

---

**РАСЧЁТЫ ОБОРУДОВАНИЯ  
ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ**

**Часть 2**

---

**Тамбов**  
**◆ Издательство ГОУ ВПО ТГТУ ◆**  
**2010**

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Тамбовский государственный технический университет»

## **РАСЧЁТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ**

### **Часть 2**

Методические указания и задания  
для выполнения практических самостоятельных работ  
для студентов специальностей 260601 «Машины и аппараты  
пищевых производств», 240902 «Пищевая биотехнология»  
всех форм обучения



---

Тамбов  
Издательство ГОУ ВПО ТГТУ  
2010

УДК 664(076)  
ББК Л81-5я73-5  
Р248

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета

Рецензенты :

Заместитель главного конструктора ЗАО «Завод Тамбовполимермаш»  
*А.В. Иванов*

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Техника и технологии  
производства нанопродуктов» ГОУ ВПО ТГТУ  
*З.А. Михалёва*

Составители :

*В.Н. Долгунин, А.Н. Куди, Е.В. Хабарова,  
В.А. Пронин, П.А. Иванов*

Р248      Расчёты оборудования пищевых производств : методические  
указания / сост. : В.Н. Долгунин, А.Н. Куди, Е.В. Хабарова, В.А.  
Пронин, П.А. Иванов. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. – Ч. 2.  
– 32 с. – 75 экз.

Содержат справочные материалы и рекомендации по  
технологическому расчёту основных видов оборудования для  
разделения и смешения сырья и полуфабрикатов в пищевых  
производствах. Приведены индивидуальные задания для расчётов  
оборудования по вариантам.

Предназначены для студентов специальностей 260601  
«Машины и аппараты пищевых производств», 240902 «Пищевая  
биотехнология» всех форм обучения.

УДК 664(076)

ББК Л81-5я73-5

© Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Тамбовский государственный технический  
университет» (ГОУ ВПО ТГТУ), 2010

Учебное издание

**РАСЧЁТЫ ОБОРУДОВАНИЯ  
ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ**

Методические указания

Составители:

ДОЛГУНИН Виктор Николаевич,  
КУДИ Андрей Николаевич,  
ХАБАРОВА Елена Владимировна,  
ПРОНИН Василий Александрович,  
ИВАНОВ Павел Александрович

Редактор Л.В. Комбарова  
Инженер по компьютерному макетированию Т.Ю. Зотова

Подписано в печать 26.04.2010  
Формат 60 × 84/16. 1,86 усл. печ. л. Тираж 75 экз. Заказ № 239

Издательско-полиграфический центр ГОУ ВПО ТГТУ  
392000, Тамбов, ул. Советская, 106, к. 14

## ВВЕДЕНИЕ

Цель настоящего издания – помочь освоить студентам теоретический курс «Технологическое оборудование» и приобрести навыки инженерных расчётов. В соответствии с принятой в последнее время классификацией оборудования пищевых производств по функционально-технологическому признаку, ко второй группе относится оборудование для проведения технологических операций разделения и смешения сырья и полуфабрикатов. Методические указания по расчётам оборудования пищевых производств, часть 2 позволяют познакомиться со спецификой и с инженерными методиками расчёта основных видов оборудования указанной группы.

Материал в методических указаниях сгруппирован по отдельным темам, что даёт возможность лучше ориентироваться при выборе задач. Внутри каждого раздела материал излагается в следующем порядке: краткая теория, справочные материалы и рекомендации по технологическому расчёту оборудования, задачи и индивидуальные задания по вариантам.

Необходимой предпосылкой для решения задач является предварительное усвоение студентами теоретического материала, изложенного в конспекте лекций и настоящем издании. Список рекомендуемой литературы, приведённый в конце методических указаний, может быть использован при самостоятельном изучении курса, а также при необходимости более полного и детального изучения отдельных вопросов.

Решение задач желательно заканчивать выводом, в котором необходимо обосновать и проанализировать полученный результат. Особенно это относится к случаям, когда возможны различные решения вопроса, сравниваются различные варианты или на практике имеет место отклонение от теоретического результата. Такой подход к результату способствует развитию профессионального мышления.

## 1. РАЗДЕЛЕНИЕ

### 1.1. МАШИНЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ТВЁРДЫХ МАТЕРИАЛОВ

Измельчением называют процесс механического разрушения твёрдых тел под действием внешних сил. Эффективность этого процесса определяется способом приложения силы к дробимому телу. На практике широко используют три основных способа приложения силы к дробимому телу: удар, раздавливание и истирание. Соответственно машины для измельчения твёрдого материала по принципу его разрушения можно разделить на три группы: раздавливающего, ударного и ударно-истирающего действия. К первой группе относят двухвалковые дробилки с гладкими валками ДГ, двухвалковые дробилки с рифлёными валками ДР, двухвалковые дробилки с зубчатыми валками ДДЗ, щёковые дробилки со сложным движением щеки ЩДС, конусные дробилки крупного дробления ККД и КРД, конусные дробилки среднего дробления КСД и конусные дробилки мелкого дробления КМД. Ко второй группе относятся молотковые дробилки М, к третьей – шаровые барабанные мельницы для сухого ШБМ и мокрого МШР помола.

Выбор машины раздавливающего или ударного действия можно сделать ориентировочно по табл. 1.1, где машины расположены в основном в порядке убывания их максимальной производительности при условии постоянства максимального размера загружаемого куска.

При выборе машины ударно-истирающего действия (шаровых мельниц) следует придерживаться рекомендаций, согласно которым начальный размер загружаемых кусков материала не должен превышать 6 мм.

#### 1.1. Ориентировочные данные для выбора машин раздавливающего и ударного действия

Характеристики машины и материала	Тип машины					
	Молотковые	Конусные	Валковые			Щёковые
			зубчатые валки	рифлёные валки	гладкие валки	
Предел прочности, $\sigma_{\max}$ , МПа	80	350	80	250	400	350
Максимальный размер загружаемого куска, $\delta_{\text{н max}}$ , м	0,6	1,2	1,2	0,06	0,075	1,3
Степень измельчения, $i$	10 – 30	4 – 8	6 – 10	3 – 5	3 – 5	4 – 6

**Валковые, щёковые и конусные дробилки.** Для валковых дробилок с гладкими и рифлёными валками величина максимального размера куска зависит от величины зазора между валками и может быть рассчитана по уравнению

$$\delta_{\text{н max}} = \frac{D(1-f)+a}{f}, \quad (1.1)$$

где  $D$  – диаметр валка, м;  $a$  – зазор между валками, м;  $f$  – коэффициент захвата (для гладких валков  $f = 0,954$ , для рифлёных  $f = 0,92$ ).

Производительность валковых дробилок находится из уравнения

$$G = aL\omega\rho_n\mu, \quad (1.2)$$

где  $L$  – длина валка, м;  $\omega$  – окружная скорость валка, м/с;  $\rho_n$  – насыпная плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – коэффициент разрыхления, характеризующий степень заполнения между валками материалом. Для дробилок с гладкими и рифлёными валками  $\mu = 0,25$ , для дробилок с зубчатыми валками  $\mu = 0,5 - 1,12a$ .

Производительность щёковых и конусных дробилок, как правило, определяется путём испытаний машин при измельчении материалов средней прочности и при расчётах корректируется путём умножения на коэффициент размолоспособности  $K_p$ . Для мягких материалов  $K_p = 1$ , для прочных  $K_p = 0,9$ , для очень прочных  $K_p = 0,8$ .

Пересчёт производительности на другую величину  $a$  (с учётом коэффициента размолоспособности) осуществляется по формуле

$$V_a = VK_p \left( 1 + \frac{\Delta a}{a} \right), \quad (1.3)$$

где  $V$  – величина производительности дробилки, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta a$  – изменение ширины разгрузочной щели, м.

При некоторых допущениях уравнение для расчёта мощности дробления можно записать в следующем виде:

$$N = \frac{3(K_\sigma\sigma_{сж})^2 G}{2E\rho_m} (i - 1), \quad (1.4)$$

где  $K_\sigma$  – коэффициент прочности куска;  $\sigma_{сж}$  – предел прочности материала при сжатии, Па;  $E$  – модуль упругости материала, Па;  $G$  – производительность, кг/с;  $\rho_m$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $i$  – степень измельчения.

Мощность электродвигателя привода дробилки определяется с учётом КПД дробилки ( $\eta_d = 0,7$  – для валковых дробилок с гладкими и рифлёными валками,  $\eta = 0,5$  – для валковых дробилок с зубчатыми валками; для щёковых и конусных дробилок  $\eta = 0,4 \dots 0,9$  (в зависимости от объёмной производительности)) и КПД механической передачи ( $\eta_n = 0,9$ ).

При несоответствии расчётной величины мощности электродвигателя, необходимо уменьшить подачу материала в дробилку или увеличить ширину разгрузочного отверстия.

**Задача 1.** Подобрать машину для первой стадии измельчения материала с начальным размером куска  $\delta_{n \max} = 0,75$  м, пределом прочности при сжатии  $\sigma_{сж} = 75 \cdot 10^6$  Па, модулем упругости  $E = 3 \cdot 10^{10}$  Па, насыпной плотностью  $\rho_n = 1200$  кг/м<sup>3</sup>, плотностью частиц  $\rho_m = 2600$  кг/м<sup>3</sup> и дисперсионной характеристикой  $R(\delta_n)$ . Производительность измельчения материала  $G = 100$  т/ч. Конечный размер частиц должен быть меньше  $25 \cdot 10^{-3}$  м.

*Решение.* Вычисляем производительность дробилки по выражению (1.2), приняв величину зазора между валками  $a = 0,13$  м и окружную скорость валка  $\omega = \pi Dn = 3,14 \cdot 1,6 \cdot 0,5 = 2,5$  (м/с):

$$G = 0,13 \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot 1200(0,5 - 1,12 \cdot 0,13) = 272 \text{ кг/с или } 982 \text{ (т/ч)}.$$

Поскольку полученная производительность на порядок больше заданной, будем выбирать машину среди щёковых дробилок (см. табл. 1.1). Переведём заданную производительность в объёмную:

$$V = \frac{100 \cdot 1000}{3600 \cdot 1200} = 0,023 \text{ м}^3/\text{с}.$$

С учётом минимальной ширины разгрузочной щели и коэффициента размолоспособности  $K_p = 1,2$  определим её производительность по формуле (1.3)

$$V = 0,044 \cdot 1,2 \left( 1 - \frac{0,03}{0,13} \right) = 0,041 \text{ м}^3/\text{с}.$$

**Молотковые дробилки.** Молотковые дробилки применяются в тех случаях, когда необходимо получить относительно мелко измельчённый и однородный продукт без последующего применения сортировочных устройств. Они эффективны при измельчении хрупких продуктов (зерно, кость, соль, сахар) и менее эффективны для продуктов с большим содержанием жира. Продукт в молотковых дробилках измельчается ударами молотков по частицам продукта, ударами частиц о кожух дробилки и в результате истирания частиц.

Наибольшее распространение получили дробилки со свободно подвешенными молотками. Считается, что первичное разрушение продукта должно происходить при встрече частицы с молотком. Это возможно при определённой окружной скорости молотков, минимальное значение которой определяют исходя из закона количества движения и принимая начальную скорость движения частицы перед соприкосновением её с молотком равной нулю, по выражению:

$$v_{\min} = \frac{Pt}{m}, \text{ м/с}, \quad (1.5)$$

где  $P$  – средняя мгновенная сила сопротивления разрушению частицы, Н;  $t$  – продолжительность удара молотка по частице, с;  $m$  – масса измельчаемой частицы, кг.

Для снижения ударных действий на машину молотки должны быть уравновешены на удар. Это достигается при условии отсутствия или незначительности ударной реакции в оси подвеса молотков.

Исходя из условия равновесия молотка и закона количества движения в момент удара получено, что молоток обеспечит безударную работу при соблюдении следующего равенства его конструктивных размеров:

$$r^2 = lc, \quad (1.6)$$

где  $r$  – радиус инерции молотка относительно оси подвеса, м;  $l$  – расстояние от оси отверстия молотка до его рабочего конца, м;  $c$  – расстояние между центром тяжести молотка и осью отверстия молотка, м.

Для прямоугольного молотка с одним отверстием квадрат радиуса инерции относительно центра тяжести

$$r_c^2 = \frac{a^2 + b^2}{12} \quad (1.7)$$

и относительно оси подвеса

$$r^2 = r_c^2 + c^2, \quad (1.8)$$

где  $a, b$  – длина и ширина молотка, м.

Принимая, что точка приложения удара находится на конце молотка, получают зависимость

$$l = c + 0,5a. \quad (1.9)$$

Расстояние от оси подвеса до центра тяжести молотка должно равняться

$$c = \frac{a^2 + b^2}{6a}. \quad (1.10)$$

Рабочие размеры молотка с двумя отверстиями при соблюдении условия уравновешивания его на удар можно определить из следующих зависимостей:

$$r_c^2 = 0,5ac, \quad (1.11)$$

$$c^2 + \left( \frac{a^2b}{\pi d^2} - \frac{a}{2} \right) c - \frac{ab(a^2 + b^2)}{6\pi d^2} + \frac{d^2}{8} = 0. \quad (1.12)$$

Наличие второго отверстия в молотке позволяет путём перестановки использовать для работы ещё два его рабочих угла. При этом надо иметь в виду, что даже износ одного рабочего уголка молотка ведёт к нарушению условия равновесия при ударе со всеми вытекающими последствиями.

Во избежание нарушения устойчивой работы молотковых дробилок рекомендуется, чтобы расстояния от оси подвеса молотка до его внешней рабочей кромки и до оси ротора не были бы равны или достаточно близки.

Вал ротора, на котором крепятся диски с промежуточными кольцами, выполняется ступенчатым. Первая ступень под шкив, вторая под подшипник, третья – резьбовая и четвёртая – под диски и кольца. Увеличение диаметра вала от ступени к ступени можно ориентировочно оценить коэффициентом 1,2:

$$d_n = 1,2^n d_0, \quad (1.13)$$

где  $d_0$  – диаметр вала в опасном сечении, м;  $n$  – число ступеней вала.

Считая в первом приближении, что вал будет испытывать переменные нагрузки и малые изгибающие моменты, его диаметр можно определить по формуле

$$d_0 = 0,052 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{\omega}}, \quad (1.14)$$

где  $N$  – передаваемая валом мощность, кВт;  $\omega$  – угловая скорость вала, рад/с.

При расчёте дисков ротора, учитывая центробежные силы как от массы дисков, так и от массы молотков, находят суммарное напряжение на образующей центрального отверстия по формуле

$$\sigma = \sigma_{t\max} + \sigma_t, \quad (1.15)$$

где  $\sigma_{t\max}$  – максимальное окружное напряжение в диске постоянного сечения на образующей центрального отверстия, Н/м<sup>2</sup>;  $\sigma_t$  – окружное напряжение на образующей центрального отверстия, учитывающее массу молотков, Н/м<sup>2</sup>;

Максимальное окружное напряжение в стальном диске можно определить из выражения

$$\sigma_{t\max} = \rho\omega^2(0,825R^2 + 0,175r^2), \quad (1.16)$$

где  $\rho$  – плотность материала диска, кг/м<sup>3</sup>;  $R$  – наружный радиус диска, м;  $r$  – радиус центрального отверстия диска, м.

Окружное напряжение от сил инерции молотков в стальном диске на образующей центрального отверстия определяется из зависимости

$$\sigma_t = \frac{P_n R_0 z}{\pi\delta(R_0^2 + r_0^2)}, \quad (1.17)$$

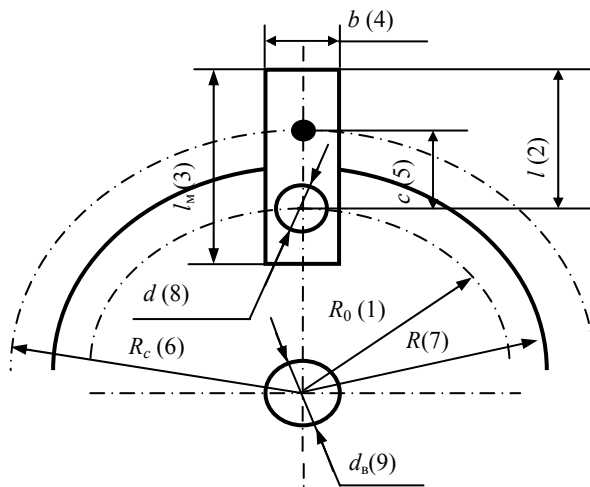
где  $P_n$  – центробежная сила инерции молотка (без учёта отверстия в нём), Н;  $R_0$  – радиус окружности, на которой расположены центры осей подвеса молотков, м;  $z$  – число отверстий в диске под оси подвеса (число молотков);  $\delta$  – толщина диска, м.

Центробежная сила инерции молотка

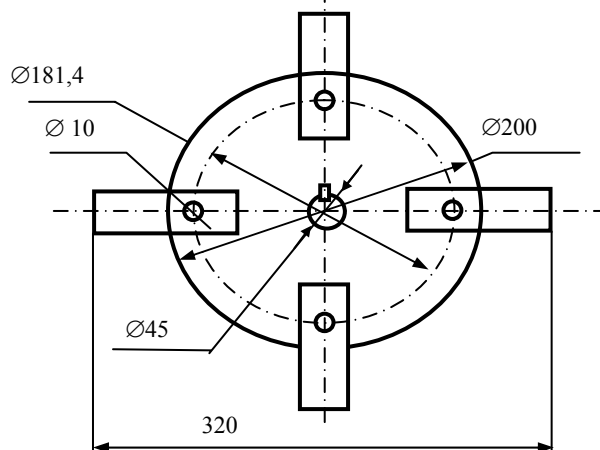
$$P_n = m_m \omega^2 R_c, \quad (1.18)$$

где  $m_m$  – масса молотка, кг;  $R_c$  – радиус окружности расположения центров тяжести молотков, м.

а)



б)



**Рис. 1. Молотковая дробилка:**  
а – схема расчёта; б – результаты



Диаметр оси подвеса молотков определяется из условия её работы как двухопорной балки на изгиб по формуле

$$d = 1,36 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{н}} \delta_{\text{м}}}{[\sigma]_{\text{н}}}}, \text{ м}, \quad (1.19)$$

где  $\delta_{\text{м}}$  – толщина молотка (0,002 ... 0,001), м;  $[\sigma]_{\text{н}}$  – допускаемое напряжение при изгибе, Н/м<sup>2</sup>.

Перемычки между отверстиями под оси подвеса и наружной кромкой диска проверяют на смятие и срез по формулам:

$$\frac{P_{\text{н}}}{\delta d} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (1.20)$$

$$\frac{0,5 P_{\text{н}}}{\delta h_{\text{мин}}} \leq [\sigma]_{\text{ср}},$$

где  $h_{\text{мин}}$  – размер перемычки, м.

Вал, диски и оси под молотки изготавливают из обычных конструкционных сталей, а молотки изготавливают из легированной термически обработанной вязкой износостойчивой стали, например 30ХТСА.

Допускаемые напряжения при смятии и срезе для дисков, изготовленных из углеродистых сталей с временным сопротивлением разрыву 490 – 590 МН/м<sup>2</sup>, при спокойном режиме работы можно принимать до 150 МН/м<sup>2</sup>.

Задача 2. Определить основные параметры рабочих органов молотковой дробилки и дать схему поперечного сечения ротора (пример рис. 1, б), если известны следующие данные: масса измельчаемой частицы  $m$ , продолжительность удара молотка по частице продукта  $t$ , сила сопротивления частицы разрушению  $P$ ; передаваемая мощность  $N$ ; число молотков  $n$ . Принять: начальную скорость движения частицы продукта равной нулю; размеры молотка с одним отверстием – длина  $L$ , ширина 40 мм и толщина 10 мм; молоток изготовлен из стали плотностью 7850 кг/м<sup>3</sup>; допускаемое напряжение при изгибе – 100 МН/м<sup>2</sup>. Диск из стали марки Ст.5 – допускаемы напряжения при смятии  $[\sigma]_{\text{см}} = 65 \text{ МН/м}^2$  и при срезе с учётом предела текучести  $[\sigma]_{\text{ср}} = 0,22 \cdot 28 \cdot 9,81 = 60 \text{ МН/м}^2$ .

С целью проверки сделанных расчётов вычертите схему (в масштабе) установки молотка на диске в порядке, указанном на рис. 1, а цифрами в скобках. Убедившись в согласованности полученных размеров, определите напряжения в опасном месте диска на поверхности центрального отверстия. Исходные данные представлены в табл. 1.2.

### 1.2. Индивидуальные задания для расчёта молотковых дробилок

№ варианта	$m, 10^{-5} \text{ кг}$	$t, 10^{-5} \text{ с}$	$P, \text{ Н}$	$L, \text{ м}$	$n$	$N, \text{ кВт}$
1	3	1	120	0,12	4	10
2	2,8	1	140	0,1	4	10
3	2,6	1	140	0,09	4	10
4	2,4	0,8	150	0,095	4	10
5	2,2	0,8	150	0,08	4	10
6	3,2	0,8	120	0,11	6	12
7	3	1	130	0,115	6	12
8	2,8	1	120	0,112	6	12
9	2,6	1	130	0,108	6	12
10	2,8	1	140	0,115	6	12
11	4,2	0,6	120	1,112	8	15
12	5	0,6	130	1,08	8	15

## 1.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ НЕОДНОРОДНЫХ ЖИДКИХ СИСТЕМ

**Намывные фильтры и фильтрационные аппараты.** Диатомитовый намывной фильтр. Производительность фильтров  $Q$  (в м<sup>3</sup>/ч) определяют по известной площади поверхности фильтрования  $F$  (в м<sup>2</sup>):

$$Q = Fq / (\tau_{\text{осн}} + \tau_{\text{всп}}), \quad (1.22)$$

где  $q$  – пропускная способность фильтра, м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>;  $\tau_{\text{осн}}$  – время основного непосредственного фильтрования, ч;  $\tau_{\text{всп}}$  – время вспомогательное для подготовки фильтра к работе, ч.

Вспомогательное время можно представить в виде

$$\tau_{\text{всп}} = \tau_{\text{зар}} + \tau_{\text{н}} + \tau_{\text{м}}, \quad (1.23)$$

где  $\tau_{\text{зар}}$  – время зарядки фильтра, ч;  $\tau_{\text{н}}$  – время нанесения слоёв диатомита на поверхность фильтрования, ч;  $\tau_{\text{м}}$  – время мойки и санитарной обработки фильтра, ч.

Экспериментально установлено следующие соотношения основного и вспомогательного времени в зависимости от конструкции фильтрующих аппаратов:

$\tau_{\text{осн}}, \text{ ч}$	5 ... 10	8 ... 13	9 ... 18
$\tau_{\text{всп}}, \text{ ч}$	1	2	3

Необходимое число камер в камерных фильтр-прессах

$$n = F/f, \quad (1.24)$$

где  $f$  – площадь поверхности фильтрования одной камеры, м<sup>2</sup>:

$$f = 2(a - 2b)^2, \quad (1.25)$$

где  $a$  – сторона квадрата плиты или рамы по наружным размерам, м;  $b$  – ширина контакта плиты и рамы, м.

Сила давления жидкости на плиту  $P_1$  (в Н) и сила давления на площадь контакта между плитой и рамой  $P_2$  (в Н) соответственно равна:

$$P_1 = F_{\phi} P_{\phi}, \quad (1.26)$$

$$P_2 = F_k P_k, \quad (1.27)$$

где  $F_{\phi}$  – площадь поверхности плиты, на которую давит фильтрованное пиво, м<sup>2</sup>;  $P_{\phi}$  – давление жидкости при фильтровании ( $P_{\phi} = (0,1 \dots 0,4) \cdot 10^6$  Па);  $F_k$  – площадь поверхности контакта между плитой и рамой, м<sup>2</sup>;  $P_k$  – минимальное давление на площадь контакта, необходимое для герметизации стыка между плитой и рамой, Па.

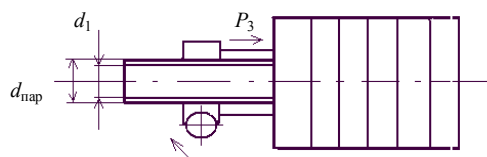
Исходной величиной для расчёта механизма зажима (рис. 2) будет сила

$$P_3 \geq P_1 + P_2. \quad (1.28)$$

При выборе насоса, подающего исходный продукт в фильтр, необходимо учитывать сопротивление перегородки (в Па·с)

$$R = 1,5 R_0 \mu, \quad (1.29)$$

где  $R_0$  – коэффициент сопротивления ( $R_0 = (1 \dots 3) \cdot 10^{10}$ );  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости пива, Па·с.



**Рис. 2. Расчётная схема механизма зажима**

Из-за наличия осадка возможны два режима фильтрации: при постоянном давлении и постоянной скорости фильтрации. Если в течение цикла работы давление не изменяется, то скорость фильтрации падает, так как сопротивление осадка возрастает. При постоянной скорости фильтрации необходимо увеличивать давление в течение всего цикла работы.

Задача 3. Рассчитать площадь поверхности фильтрации диатомитового намывного фильтра для осветления пива, расход диатомита и фильтровального картона за один цикл фильтрации. Определить необходимую мощность электродвигателя механизма зажима рам и плит этого фильтра и необходимые размеры винта и гайки, если производительность фильтра  $Q$  по фильтрованному пиву (фильтрату), средняя скорость фильтрации  $v_{cp}$ , время основного фильтрации  $\tau_{осн}$ , время вспомогательное  $\tau_{всп}$  (табл. 1.3). Нормы расхода: картона –  $q_k = 0,2 \text{ кг/м}^3$ ; диатомита сорта А –  $q_a = 0,4 \text{ кг/м}^3$ , сорта Б –  $q_{дб} = 1,5 \text{ кг/м}^3$ . Общий максимальный расход диатомита по нормам не должен превышать  $M = 50 \text{ кг/ч}$ . Осевое усилие винтового зажима рам и плит фильтр-пресса  $P_3 = 260\,946 \text{ Н}$ ; коэффициент запаса  $k = 1,4$ ; допускаемое напряжение на сжатие  $G_{сж} = 7848 \cdot 10^4 \text{ Па}$ ; угол трения  $\theta = 6^\circ$ . Частота вращения вала электродвигателя  $h = 16,3 \text{ с}^{-1}$ . Передаточное число червячного редуктора  $i = 50$ , КПД передачи  $\eta_n = 0,75$ . Для винта по рассчитанному диаметру выбрать трапецеидальную резьбу, параметры которой определить по справочнику.

### 1.3. Исходные данные для расчёта диатомитового фильтра

№ варианта	$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$v_{cp}, \text{ М}^3/(\text{М}^2 \cdot \text{ч})$	$\tau_{осн}, \text{ ч}$
1	17	0,4	5
2	18	0,5	6
3	16	0,3	7
4	20	0,5	8
5	19	0,6	9
6	16	0,7	10
7	18	0,5	11
8	20	0,4	12
9	16	0,5	14
10	18	0,4	15
11	25	0,7	16
12	16	0,5	15

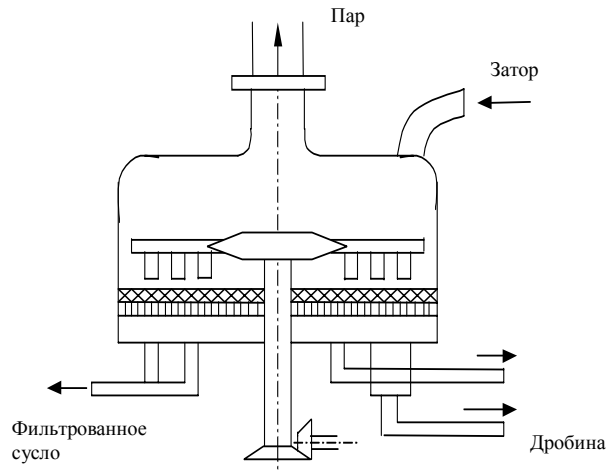
*Фильтрационный аппарат.* Типовой фильтрационный аппарат для отделения суслу от дробины и последующего промывания дробины горячей водой представляет собой стальной цилиндрический резервуар с плоским днищем и сферической крышкой (рис. 3). Внутри на расстоянии 15 мм от днища расположено съёмное фильтрационное сито из отдельных сегментов, на каждом из которых оседает слой дробины из заторной массы.

Профильтрованное сусло стекает из аппарата по трубкам, равномерно распределённым по основному дну. На концы этих трубок насажены краны для регулирования скорости фильтрации. Внутри аппарата на вертикальном валу укреплен механизм для разрыхления слоя дробины во время выщелачивания, представляющий собой мешалку с вертикальными поворотными ножами, которые также используются для выгрузки выщелоченной дробины из аппарата.

Для достижения хорошей фильтруемости затора степень растворения солода должна быть не более 3% и динамический коэффициент вязкости суслу 1500 ... 1600 кПа·с. В основу разработки новых конструкций аппаратов для фильтрации заторов положено уравнение Кармен-Козени:

$$v_{\phi} = K \Delta P \frac{d^2}{(h_{\phi} \mu)}, \quad (1.30)$$

где  $v_{\phi}$  – скорость фильтрации затора, м/с;  $K$  – коэффициент фильтрации;  $\Delta P$  – перепад давления через фильтрующий слой, МПа;  $d$  – диаметр частиц, мм;  $h_{\phi}$  – толщина фильтрующего слоя, мм;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости суслу, кПа·с.



**Рис. 3. Схема фильтрационного аппарата**

С учётом обратной зависимости  $v_{\phi}$  от  $h_{\phi}$  в конструкциях фильтрационных аппаратов предусматривается уменьшение фильтрующего слоя.

Задача 4. Рассчитать размеры фильтрационного аппарата и подобрать из каталога фильтрационный аппарат при затирании  $G_1$  зернопродуктов, если выход сырой дробины  $v_d$  из 100 кг затираемых зернопродуктов, а высота слоя дробины на фильтрационном сите  $h_{\phi}$ . Исходные данные представлены в табл. 1.4.

**1.4. Исходные данные для расчёта фильтровального аппарата**

№ варианта	$G_1$ , кг	$v_d$ , м <sup>3</sup>	$h_{\phi}$ , мм
1	3500	0,18	0,3
2	3000	0,15	0,25
3	4000	0,2	0,3
4	3200	0,25	0,35
5	4000	0,3	0,3
6	3500	0,2	0,3
7	3000	0,1	0,25
8	2500	0,2	0,3
9	3500	0,1	0,2
10	4000	0,15	0,3
11	3000	0,15	0,35
12	5000	0,2	0,3

**Сепараторы-сливкоотделители.** Скорость осаждения частиц дисперсной фазы определяется по формуле Стокса

$$v = \frac{1}{18} g d^2 \frac{\rho_c - \rho_r}{\mu_c}, \quad (1.31)$$

где  $d$  – диаметр частиц дисперсной фазы, м;  $\rho_c$  – плотность дисперсной среды, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_r$  – плотность частицы дисперсной фазы, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_c$  – вязкость дисперсной среды, л/м<sup>2</sup>.

Заменяя земное ускорение центростремительным, получим радиальную скорость частиц

$$v_r = \frac{1}{18} \omega^2 R d^2 \frac{\rho_c + \rho_r}{\mu_c}. \quad (1.32)$$

Фактор разделения

$$F = \frac{2\pi}{3} \frac{\omega^3}{v_d} Z (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.33)$$

где  $v_d$  – расход сепарируемой жидкости через барабан,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $Z$  – число тарелок в барабане;  $\alpha$  – угол подъема образующей конуса тарелки, град;  $R_{\max}$  – максимальный расчётный радиус тарелки, м;  $R_{\min}$  – минимальный расчётный радиус тарелки, м (рис. 4).

Комплекс величин, характеризующих жидкую смесь и её способность отстаиваться в гравитационном поле, называют разделяемостью жидкой смеси.

$$\tau = \frac{1}{18} \frac{\rho_c - \rho_r}{\mu_c} d^2, \text{ с.} \quad (1.34)$$

Сопротивляемость жидкой среды распределению

$$E = \frac{1}{\tau} = 18 \frac{\mu_c}{(\rho_c - \rho_r) d^2}, \text{ 1/с.} \quad (1.35)$$

Теоретическая объёмная производительность сепаратора по Г.И. Бремеру

$$v_T = 0,116 \omega^2 z \text{tg} \alpha (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \frac{\rho_c - \rho_r}{\mu_c} d_r^2, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.36)$$

где  $\mu_c$  – динамическая вязкость среды,  $\text{с}/\text{м}^2$ ;  $d_r$  – минимальный диаметр выделяемой дисперсной частицы, м.

Действительная производительность сепаратора меньше теоретической производительности

$$\frac{v_d}{v_T} = \beta = 0,5 \dots 0,7,$$

где  $\beta$  – технологический КПД сепаратора.

Лукьяновым Н.Я. экспериментально установлена зависимость

$$\frac{\rho_c - \rho_r}{\mu_c} = 2800 t, \quad (1.37)$$

где  $t$  – температура молока в  $^{\circ}\text{C}$ .

Предельно минимальный размер выделяемых сепаратором жировых частиц

$$d_{\min} = \frac{2,94}{10} \sqrt{\frac{v_T \mu_c}{\beta z \text{tg} \alpha (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) (\rho_c - \rho_r)}}, \text{ м.} \quad (1.38)$$

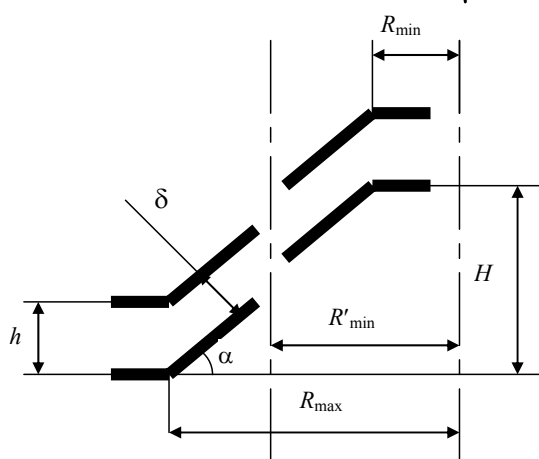


Рис. 4. Расчётная схема тарелок сепаратора

Продолжительность непрерывной работы сепаратора с ручной выгрузкой осадка определяется объёмом грязевого пространства барабана  $V_{гр}$  и объёмными концентрациями загрязнений в сепарируемой жидкости и в фугате

$$\tau_c = \frac{100 V_{гр}}{V_d (C_\gamma - C_n)}, \text{ с.} \quad (1.39)$$

где  $C_\gamma$  – объёмная концентрация загрязнений до сепарации, %;  $C_n$  – объёмная концентрация загрязнений после сепарации, %.

Эффективность работы сепаратора-сливкоотделителя характеризуется степенью обезжиривания

$$\delta = \frac{V_{\text{сл}} C_{\text{сл}}}{V_{\text{м}} C_{\text{м}}} 100\% = \frac{C_{\text{сл}} (C_{\text{м}} - C_{\text{об}})}{C_{\text{м}} (C_{\text{сл}} - C_{\text{об}})} 100, \quad (1.40)$$

где  $V_{\text{сл}}$ ,  $V_{\text{м}}$  – объёмы полученных сливок и переработанного молока;  $C_{\text{сл}}$ ,  $C_{\text{м}}$ ,  $C_{\text{об}}$  – жирность сливок, молока, обрат, %.  
Количество сливок, выделенных сепаратором

$$V_{\text{сл}} = V_{\text{м}} \frac{C_{\text{м}} - C_{\text{об}}}{C_{\text{сл}} - C_{\text{об}}}, \text{ м}^3. \quad (1.41)$$

Производительность сепараторов для высокожирных сливок (по исходному продукту) ориентировочно определяется по формуле

$$V_{\text{вж}} = \frac{0,2V_3}{\lg \frac{C_{\text{max}} - C_{\text{нач}}}{C_{\text{max}} - C_{\text{кон}}}}, \quad (1.42)$$

где  $V_3$  – производительность при сепарировании молока;  $C_{\text{max}}$  – 90% максимально возможная жирность;  $C_{\text{нач}}$  – жирность исходных сливок, %;  $C_{\text{кон}}$  – жирность высокожирных сливок, %.

*Мощность, потребляемая сепаратором.* Мощность, потребляемая сепаратором

$$N_c = \frac{N_b}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (1.43)$$

где  $N_b$  – расчётная мощность на привод сепаратора, кВт;  $\eta$  – механический КПД привода барабана.

$$N_b = N_1 + \sum N_2 + N_3 + N_4 + N_5, \quad (1.44)$$

где  $N_1$  – мощность, затрачиваемая на придание кинетической энергии выводимым фракциям молока, кВт;  $N_2$  – мощность, затрачиваемая на преодоление трения фракций о напорные диски, кВт;  $N_3$  – мощность, затрачиваемая на встроенный центробежный насос, кВт;  $N_4$  – мощность, затрачиваемая на преодоление трения в манжетах, кВт;  $N_5$  – мощность, затрачиваемая на преодоление аэродинамических сопротивлений барабана, кВт.

$$N_1 = 5 \cdot 10^{-4} \phi V_{\phi} \rho \omega^2 R_0^2, \text{ кВт}, \quad (1.45)$$

где  $\phi$  – экспериментальный коэффициент ( $\phi = 1,1 \dots 1,2$ );  $V_{\phi}$  – объём выводимой фракции, м<sup>3</sup>/с;  $\rho$  – плотность фракции, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – угловая скорость барабана, рад/с;  $R_0$  – расстояние от оси барабана до торца отверстия, через которое жидкость покидает барабан, м;

$$N_2 = 7,7 \cdot 10^{-6} \rho k (r_{\text{н}}^{4,6} - r_{\text{вн}}^{4,6}) \omega^{2,8}, \text{ кВт}, \quad (1.46)$$

$$k = \left(1 + \frac{hr_{\text{н}}}{r_{\text{н}}^2 - r_{\text{вн}}^2}\right), \quad (1.47)$$

где  $r_{\text{н}}$  – наружный радиус напорного диска, м;  $r_{\text{вн}}$  – внутренний радиус кольца жидкости, м;  $h$  – толщина напорного диска, м;

$$N_3 = \frac{V_{\text{д}} (p_{\text{наг}} - p_{\text{вс}})}{1000\eta}, \text{ кВт}, \quad (1.48)$$

где  $V_{\text{д}}$  – расход молока, обрат или сливок, м<sup>3</sup>/с;  $p_{\text{наг}}$  и  $p_{\text{вс}}$  – давление нагнетания и всасывания, Н/м<sup>2</sup>;  $\eta$  – общий КПД насоса; встроенные центробежные насосы герметических сепараторов работают с очень низким КПД  $\eta = 0,5 - 0,10$ . На рабочем ходу сепаратора

$$N_4 = 0,02z_{\text{м}}, \text{ кВт}, \quad (1.49)$$

где  $z_{\text{м}}$  – число манжет;

мощность аэродинамических сопротивлений барабана с коническим дном и крышкой

$$N_5 = 196 \cdot 10^{-7} \lambda \rho_{\text{в}} \omega^3 D^5 \left( \frac{1}{\cos \alpha_{\text{д}}} + 10 \frac{H}{D} + \frac{1}{\cos \alpha_{\text{к}}} \right). \quad (1.50)$$

Мощность аэродинамических сопротивлений барабанов сепараторов с плоским дном

$$N_5 = 627 \cdot 10^{-6} \lambda \rho_b \omega^3 R^5 \left( 1 + 5 \frac{H}{R} + \frac{1}{\cos \alpha_k} \right), \quad (1.51)$$

где  $\lambda$  – коэффициент аэродинамических сопротивлений;  $\rho_b$  – плотность воздуха,  $\text{кг/м}^3$  ( $\rho_b = 1,2 \dots 1,3 \text{ кг/м}^3$ );  $D, R$  – средний диаметр и радиус цилиндрической части барабана, м;  $H$  – высота цилиндрической части барабана, м;  $\alpha_d, \alpha_k$  – углы наклона образующих конусов дна и крышки, град. При  $Re = (9 \dots 18) \cdot 10^5$  для барабанов в гладких кожухах  $\lambda = (14 \dots 18) \cdot 10^{-4}$ ; для барабанов в кожухах с рёбрами  $\lambda = (18 \dots 22) \cdot 10^{-4}$ .

Меньшие значения соответствуют более высоким числам критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega R^2}{\nu}, \quad (1.52)$$

где  $\nu \approx 1,52 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2/\text{с)}$  – вязкость воздуха.

Задача 5. Определить технологический КПД барабана сепаратора-сливкоотделителя и продолжительность непрерывной его работы, если паспортная производительность  $V = 5000$  л/ч, скорость барабана  $n_m = 6000$  об/мин, число конических тарелок  $Z$ , максимальный и минимальный радиусы рабочей части тарелок  $R_{\max}$  и  $R_{\min}$ , высота рабочей части тарелок  $H_t$ . Объём грязевого пространства барабана  $V_{гр}$ . Максимальный размер жировых частиц в оброте  $d$  меньше 1 мк. Объёмная концентрация загрязнения молока до сепарирования  $C_\gamma = 0,04\%$  и после сепарирования  $C_n = 0,001\%$ , температура молока  $t = 40^\circ\text{C}$ . Исходные данные для расчёта представлены в табл. 1.5.

### 1.5. Исходные данные для расчёта сепаратора

№ варианта	$Z$	$R_{\max}$	$R_{\min}$	$H_t$	$V_{гр}$
1	105	140	45	138	3
2	105	140	46	140	4
3	105	145	47	138	4.5
4	110	145	48	140	4
5	110	145	49	138	3
6	110	150	45	140	3
7	115	150	46	138	4
8	115	150	47	140	4.5
9	115	150	48	138	4
10	115	140	49	140	3
11	105	140	45	138	3
12	105	140	46	140	4

**Центрифуги.** Расчёт производительности фильтрующей центрифуги начинается с определения толщины слоя осадка, который может быть получен

$$h_{ос} = V_p \varphi / F_{\text{фн}} = V_p \varphi / (\pi D_b L), \quad (1.53)$$

где  $V_p$  – рабочий объём барабана;  $\varphi$  – коэффициент заполнения ( $\sim 0,75$ );  $F_{\text{фн}}$  – площадь фильтрования,  $\text{м}^2$ ;  $D_b, L$  – диаметр внутренний и длина барабана, м.

$$V_p = \frac{\pi}{4} (D_b^2 - D_6^2) L, \quad (1.54)$$

где  $D_6$  – диаметр борта барабана, м.

Фактор разделения при угловой скорости вращения ротора  $\omega$  (рад/с):

$$F = \frac{\omega^2 D_B}{2g}. \quad (1.55)$$

Определяем центробежное давление фильтрования

$$\Delta P_{ц} = \frac{\rho_{ж} \omega^2 D_B V_p \varphi}{2F_{\phi}}, \text{ Па.} \quad (1.56)$$

Производительность центрифуги по фильтрату

$$V_{\phi} = \frac{\rho_{ж} \omega^2 D_B V_p \varphi F_{\phiп}}{2\mu(r_0 V_p \varphi + r_{\phiп} F_{\phiп})}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.57)$$

где  $\rho_{ж}$ ,  $\mu$  – плотность и вязкость суспензии,  $r_0$ ,  $r_{\phiп}$  – удельное сопротивление осадка и фильтрующей перегородки.

Производительность центрифуги по суспензии

$$V_c = \frac{\rho_{ж} \omega^2 D_B V_p \varphi F_{\phiп}}{2\mu[r_0 V_p \varphi(1 - x_1) + r_{\phiп} F_{\phiп}(1 - x_1)]}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.58)$$

где  $x_1$  – отношение объёма образовавшегося осадка к объёму отфильтрованной суспензии.

Время фильтрования

$$\tau_{\phi} = \frac{2r_{\phiп}\mu}{\rho_{ж}\omega^2 D_B} + \frac{\rho_{ж}\omega^2 D_B V_p \varphi F_{\phiп} - 2\mu r_{\phiп} F_{\phiп} V_c}{2\mu r_0 x_1 V_p V_c}, \text{ с.} \quad (1.59)$$

Время промывки

$$\tau_{пр} = \frac{2v_{пр.ж} V_p \varphi \rho_T (1 - \varepsilon_{ос}) \mu_{пр.ж} r_0}{\rho_{ж} \omega^2 D_B F_{\phiп}}, \quad (1.60)$$

где  $v_{пр.ж}$  – удельный объём промывной жидкости на 1 кг твёрдой фазы, м<sup>3</sup>/кг;  $\mu_{пр.ж}$  – вязкость промывной жидкости, Па·с;  $\varepsilon_{ос}$  – порозность осадка, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

Время сушки принимают

$$\tau_c = 0,7\tau_{пр}, \text{ с.}$$

Вспомогательное время (разгон, торможение, выгрузка осадка)

$$\tau_c = 1,15\tau_{пр}, \text{ с.}$$

Время полного цикла обработки суспензии

$$\tau_{ц} = \tau_{\phi} + \tau_{пр} + \tau_c + \tau_B, \text{ с.}$$

Средняя производительность по суспензии

$$V_{c.ср} = 0,8 \frac{V_p \varphi}{x_1 \tau_{ц}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (1.61)$$

Требуемое количество центрифуг  $z = \frac{V_c}{V_{c.ср}}$ ;  $V_c = G / \rho_c$ , м<sup>3</sup>/ч,

где  $G$  – расход перерабатываемой суспензии, кг/ч;  $\rho_c$  – плотность суспензии, кг/м<sup>3</sup>,

$$\rho_c = \frac{\rho_T \rho_{ж}}{\rho_T - x_T (\rho_T - \rho_{ж})},$$



где  $x_t$  – массовая концентрация твёрдой фазы, %.

Задача 6. Рассчитать производительность фильтрующей центрифуги и определить количество центрифуг для переработки 4,7 кг/ч водной суспензии, если массовая концентрация твёрдой фазы в суспензии – 16%; плотность твёрдой фазы – 1840 кг/м<sup>3</sup>; удельное сопротивление осадка –  $1,1 \cdot 10^{11}$  м<sup>-2</sup>; удельное сопротивление фильтрующей перегородки –  $8,2 \cdot 10^9$  м<sup>-2</sup>; вязкость суспензии –  $1,2 \cdot 10^{-3}$  Па·с; вязкость промывной жидкости –  $0,96 \cdot 10^{-3}$  Па·с; плотность промывной жидкости – 1000 кг/м<sup>3</sup>; порозность осадка – 0,46; отношение объёма образовавшегося осадка к объёму отфильтрованной суспензии – 0,28. Расход перерабатываемой суспензии –  $G$ ; скорость вращения –  $n$ , а так же конструктивные размеры барабана – диаметр внутренний  $D_B$ , диаметр борта  $D_6$ , длина барабана  $L$  приведены в табл. 1.6.

### 1.6. Исходные данные к расчёту фильтрующей центрифуги

№ варианта	$G$ , кг/ч	$D_B$ , мм	$D_6$ , мм	$L$ , мм	$n$ , с <sup>-1</sup>
1	4000	600	500	350	25
2	4500	630	550	350	23,7
3	4700	800	750	400	20,8
4	5000	1200	1100	500	25,8
5	4600	1000	900	750	24
6	5500	1200	1100	600	16,3
7	5000	630	600	300	39,8
8	5500	900	800	400	25
9	5200	1250	1100	600	16,7
10	5700	1800	1700	750	12
11	6000	2000	1800	910	10
12	5500	2200	2000	1740	10

## 2. СМЕШЕНИЕ

### 2.1. РАСЧЁТ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Перемешивание в жидкой среде применяют при получении суспензий и эмульсий. При смешивании пластичных и сыпучих материалов ставится задача получения однородной массы основного вещества с различными твёрдыми, жидкими и пластичными добавками. При перемешивании интенсифицируются тепловые, диффузионные и биохимические процессы.

Для перемешивания используют смесители различных конструкций.

Расчёт перемешивающих устройств заключается в определении мощности, расходуемой на перемешивание, которому предшествует выбор типа, размеров и частоты вращения мешалки.

Выбор типа мешалки зависит от свойств перемешиваемых материалов и целей процесса. Для выбора типа мешалки и определения соотношения размеров мешалки и аппарата можно воспользоваться данными табл. 2.1.

В таблице 2.2 приведены основные технические данные стандартных аппаратов с мешалками, по которым можно определить диаметр аппарата. По известному диаметру аппарата можно рассчитать ориентировочный диаметр мешалки. Принимается диаметр мешалки из стандартного ряда (табл. 2.3.) (ближайшее значение к рассчитанному диаметру).

## 2.1. Типы мешалок

Мешалка	Схема мешалки	Параметры мешалки	Область применения
Лопастная мешалка		$D/d_M = 1,4 \dots 1,7$ ; $h_M/d_M = 0,1$ ; $h/d_M = 0,4 \dots 1,0$ ; $\xi = 0,86$ (КПД); $v = 1,5 \dots 5$ м/с при $\mu < 0,5 \cdot 10^{-3}$ Па·с; $v = 1,5 \dots 3,2$ м/с при $\mu < 0,5 \dots 3 \cdot 10^{-3}$ Па·с	Перемешивание твёрдых и волокнистых частиц в жидкости
Турбинная мешалка		$D/d_M = 3 \dots 4$ ; $h_M/d_M = 0,2$ ; $h/d_M = 0,4 \dots 1,0$ ; $b/d_M = 0,1$ ; $\xi = 0,84$ (КПД); $v = 2,5 \dots 10$ м/с при $\mu < 10 \cdot 10^{-3}$ Па·с; $v = 2,5 \dots 7$ м/с при $\mu \geq 10 \cdot 10^{-3}$ Па·с	Взвешивание и растворение твёрдых частиц, и эмульгирование жидкостей с большой разностью плотностей

Для определения глубины образующейся воронки определяем критерии  $\Gamma$  и  $Re_{ц}$ , рассчитываем параметр  $E$  и по номограмме (рис. 2.1) определяем значение  $B$ .

$$\Gamma = \frac{8H_{ж}}{D} + 1; Re_{ц} = \frac{\omega d_M^2 \rho_{ж}}{\mu}; E = \frac{\Gamma}{\xi_M Z Re_{ц}^{0,25}},$$

где  $Z$  – количество мешалок на валу.

Глубина воронки в аппарате без перегрузок:  $h_B = B \omega^2 d_M^2 / 2$ , м. Высота установки мешалки:  $h = 0,5 d_M$ , м. Предельно допустимая величина воронки:  $h_{пр} = H_{ж} - h$ , м. Если  $h_B > h_{пр}$ , то в аппарате необходимо установить отражательные перегородки.

Диаметр вала выбираем по табл. 2.2, предварительно определив его по формуле

$$d_B = C d_M,$$

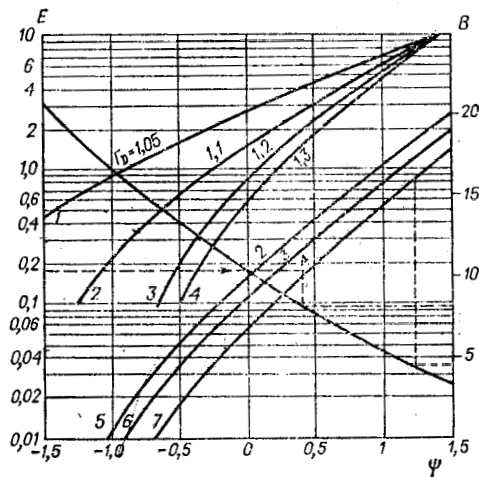
где  $C = 0,117$  – для турбинных,  $C = 0,166$  – для лопастных мешалок.

При определении мощности электродвигателя  $N_3$  учитывается: мощность, теряемая в торцевом уплотнении  $N_{уп} = 6020 d_B^3$ ; мощность, затрачиваемая на перемешивание  $N = K_N \rho_{ж} \omega^3 d_M^5$ , коэффициент  $K_N$  определяется по зависимости, представленной на рис. 2.2.

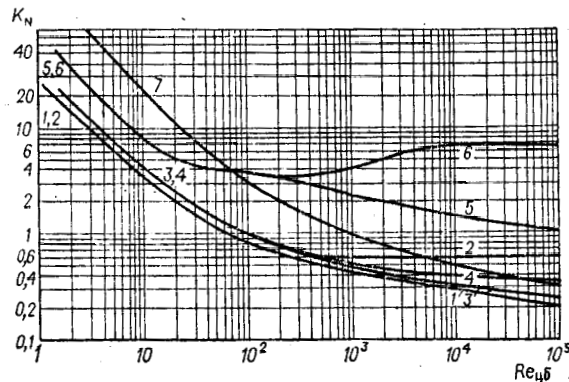
$$N_3 = (k_H k_{п} N + N_{уп}) / \xi, \text{ Вт,}$$

где  $k_H$  – коэффициент высоты уровня жидкости в аппарате,  $k_H = \left(\frac{H_{ж}}{D}\right)^{0,5}$ ; коэффициент  $k_{п} = 1,25$ , если перегородок нет;

$k_{п} = 1$ , если перегородки есть;  $\xi = 0,85 \dots 0,9$  – КПД.



**Рис. 2.1. Номограмма к расчёту глубины воронки:**  
 1, 2, 3, 4 – мешалки якорные и рамные;  
 5, 6, 7 – мешалки трёхлопастные, двухлопастные и турбинные



**Рис. 2.2. Зависимость  $K_N = f(Re_{цв})$  для перемешивающих устройств:**  
 1, 3 – двухлопастное ( $\Gamma = 1,5$ ) и трёхлопастное (пропеллерное) ( $\Gamma = 3$ );  
 2 – двухлопастное в сосуде с перегородками ( $\Gamma = 1,5$ ); 4 – трёхлопастное (пропеллерное) в сосуде с перегородками ( $\Gamma = 3 \dots 4$ ); 5 – турбинное открытое ( $\Gamma = 4$ );  
 6 – турбинное открытое в сосуде с перегородками; 7 – якорное и рамное ( $\Gamma = 1,15$ )

## 2.2. Основные технические данные аппаратов с мешалками

Объём аппарата $V_n, \text{ м}^3$	Диаметр аппарата $D, \text{ мм}$	Диаметр вала $d_v, \text{ мм}$	Высота уровня жидкости $H_{ж}, \text{ м}$
1; 1,25; 1,6	1200	50; 65	0,76; 0,93; 1,16
2,0; 2,5	1400	50; 65; 80	1,09; 1,33
3,2; 4,0	1600	65, 80	1,33; 1,63
5,0; 6,3	1800	65, 80, 95	1,63; 2,01
8,0	2000	65, 80, 95	2,08

10,0	2200	80, 95	2,16
12,5; 16; 20	2400; 2400; 2600	80, 95, 110	2,27; 2,86; 3,04

### 2.3. Стандартный ряд диаметров мешалок

Тип мешалки	$d_m$ , мм
Лопастная	80, 100, 125, 160, 180
Трёхлопастная	200, 220, 250, 280, 320, 360
Турбина	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800

Задача 7. Рассчитать перемешивающее устройство для аппарата номинальным объёмом  $V_n$ , если перемешиваются жидкость плотностью  $\rho_{ж}$  и твёрдые частицы размером  $\delta$ , плотностью  $\rho_{т}$ . Вязкость среды  $\mu$ . Подобрать к перемешивающему устройству мотор-редуктор. Исходные данные для расчёта, приведены в табл. 2.4.

### 2.4. Исходные данные для расчёта перемешивающего устройства

№ варианта	$V_n$ , м <sup>3</sup>	$P$ , мПа	$\delta$ , мм	$\rho_{ж}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{т}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\mu$ , Па·с·10 <sup>-3</sup>	Среда
1	1	3,2	1,5	1000	1700	1,5	агрессивная
2	1,6	3,2	1,9	800	1300	2	взрывоопасная
3	3,2	0,6	0,8	1020	2500	5,4	агрессивная
4	1,25	3,2	1,2	1100	2300	3,8	взрывоопасная
5	4	2,5	0,7	1030	1800	1,6	агрессивная
6	2,5	2,5	1,6	950	1500	2,5	взрывоопасная
7	8	0,6	0,8	1000	1400	3,4	агрессивная
8	3,2	3,2	1,5	810	1460	4,8	взрывоопасная
9	10	0,6	1,3	1030	2300	10,5	агрессивная
10	4	0,6	1,3	1250	2300	43,8	взрывоопасная
11	12,5	0,6	1,3	1150	2300	35,6	агрессивная
12	5,0	0,6	1,3	90	2300	40	взрывоопасная

**Тестомесильные машины.** При создании новой машины расчёт начинают с обоснования выбора единичной мощности (производительности). Затем определяют вместимость месильной камеры и производят расчёт баланса энергозатрат, расчёт мощности, потребной для привода тестомесильной машины, подбор электродвигателя и редуктора. После этого выполняют прочностные расчёты.

Производительность тестомесильной машины выбирают из расчёта обеспечения тестом разделочных линий и печей в соответствии с параметрическими рядами технологического оборудования хлебопекарных заводов. Для хлебопекарных печей параметрическим рядом установлена следующая рабочая площадь пода (в м<sup>2</sup>): 10, 16, 25, 50, 80, 100 и 125. Для обеспечения производительности указанного ряда необходимо иметь 2–3 типоразмера машин.

Производительность тестомесильной машины (в кг/ч) определяют по уравнению:

$$\Pi_{\text{м}} = \Pi_{\text{п}} \frac{100 + Y}{100} k_0, \quad (2.1)$$

где  $\Pi_{\text{п}}$  – производительность печи по горячему хлебу, кг/ч;  $Y$  – упёк, % к горячему хлебу;  $k_0$  – коэффициент, учитывающий возможные остановки на регулировку и очистку. Для машин непрерывного действия  $k_0 = 1,06 \dots 1,08$ ; периодического  $k_0 = 1,2 \dots 1,3$ .

Затем определяют вместимость месильной камеры ( $\text{м}^3$ ):

а) для машин непрерывного действия

$$V_{\text{н}} = \frac{\Pi_{\text{м}} \tau}{3600 \rho k_1}, \quad (2.2)$$

где  $k_1$  – коэффициент заполнения месильной камеры,  $k_1 = 0,5 \dots 0,7$ ;  $\tau$  – длительность замеса, с;  $\rho$  – плотность теста,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

б) тестомесильная машина периодического действия

$$V_{\text{п}} = \frac{\Pi_{\text{м}} (\tau + \tau_{\text{в}})}{3600 \rho k_2}, \quad (2.3)$$

где  $\tau_{\text{в}}$  – длительность вспомогательных операций, с;  $k_2$  – коэффициент заполнения месильной камеры,  $k_2 = 0,4 \dots 0,5$ .

При выполнении проверочного расчёта производительность тестомесильной машины (в кг/ч) по известной вместимости дежи определяют так:

– для машин непрерывного действия –  $\Pi = 3600 V \rho k_1 / \tau$ ;

– для машин периодического действия –  $\Pi = 3600 V \rho k_2 / (\tau + \tau_{\text{в}})$ .

Расход энергии на замес теста определяется при анализе рабочего процесса с целью совершенствования его механизма и обоснования рациональных параметров, а так же при расчёте тестомесильной машины. Баланс энергозатрат (в Дж) на один цикл (оборот) месильной лопасти

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4,$$

где  $A_1$  – работа, расходуемая на перемешивание масс;  $A_2$  – работа, расходуемая на перемешивание месильных лопастей;  $A_3$  – работа, расходуемая на нагрев теста и соприкасающихся с ним металлических частей машины;  $A_4$  – работа, расходуемая на изменение структуры теста.

$$A_1 = ab\pi n^2 \cos(90 - \alpha) (r_2^2 - r_1^2) [(1 - k)\pi^2 (r_1^2 + r_2^2) + kS^2/2], \quad (2.4)$$

где  $a$  – число лопаток;  $b$  – высота лопатки;  $\alpha$  – угол атаки лопатки;  $\rho$  – плотность теста;  $n$  – частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ ;  $k$  – коэффициент подачи теста, показывающий, какая доля массы, захваченной месильной лопаткой, перемещается в осевом направлении,  $k = 0,1 \dots 0,5$ ;  $S$  – шаг образующей наклона лопатки, м.

$$A_2 = \frac{2}{3} ab\delta \rho_{\text{л}} \pi^2 n^2 (r_2^3 - r_1^3), \quad (2.5)$$

где  $\delta$  – толщина месильной лопатки;  $\rho_{\text{л}}$  – плотность материала, из которого изготовлена лопатка;  $r_1, r_2$  – минимальный и максимальный радиусы окружностей, описываемых концами месильной лопатки.

$$A_3 = \frac{m_{\text{т}} c_{\text{т}} (t_2 - t_1) + m_{\text{м}} c_{\text{м}} (t_4 - t_3)}{n\tau}, \quad (2.6)$$

где  $m_{\text{т}}$  – масса теста в смесительной ёмкости;  $m_{\text{м}}$  – масса греющихся металлоконструкций;  $c_{\text{т}}, c_{\text{м}}$  – средние теплоёмкости теста и металла;  $t_1, t_2$  – температура массы в начале и в конце смешивания;  $t_3, t_4$  – температура лопатки в начале и в конце процесса;  $\tau$  – длительность замеса.

Если принять допущение, что температура теста и соприкасающихся с ним частей машины одинакова, тогда:

$$A_3 = \frac{t_2 - t_1 (m_{\text{т}} c_{\text{т}} + m_{\text{м}} c_{\text{м}})}{n\tau}. \quad (2.7)$$

При расчёте непрерывно действующих машин, последнее слагаемое не учитывается.

Поскольку структурные изменения в тесте зависят от интенсивности замеса, работу, расходуемую на изменение структуры теста приблизительно можно определить как  $A_4 = (0,05 \dots 0,1)A_1$ .

Для сопоставления показателей энергозатрат различных типов тестомесильных машин эти показатели относят к 1 грамму замешенного теста:

$$A_{i\text{уд}} = \frac{A_i n \tau}{m}, \quad (2.8)$$

где  $A_{i\text{уд}}$  – расход энергии за один цикл.

Мощность привода электродвигателя

$$N_3 = \frac{A n}{\eta_1 \eta_2}, \quad (2.9)$$

где  $\eta_1$  – КПД основных механизмов тестомесильной машины,  $\eta_2$  – КПД промежуточных механизмов (редуктор, вариатор), при их отсутствии  $\eta_2 = 1$ .

Фактическую удельную работу можно определить так:

$$A_{\text{уд}} = \frac{N_3 \eta n_2 \tau}{m} \text{ или } A_{\text{уд}} = \frac{A n \tau}{m}. \quad (2.10)$$

Интенсивность замеса  $U = \frac{N_3}{m}$ , Вт/г.

Задача 8. Рассчитать тестомесильную машину интенсивного замеса периодического действия, производительность которой должна обеспечить работу линии с печью площадью пода до  $16 \text{ м}^2$ ; производительность которой по горячему хлебу –  $350 \text{ кг/ч}$ . Исходные данные для расчёта: упёк –  $7\%$ ; длительность замеса –  $150 \text{ с}$ ; длительность вспомогательных операций  $250 \text{ с}$ ; коэффициенты  $k_0 = 1,3$ ;  $k_2 = 0,5$ ; частота вращения –  $24,3 \text{ с}^{-1}$ ; число месильных лопастей –  $2$ . Параметры месильной лопасти: высота –  $0,015 \text{ м}$ ; угол атаки –  $45^\circ$ ; шаг образующей наклона лопатки –  $0,9 \text{ м}$ ; плотность материала лопатки  $7800 \text{ кг/м}^3$ ; теплоёмкость –  $500 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ . Принять: плотность теста –  $1100 \text{ кг/м}^3$ ; теплоёмкость теста при  $30^\circ\text{C}$   $2500 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ ; коэффициент подачи теста –  $0,4$ ; КПД машины –  $0,85$ . Значения температур обосновать и принять самостоятельно.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковалевский, В.И. Проектирование технологического оборудования и линий : учебное пособие для вузов / В.И. Ковалевский. – СПб. : ГИОРД, 2007. – 320 с.
2. Ивашов, В.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности : в 2 ч. Ч. 2. Оборудование для переработки мяса : учебное пособие для вузов / В.И. Ивашов. – СПб. : ГИОРД, 2007. – 464 с.
3. Кошевой, Е.П. Практикум по расчётам технологического оборудования пищевых производств : учебное пособие для вузов / Е.П. Кошевой. – СПб. : ГИОРД, 2007. – 232 с.
4. Драгилев, А.И. Основы кондитерского производства : учебник для вузов / А.И. Драгилев, Г.А. Маршалкин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : ДеЛи принт, 2007. – 532 с.
5. Технологическое оборудование для переработки продукции растениеводства : учебное пособие для вузов / С.В. Байкин, А.А. Курочкин, Г.В. Шабурова, А.С. Афанасьев ; под ред. А.А. Курочкина. – М. : КолосС, 2007. – 445 с.
6. Голубева, Л.В. Современные технологии и оборудование для производства питьевого молока : учебное пособие для вузов / Л.В. Голубева, А.Н. Пономарёв. – М. : ДеЛи принт, 2004. – 179 с.
7. Драгилев, А.И. Сборник задач по расчёту технологического оборудования кондитерского производства : учебное пособие для вузов / А.И. Драгилев, М.Д. Руб. – М. : ДеЛи принт, 2005. – 244 с.
8. Технологическое оборудование предприятий отрасли (зерноперерабатывающие предприятия) : учебник для вузов / Л.А. Глебов, А.Б. Демский, Л.А. Глебов, А.Б. Демский и др. ; под ред. Л.А. Глебова, А.Б. Демского. – М. : ДеЛи принт, 2006. – 816 с.
9. Юкиш, А.Е. Техника и технология хранения зерна / А.Е. Юкиш, О.А. Ильина. – М. : ДеЛи принт, 2009. – 718 с.
10. Зайчик, Ц.Р. Технологическое оборудование винодельческих предприятий. Расчётный практикум : учебное пособие для вузов / Ц.Р. Зайчик. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : ДеЛи принт, 2007. – 360 с.
11. Демский, А.Б. Оборудование для производства муки, крупы и комбикормов : справ. / А.Б. Демский, В.Ф. Веденьев. – М. : ДеЛи принт, 2005. – 760 с.
12. Кузнецов, В.В. Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности: справ. / В.В. Кузнецов, Г.Г. Шилер. – М. : ДеЛи принт, 2008. – Ч. 1. – 552 с.
13. Зайчик, Ц.Р. Технологическое оборудование : учебник для вузов. Ч. 1. Технологическое оборудование винодельческих предприятий / Ц.Р. Зайчик. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : КолосС, 2007. – 336 с.
14. Техника пищевых производств малых предприятий : учебное пособие для вузов / С.Т. Антипов и др. ; под ред. В.А. Панфилова. – М. : КолосС, 2007. – 696 с.
15. Олейникова, А.Я. Технологические расчёты при производстве кондитерских изделий : учебное пособие для вузов / А.Я. Олейникова, Г.О. Магомедов, И.В. Плотникова. – СПб. : РАПП, 2008. – 240 с.
16. Гребенюк, С.М. Технологическое оборудование сахарных заводов / С.М. Гребенюк. – М., 1983. – 520 с.