастной винт. Лопасты выполняются поворотными, что обеспечивает выбор оптимального рабочего режима мешалки. Сальниковое устройство *5* имеет гидрозатвор. Привод перемешивающего устройства осуществляется от электродвигателя через редуктор.

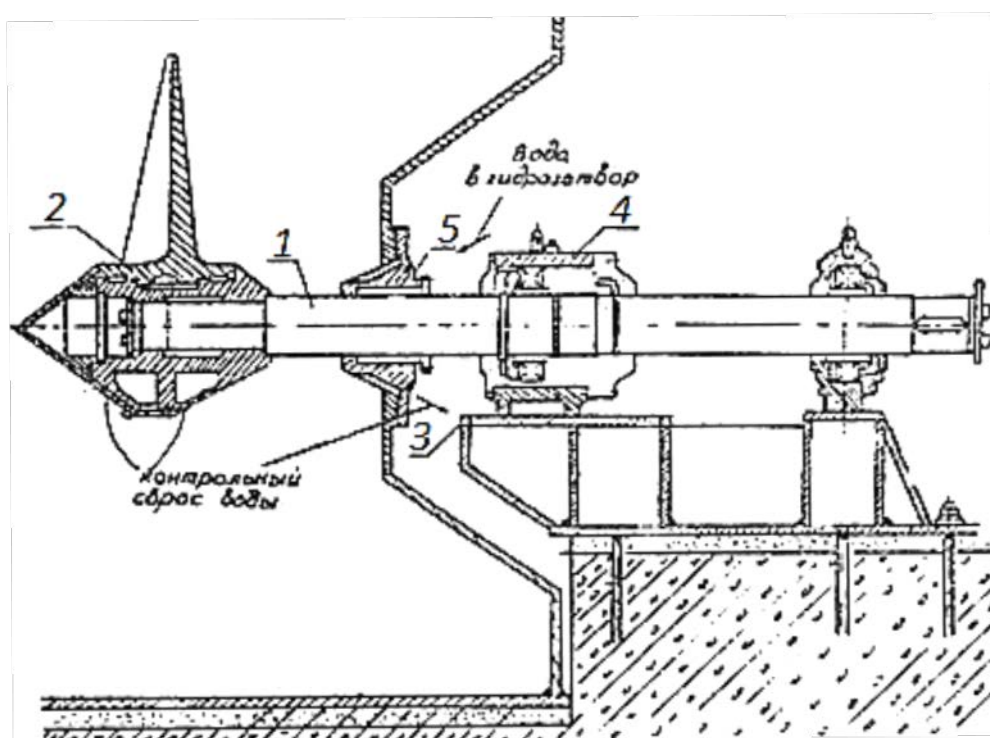


Рис. 72. Перемешивающее устройство бассейна массы высокой концентрации:

1 – вал; 2 – винт; 3 – рама; 4 – опора; 5 – сальниковое устройство

Перемешивающие устройства отбельных башен (рис. 73) обеспечивают равномерность концентрации массы после разбавления водой и возможность её отбора из башни *1* центробежным насосом. В отдельных случаях, при концентрации массы до 4,6 %, они служат для дополнительного перемешивания массы с реагентами. Перемешивающие устройства устанавливаются в количестве 1 – 3 штук тангенциально по отношению к поперечному сечению башни, в центре которой располагается конус *2*. Перемешивающее устройство создает круговое движение в канале, между стенкой аппарата и конусом. Движение массы обеспечивается трехлопастным винтом *3* переме-

шивающего устройства. Подшипник скольжения, находящийся в зоне рабочей среды, выполняется из антифрикционного материала (капролит, текстолит, графитизированные материалы), работающего в условиях водяной смазки. Лопастные винта поворотные, что позволяет регулировать шаг винта и характеристики перемешиваемой массы. Привод мешалки осуществляется от электродвигателя 4 через клиноременную передачу 5.

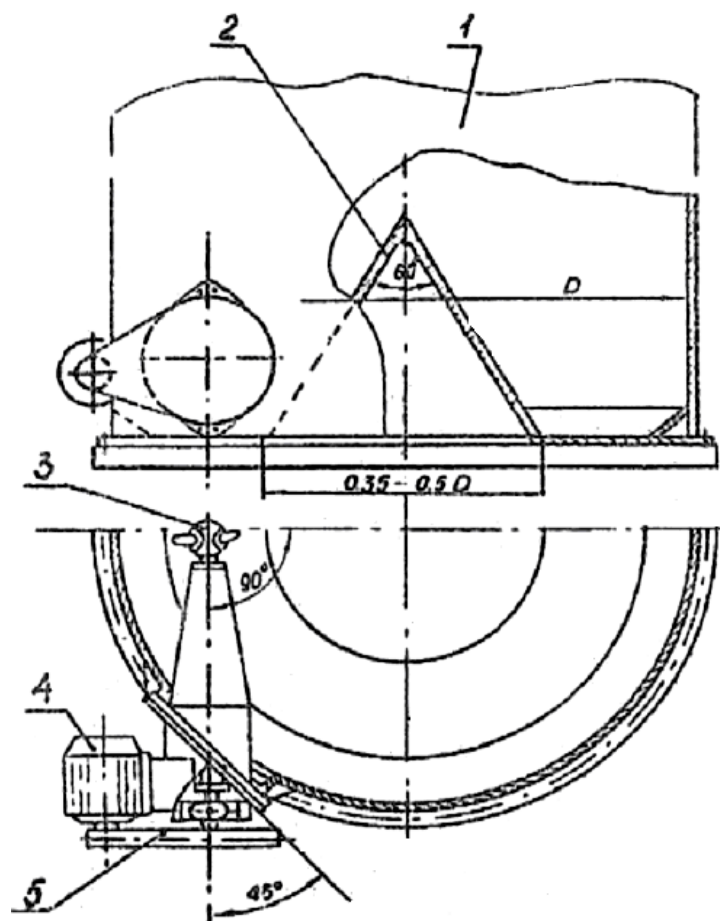


Рис. 73. Перемешивающее устройство отбельной башни:

- 1 – корпус башни; 2 – конус;
- 3 – мешалка пропеллерная трехлопастная;
- 4 – электродвигатель;
- 5 – клиноременная передача

Механические перемешивающие устройства широко применяются также в конструкциях промывных фильтров, в массных и машинных бассейнах, в оборудовании каустизации и в других аппаратах целлюлозного производства.

По конструкции механические перемешивающие устройства, применяемые в целлюлозном производстве, можно разделить на лопастные, якорные и пропеллерные. В табл. 6 приведены механические перемешивающие устройства, рекомендуемые соотношения их размеров и окружной скорости.

Таблица 6

Основные типы перемешивающих устройств и область их применения

Наименование и тип перемешивающего устройства	Эскиз и соотношение размеров	Вязкость среды μ_c , Н·с/м ²	Окружная скорость мешалки ω , м/с
Лопастные неразъемные и разъемные для аппаратов с цилиндрическим и коническим днищами, тип I	$d_m = 0,7D_g$ $B = 0,08D_g$ $b = 0,1d_m$ $H_m = 0,4b$	0,001...4 4...8 8...12	3,0...2,0 2,5...1,5 1,5...1,0
Якорные для аппаратов с эллиптическим и сферическим днищами, тип II	$d_m = D_g = 2H_m$ $b = 0,07d_m$ $h_m = 0,56H_g$ $H_m = 15...140$ мм	0,001...4 4...8 8...15	3,0...2,0 2,5...1,5 1,5...1,0
Пропеллерные трехлопастные для различных аппаратов, тип III	$d_m = (0,3...0,33)D_g$ $D_1 = 1,1d_m$ $H_m = 1,2d_m$ $H = 0,5H_1$ $h = D_1$ $h_1 = 0,8d_m$	0,001...2	4,8...16,0

9.2. Расчет мощности привода перемешивающих устройств

Расчетная мощность N , Вт, на валу перемешивающего устройства определяется по формуле:

$$N = k_1 k_2 (\Sigma k + 1) N_m, \quad (9.1)$$

где N_m – мощность, потребляемая на перемешивание среды, Вт; k_1 – коэффициент, учитывающий степень заполнения аппарата перемешиваемой средой; k_2 – коэффициент, учитывающий увеличение потребляемой мощности при пуске в результате повышения сопротивления среды при перемешивании; Σk – сумма коэффициентов, учитывающих увеличение мощности, вызываемое наличием в аппарате вспомогательных устройств (учитывается только для сред с вязкостью $\mu_c \leq 0,1$ Н·с/м²).

Коэффициент k_1 определяется по формуле

$$k_1 = \max\{1, H_{жс}/D_е\}, \quad (9.2)$$

где $H_{жс}$ – высота перемешиваемой жидкой среды в аппарате, м

$$H_{жс} = (0,8 - 1,2) D_е;$$

$D_е$ – диаметр цилиндрической части сосуда, м.

При заданном объеме перемешиваемой среды V_c , м³, высота уровня $H_{жс}$, м, в цилиндрических аппаратах с плоским днищем

$$H_{жс} = 1,27 V_c / D_е^2, \quad (9.3)$$

при сферическом, эллиптическом или коническом днищах

$$H_{жс} = 1,27 (V_c - V_д) / D_е^2, \quad (9.4)$$

где $V_д$ – емкость днища, м³.

Для сред с вязкостью $\mu_c \leq 0,5$ Н·с/м² значение коэффициента $k_1=1$. При перемешивании сред с вязкостью $\mu_c > 0,5$ Н·с/м², что характерно для целлюлозной массы с концентрацией выше 5 %, принимается $k_2 \leq 2,0$ для од-нолопастных перемешивающих устройств, $k_2 \leq 2,5$ – для многолопастных и якорных устройств и $k_2 \leq 1,3$ – для пропеллерных устройств.

Значения отдельных коэффициентов k , входящих в Σk в формуле (9.1), приведены в табл. 7.

Мощность, потребляемая на перемешивание среды при установившемся режиме

$$N_m = k_N \rho_c n^3 d_m^5, \quad (9.5)$$

где d_m – диаметр мешалки (определяется по табл. 6 в зависимости от диаметра аппарата и вида перемешивающего устройства), м; n – число оборотов мешалки, об/с; ρ_c – плотность перемешиваемой среды, кг/м³; k_N – критерий мощности.

Оптимальное число оборотов мешалки

$$n' = \omega / \pi d_m,$$

где ω – оптимальная окружная скорость мешалки (табл. 6), м/с.

Плотность перемешиваемой среды

$$\rho_c = 1 / \sum_1^i \frac{x_{1-i}}{\rho_{1-i}}, \quad (9.6)$$

где x_{1-i} – массовые доли компонентов смеси; ρ_{1-i} – плотность компонентов смеси, кг/м³.

Таблица 7

Значения коэффициентов k

Номер коэффициента	Вспомогательное устройство в аппарате	Значения коэффициентов для перемешивающих устройств типа:		
		I	II	III
1	Четыре отражательные перегородки шириной $B = 0,08 D_в$, расположенные у стенок аппарата	1,0	-	0,5
2	Одна дополнительная горизонтальная лопасть того же размера, что и лопасть основного перемешивающего устройства	0,35	-	-
3	Труба для передавливания раствора	0,2	0,2	0,1
4	Гильза для термометра или поплавковая линза	0,1	0,1	0,5
5	Две вертикальные трубы, расположенные под углом более 90° (в плане)	0,3	0,3	0,15
6	Змеевик с правой навивкой, расположенной вдоль цилиндрических стенок аппарата	2,0	-	-
7	Детали крепления диффузора пропеллера	-	-	0,05

Вязкость перемешиваемой среды при заданной температуре для суспензий

$$\mu_c = \mu_{ж} (1 + 2,5V_m/V_c), \quad (9.7)$$

где $\mu_{ж}$ – вязкость жидкой дисперсионной среды при заданной температуре, Н·с/м²; V_m – объем твердой дисперсионной фазы, м³; V_c – объем перемешиваемой среды, м³.

Критерий мощности k_N определяется в зависимости от типа перемешивающего устройства и центробежного критерия Рейнольдса Re_u по графику (рис. 74). Критерий Рейнольдса Re_u для всех типов перемешивающих устройств определяется по формуле

$$Re_u = \rho_c n d_m^2 / \mu_c. \quad (9.8)$$

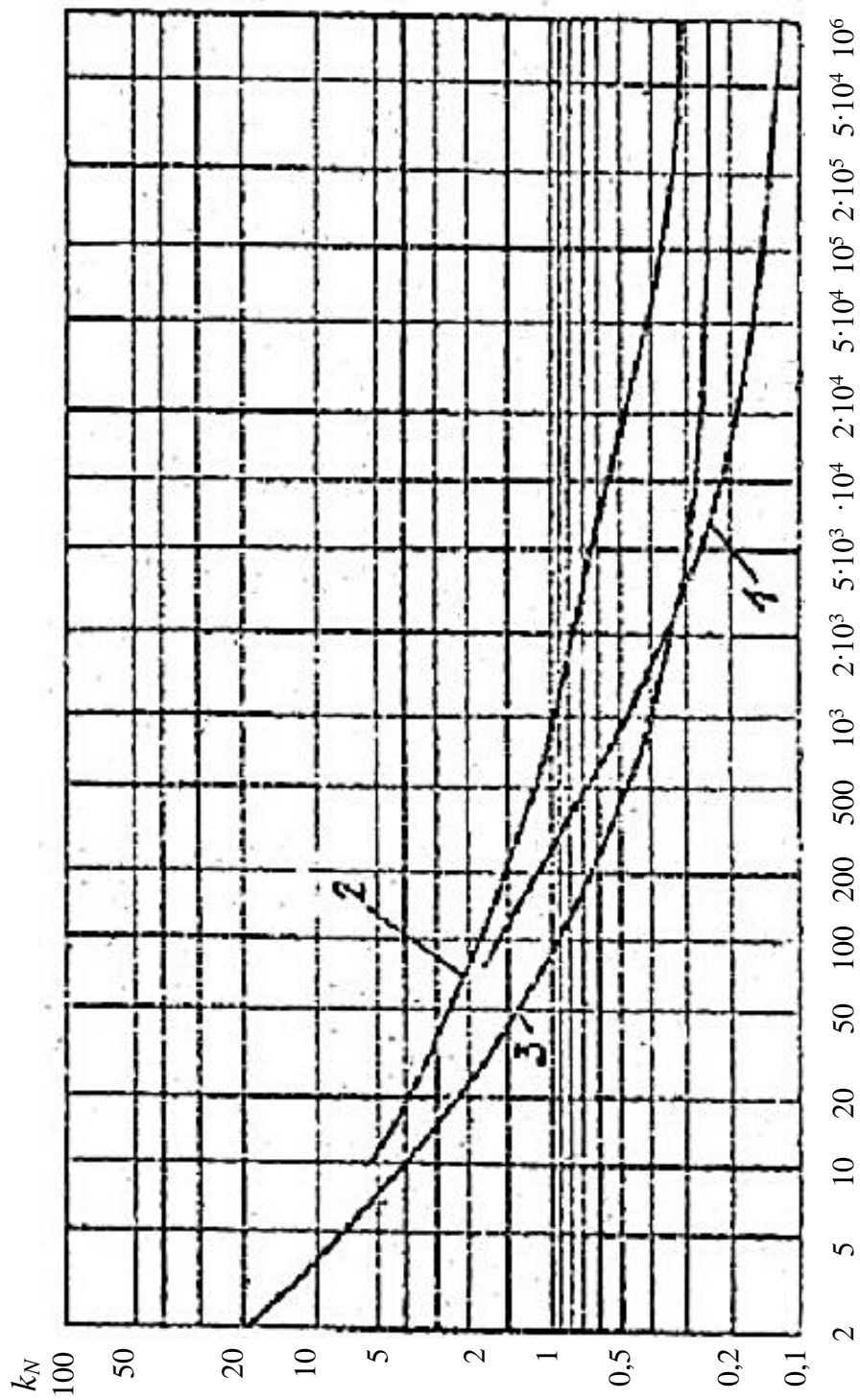


Рис. 74. График зависимости критерия мощности k_N от критерия Рейнольдса $Re_{\text{ц}}$ и типа перемешивающего устройства:

1 – лопастных; 2 – якорных; 3 – пропеллерных; $m = (a - \lg Re_{\text{ц}})/b$ для кривой 3; $a = 2,1$; $b = 18$

9.3. Расчет на прочность лопастных и якорных перемешивающих устройств

Типовые конструкции лопастных перемешивающих устройств, применяемые в аппаратах ЦБП, показаны на рис. 75.

Расчетный изгибающий момент лопасти T'_u , Н·м, (в сечении А-А для легкой конструкции, Б-Б для усиленной конструкции и В-В для тяжелой) определяется по формуле

$$T'_u = 0,0813 N/n. \quad (9.9)$$

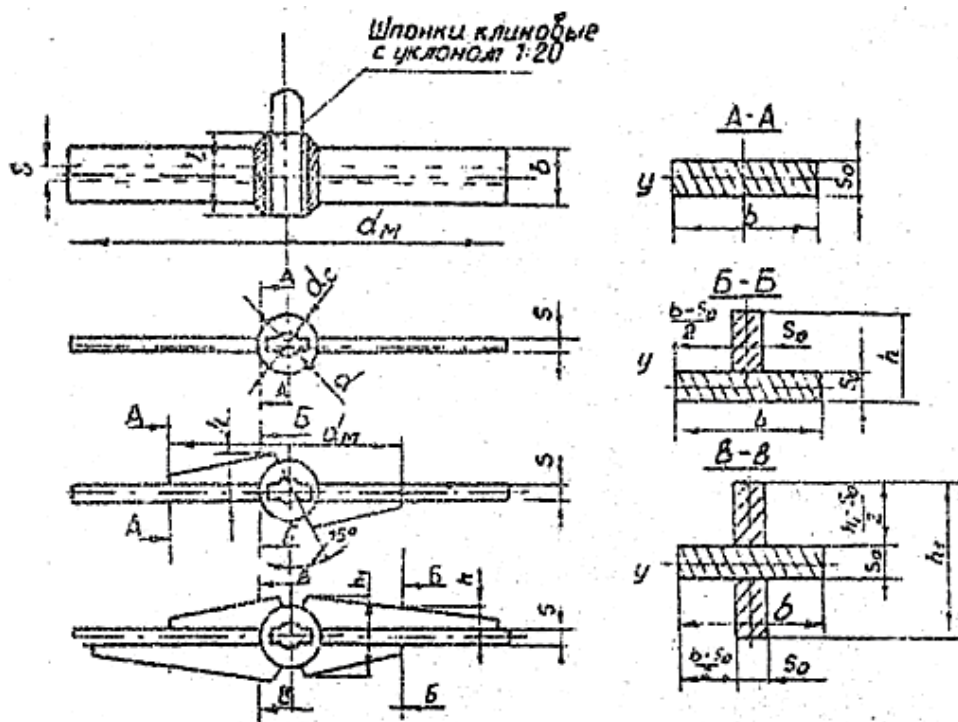


Рис. 75. Основные типы сварных лопастных перемешивающих устройств:

а – легкая конструкция; б – усиленная; в – тяжелая

Расчетный изгибающий момент лопасти T'_{u1} , Н·м, (в сечениях А-А для усиленной конструкции и Б-Б для тяжелой конструкции) определяется по формуле

$$T'_{u1} = 0,0286 N/n, \quad (9.10)$$

где N – мощность, Вт; n – число оборотов перемешивающего устройства, об/с.

Расчетный момент сопротивления соответствующего поперечного сечения лопасти при изгибе W' , м³, относительно оси Y определяется по формуле

$$W' = T'_{u1} / [\sigma_u]. \quad (9.11)$$

С учетом расчетного W' и формы поперечного сечения определяются номинальные (без прибавок c) размеры лопасти s_0 , h_0 и h_{01} при заданном размере b . Например, номинальная толщина лопасти в сечении А-А определяется по формуле

$$s_0 = \sqrt{6W'/b}. \quad (9.12)$$

Окончательные расчетные размеры лопасти в m равны:

$$s' = s + c; \quad h' = h_0 + c; \quad h'_1 = h_1 + c,$$

где c – прибавка к размерам, регламентированная ГОСТ 14249 - 89.

Типовые конструкции типовых сварных якорных перемешивающих устройств показаны на рис. 76. Неразъемные якорные перемешивающие устройства применяются в аппаратах с $D_e \leq 1,2$ м, разъемные – в аппаратах с $D_e > 1,2$ м. Расчетный изгибающий момент T'_{u1} , Н·м (сечение В-В, рис. 76), определяется по формуле (9.9). Расчетный изгибающий момент T'_k , Н·м, в том же сечении равен

$$T'_k = 0,0542 \frac{(R^3 - r^3)(h_m - b)N}{(R^4 - r^4)(1 + a)n}, \quad (9.13)$$

где R , r , b , h_m – параметры перемешивающего устройства (рис. 76), м; N – мощность, расходуемая на перемешивание среды, Вт; n – частота вращения мешалки, об/с;

$$a = \frac{b}{h_m(R^4/r^4 - 1)}. \quad (9.14)$$

Расчетный изгибающий момент T'_{u1} , Н·м, в сечении А-А

$$T'_{u1} = T'_k \left(1 - \frac{h_2}{h_m - 0,5b} \right), \quad (9.15)$$

где h_m , h_2 – соответствующие размеры (рис. 76), м.

Расчетная толщина лопасти

$$s' = \sqrt{\frac{6T'_{u1}}{b[\sigma_u]}} + c. \quad (9.16)$$

Расчетный момент сопротивления поперечного сечения лопасти при изгибе

$$W' = \frac{\sqrt{(T'_u)^2 + 4 T'_k}}{[\sigma_u]} \quad (9.17)$$

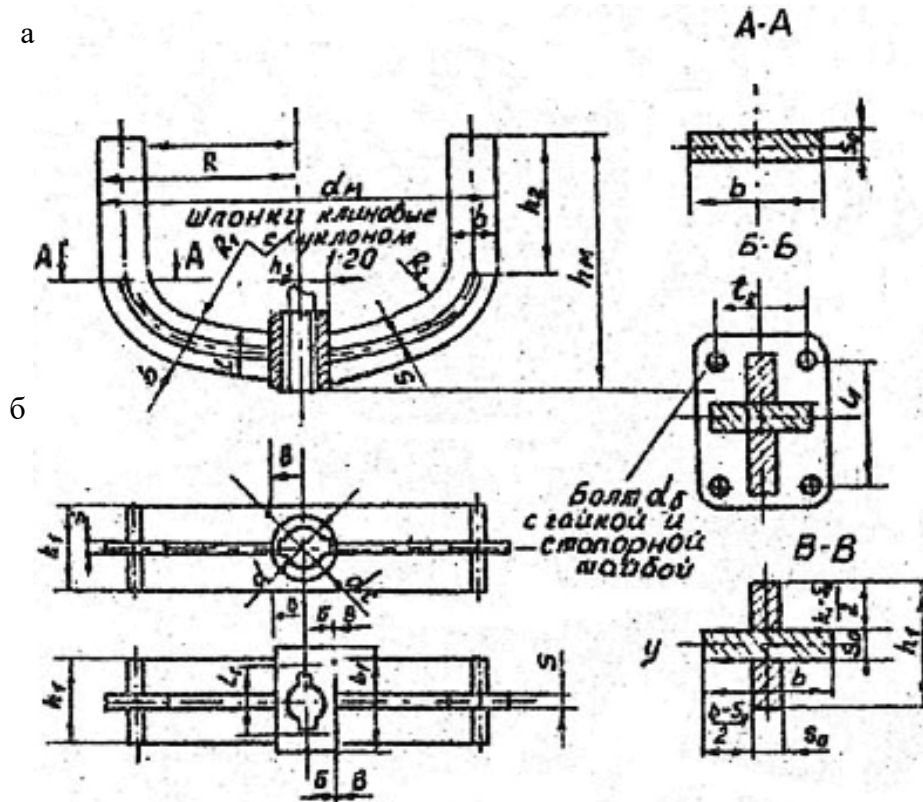


Рис. 76. Основные типы якорных перемешивающих устройств:
а – неразъемное; б – разъемное

Высота h_1 сечения В-В принимается конструктивно таким образом, чтобы фактическое значение W сечения при заданных b и s было не менее W' . Разъемная конструкция перемешивающего устройства состоит из двух половин, соединенных между собой обычно четырьмя болтами (разрез Б-Б).

Нагрузка P'_o , Н, на один болт соединения (при четырех болтах) определяется по формуле

$$P'_o = T'_u / \ell_1.$$

где ℓ_1 – расстояние между болтами (выбирается конструктивно), м;

$$F'_o = \frac{1,2 P'_o}{k \sigma_T^t \eta z}, \quad (9.18)$$

где σ_T^t – предел текучести материала болта при рабочей температуре, Па; z – число болтов; $z = 1$; η – поправочный коэффициент, зависит от экс-

платационного класса аппарата и его группы (для аппаратов целлюлозного производства $\eta = 0,8 - 1,0$); κ – коэффициент, зависящий от диаметра болта, равный:

Диаметр болта d_b , мм	≤ 10	12	14	16	18	20	22	24
κ	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

По расчетной площади поперечного сечения F_b определяется диаметр болта.

9.4. Расчет на прочность пропеллерных перемешивающих устройств

На рис. 77 представлена основная типовая конструкция сварного трехлопастного пропеллерного перемешивающего устройства. Каждая из лопастей выполняется из листа и является частью правильной винтовой поверхности, имеющей постоянный шаг, равный диаметру пропеллера d_m . На рис. 78 показана развертка лопасти. Расстояние A , мм, от начала координат до центра ступицы определяется по формуле

$$A = 0,335R - 0,666d_c, \quad (9.19)$$

где d_c – диаметр ступицы, мм; R – наружный радиус лопасти, мм.

Ширина развертки лопасти b_i , мм, на произвольном радиусе r_i определяется по формуле

$$b_i = \frac{k_i d_m^2}{d_c - d_m}, \quad (9.20)$$

где k_i – коэффициент; при разбивке лопасти по длине на десять равных частей, значения k_i соответственно для радиусов от r_1 до r_{10} приведены ниже:

$$\begin{array}{lll} k_0 = 0,182; & k_4 = 0,310; & k_8 = 0,276; \\ k_1 = 0,224; & k_5 = 0,320; & k_9 = 0,212; \\ k_2 = 0,260; & k_6 = 0,322; & k_{10} = 0. \\ k_3 = 0,282; & k_7 = 0,308; & \end{array}$$

Ширина развертки лопасти b , мм, в месте приварки последней к ступице определяется по формуле

$$b = \frac{4d_c^2 b_0}{b_0^2 \sin^2 \alpha + 4d_c^2}, \quad (9.21)$$

где $\alpha = 90^\circ - \beta$; $\beta = \text{arctg } d_m / \pi d_c$.

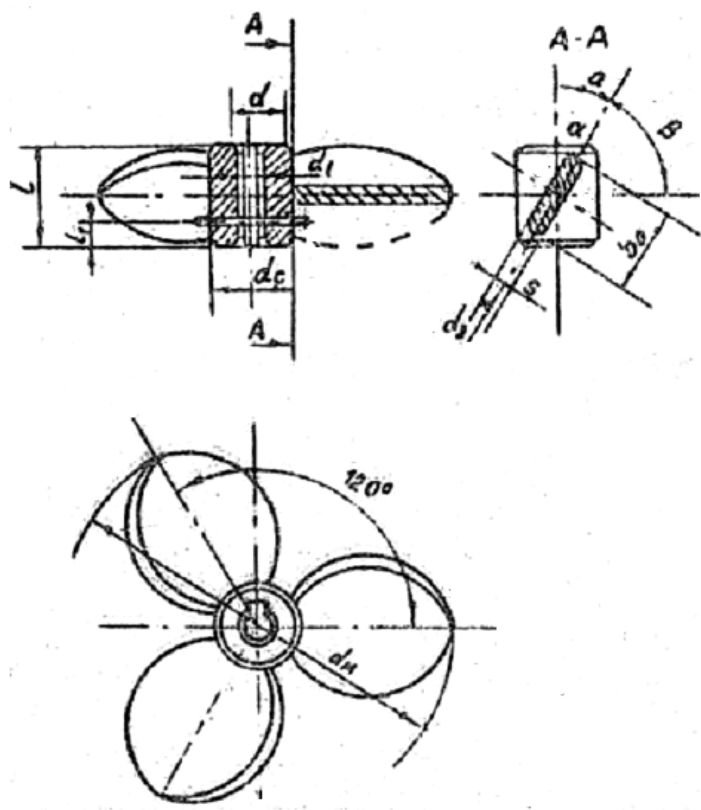


Рис. 77. Типовая сварная конструкция трехлопастного перемешивающего устройства

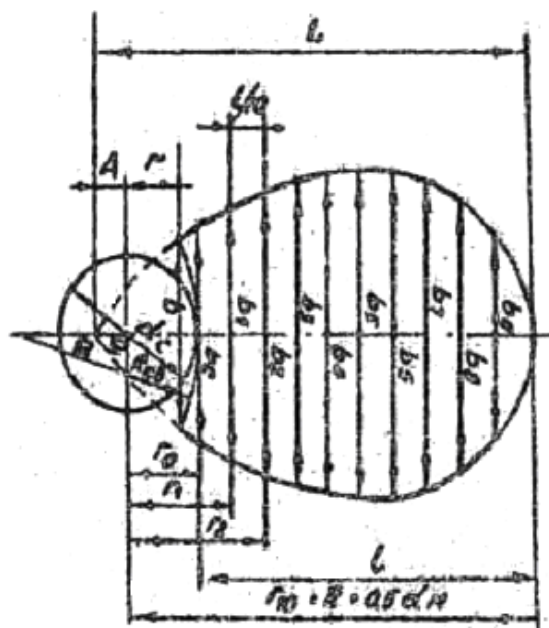


Рис. 78. Развертка лопасти трехлопастного перемешивающего устройства

Радиус r , мм, на котором ширина развертки равна b , определяется по формуле

$$r = d_c (b/b_0 - 0,5). \tag{9.22}$$

Радиус скругления $R_{cв}$, мм, привариваемый к ступице части лопасти определяется по формуле

$$R_{cв} = \sqrt{0,25b^2 + (r + 0,5d_c)^2}. \quad (9.23)$$

Расчетный изгибающий момент T'_1 , Н·м, действующий на одну лопасть перпендикулярно оси вала пропеллера, определяется по формуле

$$T'_1 = 0,18 \frac{N}{d_m n} (0,6R - 0,5d_c), \quad (9.24)$$

где d_m – диаметр пропеллера, м; N – расчетная мощность, Вт; n – частота вращения вала, об/мин.

Расчетный изгибающий момент T' , Н·м, действующий на одну лопасть параллельно оси вала пропеллера, определяется по формуле

$$T' = 0,289 \frac{N'}{d_m n} (0,7R - 0,5d_c). \quad (9.25)$$

Расчетный изгибающий момент T_x , Н·м, действующий на лопасть по оси X (рис. 78), определяется по формуле

$$T_x = T' \sin \beta - T'_1 \cos \beta. \quad (9.26)$$

Расчетный изгибающий момент T_y , Н·м, действующий на лопасть по оси Y (рис. 78), определяется по формуле

$$T_y = T' \cos \beta - T'_1 \sin \beta. \quad (9.27)$$

Номинальная расчетная толщина лопасти s_0 , м, равна

$$s_0 = \sqrt{\frac{6T_y}{b_0 [\sigma_u]} + \frac{3T_x}{b_0^2 [\sigma_u]}}. \quad (9.28)$$

Полная расчетная толщина лопасти, s , м, равна

$$s = s_0 + c,$$

где c – прибавка к расчетной толщине лопасти, м.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Технология целлюлозно – бумажного производства. В 3-х т. Т.1. Сырье и производство полуфабрикатов. Ч.2. Производство полуфабрикатов. – СПб.: Политехника, 2003. - 633 с.
2. Непенин Н.Н. Технология целлюлозы. В 3-х т. Т.1. Производство сульфитной целлюлозы: Учебное пособие для вузов. - М.: Лесная пром-ть, 1976. - 624 с.
3. Непенин Ю.Н. Технология целлюлозы. В 3-х т. Т.2. Производство сульфатной целлюлозы: Учебное пособие для вузов. - М.: Лесная пром-ть, 1990. - 597 с.
4. Оборудование целлюлозно - бумажного производства. В 2-х т. Т.1./ В.А. Чичаев, Н.Л. Глезин, В.А. Евдокимов и др. - М. Лесная пром-ть, 1981. -264 с.
5. Тордуа Г.А. Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: учебное пособие для вузов. - М.: Лесная пром-ть, 1986. - 440 с.
6. Александров А.В., Гаузе А.А., Гончаров В.Н. Оборудование ЦБП Часть I. Основное оборудование для производства целлюлозы: учебное пособие / СПбГТУРП. - СПб., 2014. -90 с.
7. Смирнов В.А., Третьяков Н.П., Третьяков С.Ю., Кушин А.А. Выбор материалов конструктивных элементов бумагоделательного оборудования: учебное пособие / СПбГТУРП. - СПб., 2004. - 96 с.
8. Сиваков В.П. Расчет мешальных устройств оборудования варки целлюлозы: методические указания / УЛТА. - Екатеринбург, 1996. - 31 с.
9. Сиваков В.П., Голынский М.Ю. Бункеры в целлюлозно-бумажной промышленности: учебное пособие / УЛТА. - Екатеринбург, 2012. - 70 с.
8. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. - М.: Изд-во стандартов, 1989.
9. ОСТ 26-08-328-79. Котлы варочные. Типы и основные параметры и размеры. - М.: Изд-во стандартов, 1979.
10. ГОСТ 9929-82. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые стальные. Типы, основные параметры и размеры. - М.: Изд-во стандартов, 1982.
11. ГОСТ 24755-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий. - М.: Изд-во стандартов, 1989.
12. РД 26-15-88. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений. - М.: Изд-во стандартов, 1988.
13. ГОСТ 15608-81. Пневмоцилиндры поршневые. Технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1981.
14. ГОСТ 25859-83. Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета на прочность при малоцикловых нагрузках. - М.: Изд-во стандартов, 1983.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Ведение	3
1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАСЧЕТА ТОНКОСТЕННЫХ ОБОЛОЧЕК НА ПРОЧНОСТЬ.....	4
1.1. Вывод основных уравнений.....	5
1.2. Частные случаи расчета напряжений для тонкостенных оболочек	8
1.3. Расчет участков перехода от конических днищ к цилиндрическим или сферическим оболочкам.....	12
1.4. Расчет выпуклых днищ.....	14
2. РАСЧЕТ КОРПУСА ВАРОЧНОГО КОТЛА ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ.....	17
2.1. Форма корпуса котлов	17
2.2. Расчет внутреннего объема корпуса варочного котла.....	19
2.3. Расчет корпуса варочного котла на прочность	20
2.4. Биметаллические варочные котлы	25
2.5. Арматура варочного котла	25
2.6. Паровой уплотнитель при загрузке котла щепой.....	27
2.7. Системы принудительной циркуляции варочного реагента.....	34
2.8. Определение поверхности теплообменника для подогревания варочного реагента	39
2.9. Схемы теплообменных аппаратов принудительной циркуляции варочного реагента в котлах периодического действия	41
3. УСТАНОВКИ НЕПРЕРЫВНОЙ ВАРКИ ЦЕЛЛЮЛОЗЫ «КАМЮР».....	42
3.1. Схема и работа установки непрерывной варки целлюлозы «Камюр».....	42
3.2. Дозатор-расходомер щепы	44
3.3. Питатель низкого давления	46
3.4. Пропарочная цистерна.....	48
3.5. Питающая камера (труба).....	50
3.6. Питатель высокого давления	53
3.7. Варочный котел установки «Камюр».....	55
3.8. Усовершенствования и модификации установок непрерывной варки целлюлозы «Камюр».....	60
4. МНОГОТРУБНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ НЕПРЕРЫВНОЙ ВАРКИ ПОЛУЦЕЛЛЮЛОЗЫ	64
4.1. Многотрубные установки для варки полуцеллюлозы со шнековым питателем	64
4.2. Многотрубные варочные установки с роторными питателями.....	67
5. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	71
5.1. Расчет диска фланца.....	71
5.2. Расчет литых и кованных фланцев	74
5.3. Расчет плоских приваренных фланцев.....	75
5.4. Приближенный расчет свободных (накидных) фланцев.....	76

6. РАСЧЕТ УКРЕПЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ В СТЕНКАХ АППАРАТОВ.....	78
6.1. Область применения расчетных формул	80
6.2. Определение основных расчетных размеров и коэффициентов	81
6.3. Расчет укрепления одиночных отверстий	84
6.4. Расчет укрепления взаимовлияющих отверстий.....	86
6.5. Расчет укрепления отверстий в аппаратах, работающих под наружным давлением	87
7. ЗАГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА ВАРОЧНОГО КОТЛА.....	88
7.1. Расчет пропускной способности бункеров	89
7.2. Устройства для обрушения сводов технологической щепы в бункерах	90
7.2.1. Виброактиватор бункерный	91
7.2.2. Импульсно-магнитные установки	92
7.2.3. Бункер со стабилизатором давления	92
7.2.4. Бункер с кольцевой подвеской, оснащенной вибраторами.....	93
7.2.5. Бункер с мембранами.....	94
7.2.6. Бункер с форсунками	95
7.3. Бункер с виброактивацией уплотнения щепы.....	96
8. МЕХАНИЗИРОВАННЫЕ КРЫШКИ ВАРОЧНЫХ КОТЛОВ.....	98
8.1. Конструкции крышек варочных котлов.....	98
8.2. Расчет стенок плоских и шаровых крышек	102
8.2.1. Расчет плоских крышек	102
8.2.2. Расчет дисковых крышек типа обратного клапана.....	105
8.2.3. Расчет стенок шаровых крышек	105
8.3. Расчет механизированных крышек	106
8.3.1. Расчет корпуса механизированной крышки.....	106
8.3.2. Расчет штока механизированной крышки	108
8.3.3. Привод механизма подъема диска крышки.....	110
8.3.4. Привод механизма поворота диска крышки.....	111
9. ПЕРЕМЕШИВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ОБОРУДОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЦЕЛЛЮЛОЗЫ.....	113
9.1. Применение перемешивающих устройств в установках для варки целлюлозы....	113
9.2. Расчет мощности привода перемешивающих устройств	118
9.3. Расчет на прочность лопастных и якорных перемешивающих устройств.....	122
9.4. Расчет на прочность пропеллерных перемешивающих устройств	125
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	128

**А.В. АЛЕКСАНДРОВ, М.В. ВАНЧАКОВ,
В.П. СИВАКОВ**

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА
ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНОГО
ПРОИЗВОДСТВА**

Учебное пособие

Редактор и корректор В. А. Басова
Техн. редактор Л. Я. Титова

Темплан 2020 г., поз. 74

Подп. к печати 18.06.2020. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.
Печать офсетная. Объём 8,5 уч.-изд. л.; 8,5 печ. л. Тираж 50 экз.
Изд. №74. Цена «С». Заказ

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт - Петербург, ул. Ивана Черных, 4.