


МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Политехнический институт
Кафедра «Промышленная автоматика и робототехника»

Утверждено на заседании кафедры
«Промышленная автоматика
и робототехника»
«17» января 2023 г., протокол № 2

И.о. заведующего кафедрой

 О.А. Ерзин

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ПРАКТИЧЕСКИМ (СЕМИНАРСКИМ) ЗАНЯТИЯМ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ (МОДУЛЮ)**

Оборудование для получения изделий из композиционных материалов

**основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы магистратуры**

по направлению подготовки
18.04.01 Химическая технология

с направленностью (профилем)

Технология органического синтеза

Форма обучения: очная

Идентификационный номер образовательной программы: 180401-01-23

Тула 2023 год

Разработчик методических указаний**Разработчик:**

Евсеев А.В., профессор, д-р техн. наук, доцент
(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



(подпись)

1. Цель и задачи практических занятий.....	4
2. Тематика практических занятий.....	4
3. Методические указания к порядку подготовки и выполнению работ.....	4
4. Содержание практических занятий.....	5
5. Список рекомендуемой литературы.....	38

1. Цель и задачи практических занятий

Целью практических занятий по дисциплине является закрепление теоретических знаний, полученных в ходе лекционных занятий.

Задачами практических занятий являются:

- освоение основных принципов конструирования узлов и деталей технологических машин и оборудования для получения изделий из композиционных материалов в соответствии с техническим заданием;
- овладение методиками технических расчетов при конструировании и оборудования для получения изделий из композиционных материалов с использованием стандартных средств автоматизации проектирования;
- закрепление принципов и методик разработки предложений по повышению качества получения изделий из композиционных материалов.

2. Тематика практических занятий

Практические занятия для освоения дисциплины включают следующие темы:

1. Расчет аппарата с рубашкой на устойчивость.
2. Расчет аппарата с перемешивающим устройством: расчет вала.
3. Расчет аппарата с перемешивающим устройством: расчет фланцевого соединения вала.
4. Расчет шнека тестоделительной машины.
5. Расчет барабанного дозатора сыпучих продуктов.
6. Расчет тарельчатого дозатора сыпучих продуктов.

3. Методические указания к порядку подготовки и выполнению работ

При подготовке к занятию студент должен разобрать вопрос; ознакомиться с кратким описанием темы; просмотреть дополнительную литературу по данным вопросам.

Перед началом занятия студент должен:

1. Получить у преподавателя исходные данные по теме занятия.
2. Изучить содержание методических указаний по теме занятия.
3. Рассчитать и проанализировать полученные результаты.
4. Сделать выводы по результатам работы.
5. Оформить отчет.

По завершению практического занятия студент обязан предъявить выполненные задания и ответить преподавателю на контрольные вопросы.

4. Содержание практических занятий

Тема № 1. Расчет аппарата с рубашкой на устойчивость

В пищевой промышленности наиболее часто применяют вертикальные выпарные аппараты (рис. 1). Для упаривания растворов обычно применяют аппараты с коническим днищем с углом наклона больше угла естественного оттока упаренной массы. Упаренный раствор удаляется через нижний штуцер конического днища аппарата в качестве промежуточного или конечного продукта.

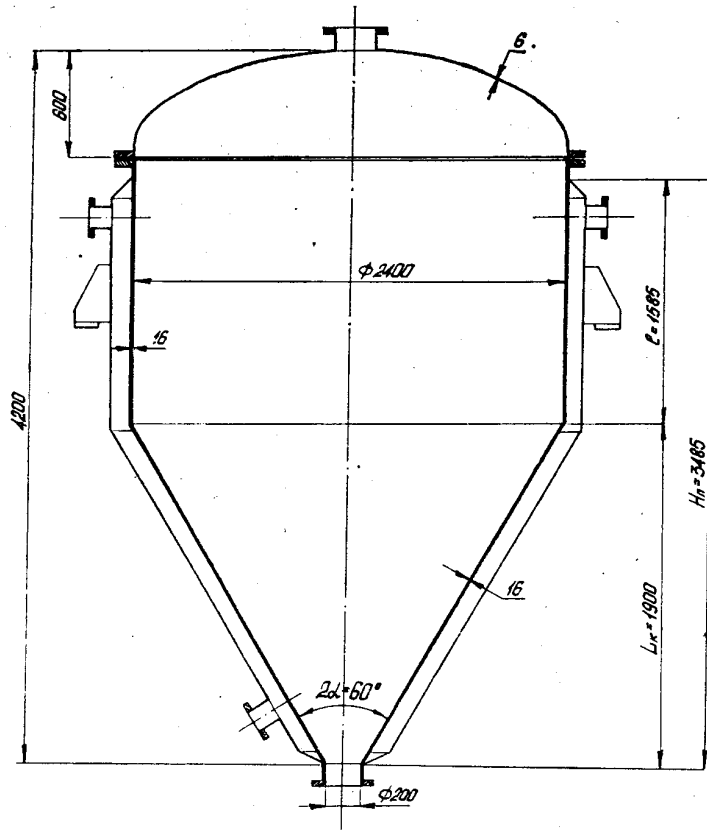


Рис. 1. Эскиз вертикального аппарата с рубашкой

Порядок расчета аппарата.

Для расчета аппарата с рубашкой должны быть известны:

- конфигурация днища;
- конструктивные размеры аппарата и штуцера;
- рабочее давление в аппарате и рубашке;
- коэффициенты прочности и компенсации коррозии;
- температура в аппарате, его материал;
- вид теплоносителя (обычно водяной пар);
- обрабатываемая среда.

Расчетное давление внутри аппарата (рис. 2, 3):

$$p_{a,p} = p_a + p_{a,r},$$

где p_a – рабочее давление в аппарате, МПа; $p_{a,r}$ – гидростатическое давление в корпусе аппарата.

Гидростатическое давление в корпусе

$$p_{a\Gamma} = g\rho_c H_{\Pi},$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; ρ_c – плотность обрабатываемой среды, кг/м^3 ; H_{Π} – высота аппарата, находящаяся под рубашкой, м .

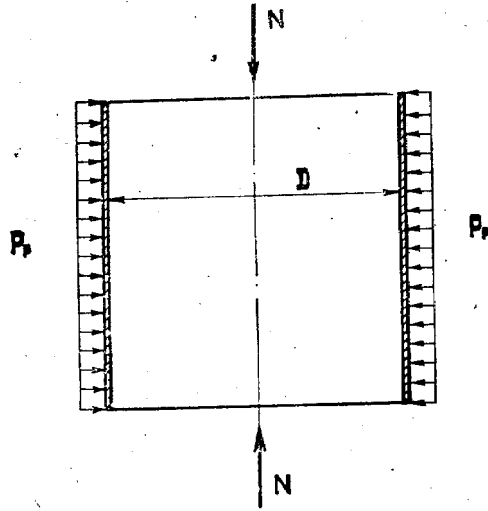


Рис. 2. Эскиз обечайки корпуса

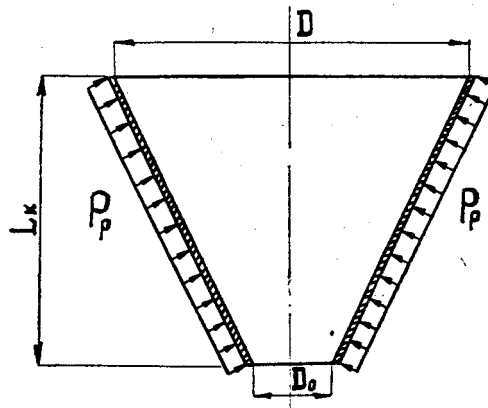


Рис. 3. Эскиз конического днища

Гидростатическое давление в корпусе аппарата необходимо учитывать, если оно составит более 5% от p_a .

Расчетное давление в рубашке

$$p_r = p + p_{\Gamma}$$

где p – рабочее давление в рубашке; p_{Γ} – гидростатическое давление в рубашке.

$$p_{\Gamma} = g\rho_B H_{\Pi}$$

где ρ_B – плотность конденсата (воды), $\rho_B = 0,0345 \text{ МПа}$.

Гидростатическое давление в рубашке необходимо учитывать, если оно составит более 5% от p .

Расчетную температуру стенки принимаем равной температуре обрабатываемой среды, соприкасающейся со стенкой аппарата: $t_p = t = 200^{\circ}\text{C}$.

Допускаемое напряжение $\sigma_{\text{ДОП}} = \eta \sigma^*$, где η – поправочный коэффициент, учитывающий условия эксплуатации аппарата; σ^* – нормативное допускаемое напряжение при расчетной температуре, МПа.

Так как техническая документация на эксплуатацию аппарата отсутствует, то η принимаем равным 0,9, т.е. среднее значение.

Для того, чтобы определить нормативное допускаемое напряжение при расчетной температуре, необходимо знать материал, из которого изготовлен аппарат. Принимаем материал для аппарата – сталь 10, ГОСТ 1050-88; из справочных данных для этой марки стали при $t_p = 200^\circ\text{C}$ $\sigma^* = 118$ МПа.

Расчетные значения модуля продольной упругости E и предела текучести σ_T при температуре $t_p = 200^\circ\text{C}$ для стали 10 будут соответственно

$$E = 1,81 \cdot 10^5 \text{ МПа} \text{ и } \sigma_T = 187 \text{ МПа.}$$

Толщина стенки эллиптической крышки, работающей под внутренним давлением

$$S_{\text{КР}} = \frac{\rho_a R}{2\phi \sigma_{\text{ДОП}} - 0,5\rho_a} + c + c_1,$$

где R – радиус кривизны в вершине днища, м; ϕ – коэффициент прочности сварных соединений, c_1 – конструктивная прибавка к расчетной толщине стенки, м; c – прибавка к толщине стенки для компенсации коррозии, м.

Для стандартных эллиптических днищ $R = D$, сварка ручная двусторонняя. При заданных условиях принимаем $c_1 = 0$. Здесь D – внутренний диаметр корпуса, м. Полученное значение толщины стенки эллиптической крышки корректируется в соответствии с ГОСТ – округляется до ближайшего большего целого значения, размерность – мм.

Толщина стенки обечайки корпуса:

а) при действии внутреннего давления

$$S_1 = \frac{\rho_{ap} D}{2\phi \sigma_{\text{ДОП}} - \rho_{ap}} + c + c_1;$$

Необходимо проверить, возможно ли применить предыдущую формулу, исходя из условия

$$\frac{S_1 - c}{D} < 0,1 \text{ [м]}.$$

б) при действии наружного давления

$$S_2 = 0,47 \frac{D}{100} \left(\frac{\rho_p}{10^{-6} E} \frac{l}{D} \right)^{0,4} + c + c_1,$$

где l – длина неукрепленной обечайки, м.

$$l = H_{\Pi} - \frac{D - D_0}{2} \text{ctg} \alpha,$$

где D_0 – диаметр сливного штуцера, м; α – угол, определяющий конфигурацию днища.

Необходимо проверить, возможно ли применить предыдущую формулу, исходя из условия

$$1,5\sqrt{\frac{2(S_2 - c)}{D}} \leq \frac{1}{D} \leq \sqrt{\frac{D}{2(S_2 - c)}}.$$

Исполнительная толщина обечайки корпуса $S_{об}$ принимается наибольшей из двух значений S_1 и S_2 . Окончательно, в соответствии с ГОСТ – округляется до ближайшего большего целого значения, размерность – мм.

Так как обечайка корпуса работает под совместным действием (рис.2) наружного давления p_p и осевой сжимающей силы N , то условие устойчивости примет вид

$$\frac{N}{N_{доп}} + \frac{p_p}{p_{доп}} \leq 1,$$

где $N_{доп}$ – допускаемая осевая сжимающая сила; $p_{доп}$ – допускаемое наружное давление.

Осевая сжимающая сила (сила прижатия днища к обечайке):

$$N = \frac{\pi(D + 2S)^2}{4} p_p; \quad N_{доп} = \pi D(S - c) \varphi_c \sigma^*,$$

где $S = S_{об}$; φ_c – коэффициент уменьшения допускаемых напряжений.

$$\varphi_c = \frac{1}{1 + 23 \left[\frac{\sigma_T}{E} \frac{D}{2(S - c)} \right]^2}.$$

Для расчета $p_{доп}$ необходимо проверить условие

$$\frac{S - c}{D} < 1,1 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\left(\frac{1}{D}\right)^2 \left(\frac{\sigma_T}{10^{-3} E}\right)^2};$$

В случае его выполнения рассчитывается $p_{доп}$ по формуле

$$p_{доп} = 6,49 \cdot 10^{-6} E \frac{D}{1} \left[\frac{100(S - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(S - c)}{D}},$$

Полученные данные достаточны для проверки условия устойчивости обечайки корпуса.

Допускаемое внутреннее давление принимаем равным меньшему из значений, полученным по формулам:

$$p_{доп}^{вн} = \frac{2\varphi\sigma_{доп}(S_d - c)\cos\alpha}{D + (S_d - c)\cos\alpha};$$

$$p_{доп}^{вн} = \frac{4\varphi\sigma_{доп}(S - c)}{D \cdot y},$$

где y – коэффициент формы днища; S_d – толщина стенки конического днища; принимаем равной толщине обечайки корпуса $S_d = S$, мм; y – коэффициент,

так как используется днище без тороидального перехода, то принимая расчетный внутренний радиус отбортовки $r = 0,01D$, принимаем $y = 2,7$.

Необходимо проверить условие $\rho_{\text{ДОП}}^{\text{ВН}} > \rho_{\text{а.р}}$

Допускаемое наружное давление для днища определяется по формулам:

$$\rho_{\text{ДОП}1} = \frac{2E(S_{\text{Д}} - c)}{D_{\text{Р}}\xi_1};$$

$$\xi_1 = \frac{1,5E}{\sigma_{\text{T}}} + 1,53 \frac{\sigma_{\text{T}}}{E} \frac{D_{\text{Р}}}{S_{\text{Д}} - c} \left(\frac{L_{\text{К}}}{S_{\text{Д}} - c} \right)^2,$$

где $D_{\text{Р}}$ – расчетный диаметр днища, м; $L_{\text{К}}$ – расчетная длина днища, м.

$$D_{\text{Р}} = \frac{0,9D + 0,1D_0}{\cos\alpha}, \text{ м.}$$

Из рис.3 следует $L_{\text{К}} = \frac{D - D_0}{2} \text{ctg}\alpha$, м.

Необходимо проверить условие устойчивости днища $\rho_{\text{Р}} < \rho_{\text{ДОП}1}$.

Исходные данные.

№ вар.	$2\alpha, ^\circ$	$D, \text{ м}$	$D_0, \text{ м}$	$H_{\text{П}}, \text{ м}$	ρ МПа	$\rho_{\text{а}}$ МПа	t $^\circ\text{C}$	$c, \text{ м}$	φ	$\rho_{\text{с}}$ кг/м ³
1	60	2,4	0,2	3,48	0,3	0,4	200	10^{-3}	0,9	1010
2	80	3,4	1,2	3,52	0,4	0,5	200	10^{-3}	0,75	1020
3	60	5,4	2,0	3,82	0,5	0,6	200	10^{-3}	0,8	1090
4	70	1,8	0,1	3,48	0,3	0,4	200	10^{-3}	0,93	1200
5	60	2,6	0,2	3,90	0,5	0,6	200	10^{-3}	0,9	1900
6	60	2,8	0,2	3,55	0,3	0,4	200	10^{-3}	0,75	1100
7	80	3,2	0,3	3,75	0,2	0,3	200	10^{-3}	0,8	1010
8	60	2,4	0,2	3,48	0,4	0,5	200	10^{-3}	0,93	1050
9	50	2,8	0,2	3,48	0,3	0,4	200	10^{-3}	0,9	1250
10	60	2,2	0,1	4,01	0,3	0,4	200	10^{-3}	0,9	1020
11	70	2,9	0,3	4,25	0,4	0,5	200	10^{-3}	0,9	1300
12	70	3,0	0,2	3,48	0,5	0,6	200	10^{-3}	0,9	1200
13	60	5,0	1,5	3,48	0,3	0,4	200	10^{-3}	0,9	1080
14	55	2,6	0,2	4,05	0,6	0,7	200	10^{-3}	0,75	1000
15	60	4,2	0,4	3,48	0,3	0,4	200	10^{-3}	0,8	1100
16	60	3,0	0,2	4,01	0,4	0,5	200	10^{-3}	0,93	1000
17	60	3,4	1,2	4,25	0,3	0,4	200	10^{-3}	0,9	1200
18	60	2,9	0,2	3,48	0,4	0,5	200	10^{-3}	0,9	1000
19	60	2,4	0,2	3,48	0,3	0,4	200	10^{-3}	0,9	1010
20	60	2,4	0,2	4,05	0,4	0,5	200	10^{-3}	0,9	1200

Тема № 2. Расчет вала аппарата с перемешивающим устройством

Для расчета вала вертикального аппарата с перемешивающим устройством (рис. 1) должны быть известны:

- тип вала (жесткий, нежесткий);
- длина вала;
- координаты центра тяжести мешалок и координаты опасных сечений (по жесткости, прочности);
- частота вращения вала;
- материал вала;
- диаметр аппарата;
- тип перемешивающих устройств, их диаметр и массы;
- мощность, потребляемая одним перемешивающим устройством;
- рабочая температура в аппарате

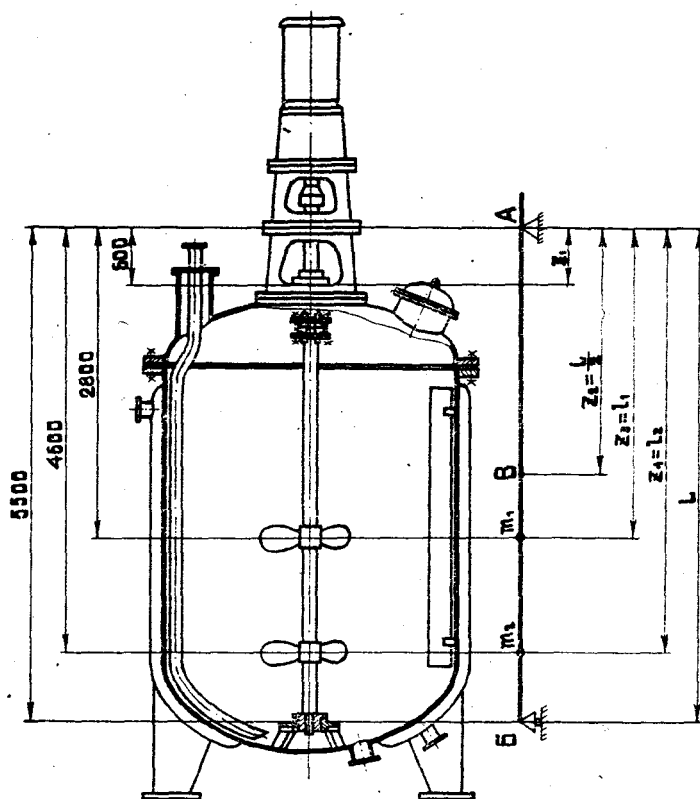


Рис. 1. Схема аппарата вертикального с перемешивающим устройством

Для расчета рассмотрим следующий вал (рис. 2): постоянного поперечного сечения, тип вала – жесткий, тип перемешивающих устройств – пропеллерные. Расчет вала проводится на жесткость, прочность и виброустойчивость.

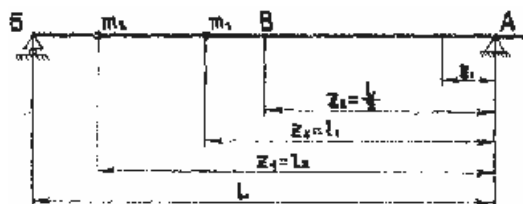


Рис. 2. Расчетная схема вала

2.1. Расчет вала на виброустойчивость.

Определение коэффициентов, учитывающих условия закрепления вала и приведения массы вала.

Данные коэффициенты являются справочным материалом и выбираются в зависимости от типа вала. Для однопролетного вала: $\eta = 4,8$ – коэффициент условий закрепления вала; $q = 0,5$ – коэффициент приведения массы вала.

Относительные координаты центра тяжести перемешивающих устройств:

$$\bar{l}_1 = \frac{l_1}{L}; \quad \bar{l}_2 = \frac{l_2}{L}$$

где L – длина вала, м; l_1, l_2 – координаты центра тяжести мешалок, м.

Безразмерный динамический прогиб вала в центре тяжести перемешивающих устройств – определяется справочно в зависимости от относительных координат центра тяжести перемешивающих устройств:

$$\bar{y}_{l_1} = f(\bar{l}_1) = 0,99;$$

$$\bar{y}_{l_2} = f(\bar{l}_2) = 0,47.$$

Угловая скорость вращения вала, рад/с

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

где n – частота вращения вала, об./мин;

Безразмерный коэффициент, учитывающий приведенную массу вала

$$f = \frac{16\rho \cdot \omega^2 \cdot L^2}{\eta \cdot E},$$

где ρ – плотность материала вала; E – модуль упругости материала вала.

Данные значения выбираются справочно. Для легированной стали 15ХМ при температуре $t = 80^\circ\text{C}$ $\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ и $E = 2,0 \cdot 10^{11} \text{ Па}$.

Приведенные в точку B (середина пролета вала) массы перемешивающих устройств:

$$m_{1\text{пр}} = m_1 \bar{y}_{l_1}^2; \quad m_{2\text{пр}} = m_2 \bar{y}_{l_2}^2.$$

где m_1, m_2 – массы перемешивающих устройств, кг.

Суммарная приведенная масса перемешивающих устройств

$$m_{\text{пр}} = m_{1\text{пр}} + m_{2\text{пр}}.$$

Расчетный диаметр вала

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

где

$$A_1 = qfL^2; \quad A_2 = \frac{8m_{\text{пр}}fL}{\pi\rho}.$$

Рассчитанный диаметр вала необходимо сравнить со стандартным рядом величин и выбрать ближайшее большее значение.

Линейная масса вала

$$m_B = \frac{\pi}{4} d^2 \rho.$$

где $d = d_p$

Относительная масса перемешивающих устройств

$$k = \frac{m_{\text{пр}}}{m_B L}.$$

Корень частотного уравнения выбирается из справочных материалов в зависимости от относительной массы

$$\alpha_1 = f(k) = 2,6.$$

Момент инерции сечения вала

$$I = \frac{\pi}{64} d^4.$$

Первая критическая угловая скорость вала, рад/с

$$\omega_1 = \left(\frac{\alpha_1}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{E \cdot I}{m_B}}.$$

Проверка условия виброустойчивости.

Если $\frac{\omega}{\omega_1} \leq 0,7$, значит, условие выполняется.

2.2. Расчет вала на жесткость и прочность.

Эксцентриситет массы перемешивающих устройств, м

$$e_1 = e_2 = \frac{10^{-3}}{\sqrt{\omega}}$$

Относительная координата опасного по жесткости сечения в месте установки уплотненного вала

$$\bar{z}_1 = \frac{z_1}{L}.$$

где z_1 – координата опасного сечения по жесткости (торцевое уплотнение вала).

Безразмерный динамический прогиб вала в опасном по жесткости сечении

$$\bar{y}_{z_1} = f(\bar{z}_1) = 0,34.$$

Приведенный эксцентриситет массы перемешивающих устройств:

$$e_{\text{лпр}} = \frac{e_1}{\bar{y}_{l_1}}; \quad e_{\text{лпр}} = \frac{e_2}{\bar{y}_{l_2}}$$

Приведенная масса вала

$$m_{впр} = 0,5m_{в} \cdot L$$

Смещение оси вала от оси вращения за счет зазоров на опорах:

а) в месте установки верхнего перемешивающего устройства

$$\Delta l_1 = (\Delta_B - \Delta_A)l_1 + \Delta_A,$$

где Δ_A – радиальный зазор в верхней подшипниковой опоре, для радиального однорядного шарикового подшипника $\Delta_A = 0,03 \cdot 10^{-3}$ м; Δ_B – радиальный зазор в подшипнике скольжения нижней опоры $\Delta_B = 0,03 \cdot 10^{-3}$ м.

б) в месте установки нижнего перемешивающего устройства

$$\Delta l_2 = (\Delta_B - \Delta_A)l_2 + \Delta_A;$$

в) в месте установки уплотнения вала:

$$\Delta z_1 = (\Delta_B - \Delta_A)z_1 + \Delta_A;$$

Смещение оси вала от оси вращения за счет начальной изогнутости вала (радиальное биение вала):

а) в месте установки верхнего перемешивающего устройства

$$\varepsilon_{l_1} = \varepsilon_B \bar{y}_{l_1},$$

где

$$\varepsilon_B = f\left(\frac{L}{d}\right)$$

начальная изогнутость вала в точке приведения B .

Принимаем $\varepsilon_B = 0,09 \cdot 10^{-3}$ м.

б) в месте установки нижнего перемешивающего устройства

$$\varepsilon_{l_2} = \varepsilon_B \bar{y}_{l_2};$$

в) в месте установки уплотнения вала

$$\varepsilon_{z_1} = \varepsilon_B \bar{y}_{z_1};$$

Смещение оси вала от оси вращения в точке приведения B за счет зазоров в опорах.

Приведенный эксцентриситет массы вала с перемешивающими устройствами:

$$e_{пр} = B_1 + \Delta_B + \varepsilon_B;$$

где

$$B_1 = \frac{m_{1пп}e_{1пп} + m_{2пп}e_{2пп}}{m_{пр} + m_{впр}};$$

Динамический прогиб оси вала в точке приведения B :

$$y_B = \frac{e_{\text{пр}}}{\left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 - 1};$$

Динамическое смещение центров тяжести перемешивающих устройств:

а) верхнего перемешивающего устройства

$$A_{l_1} = y_B \bar{y}_{l_1} + \Delta_{l_1} + \varepsilon_{l_1} + e_1;$$

б) нижнего перемешивающего устройства

$$A_{l_2} = y_B \bar{y}_{l_2} + \Delta_{l_2} + \varepsilon_{l_2} + e_2;$$

Динамическое смещение оси вала в опасном по жесткости сечении вала

$$A_{z_1} = y_B \bar{y}_{z_1} + \Delta_{z_1} + \varepsilon_{z_1};$$

Динамическое смещение вала в точке приведения B

$$A_B = y_B + \Delta_B + \varepsilon_B;$$

Условие жесткости:

$$A_{z_1} \leq A_{\text{доп}_{z_1}}$$

Здесь: $A_{\text{доп}_{z_1}}$ – допускаемое смещение вала в зоне уплотнительного устройства.

Для сальникового уплотнения $A_{\text{доп}_{z_1}} = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м, для торцового уплотнения $A_{\text{доп}_{z_1}} = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м.

Необходимо проверить условие жесткости при использовании торцового уплотнения.

Сосредоточенная центробежная сила, действующая на перемешивающее устройство, Н:

а) на верхнее

$$p_1 = m_1 \omega^2 A_{l_1};$$

б) на нижнее

$$p_2 = m_2 \omega^2 A_{l_2}.$$

Приведенная центробежная сила, действующая в точке приведения B

$$p_{\text{в пр}} = m_{\text{в пр}} \omega^2 A_B.$$

Реакции опор:

а) реакция опоры A (верхней)

$$R_A = \frac{1}{L} B_1 + \frac{p_{\text{в пр}}}{2},$$

где

$$B_1 = p_1(L - l_1) + p_2(L - l_2);$$

б) реакция опоры B (нижней)

$$R_B = \frac{1}{L} B_3 + \frac{p_{\text{в пр}}}{2},$$

где

$$B_3 = p_1 l_1 + p_2 l_2;$$

1.2.18. Изгибающий момент в опасных по прочности сечениях:

а) между A и B

$$M_{и_{z_2}} = R_A z_2;$$

б) между B и B

$$M_{и_{z_3}} = R_A z_3 - p_{в пр} \left(z_3 - \frac{L}{2} \right)$$

где координаты опасных сечений по прочности: z_2 (середина пролета вала), z_3 (шпоночная канавка).

Крутящий момент в опасных по прочности сечениях:

а) в середине пролета вала

$$M_{k_{z_2}} = \frac{N_1 + N_2}{\omega};$$

б) в месте установки верхнего перемешивающего устройства

$$M_{k_{z_3}} = \frac{N_2}{\omega}.$$

где $N = N_1 = N_2$ мощность, потребляемая одним перемешивающим устройством

Момент сопротивления вала в опасных по прочности сечениях z_2 и z_3

$$W_{z_2} = W_{z_3} = \frac{\pi}{32} d^3.$$

Эквивалентные напряжения в этих сечениях, Па:

$$\sigma_{\text{экв}_{z_2}} = \frac{\sqrt{M_{и_{z_2}}^2 + M_{к_{z_2}}^2}}{W_{z_2}};$$

$$\sigma_{\text{экв}_{z_3}} = \frac{\sqrt{M_{и_{z_3}}^2 + M_{к_{z_3}}^2}}{W_{z_3}}.$$

Допускаемые напряжения по прочности в этих сечениях

$$\sigma_{\text{доп}_{z_i}} = \frac{\varepsilon_M \sigma_{-1}}{k_{\sigma_{z_i}} n_{\min}},$$

где $\varepsilon_M = f(d)$ – масштабный фактор (коэффициент влияния абсолютных размеров); σ_{-1} – предел выносливости материала вала, Па; $k_{\sigma_{z_i}}$ – коэффициент концентрации напряжений; n_{\min} – минимальный запас по прочности.

Для вала диаметром $d = 50 \dots 75$ мм, изготовленного из легированной стали, коэффициент $\varepsilon_M = 0,67$, предел выносливости при $t = 80^\circ\text{C}$ имеет значение $\sigma_{-1} = 200$ МПа.

Так как на валу в местах установки перемешивающих устройств имеются шпоночные канавки, выполненные торцевой фрезой, то $k_{\sigma_{z_3}} = 1,34$. В ослабленном сечении $k_{\sigma_{z_2}} = 1$. Принимаем ориентировочно $n_{\min} = 2$.

Необходимо рассчитать допускаемые напряжения в каждом сечении.

Проверка условия прочности: Если $\sigma_{\text{экв}_{z_i}} \leq \sigma_{\text{доп}_{z_i}}$; значит, условие прочности выполняется.

Исходные данные.

№ вар.	L, м	l_1 , м	l_2 , м	z_1 , м	z_2 , м	z_3 , м	n, об/мин	D, м	m ₁ кг	m ₂ кг	N Вт
1	5,5	2,8	4,6	0,6	2,75	2,8	120	2,8	66	66	5000
2	5,8	3,0	4,5	0,7	2,8	3,0	130	2,8	55	55	6000
3	6,0	3,5	4,5	0,8	2,8	3,2	140	2,9	55	55	6500
4	6,3	3,7	5,2	1,0	2,9	3,3	120	2,8	66	66	5500
5	7,0	4,5	3,2	1,5	3,5	4,1	150	3,0	77	77	5000
6	5,8	3,0	4,5	0,7	3,1	3,9	145	3,3	50	50	6000
7	6,2	3,5	4,9	0,5	3,2	3,9	150	3,2	65	65	5500
8	7,3	4,6	5,8	0,9	2,8	3,2	155	2,9	70	70	6500
9	6,2	3,5	5,0	0,6	3,0	3,2	125	2,8	60	60	4500
10	5,5	2,5	4,2	0,8	2,75	2,9	135	3,2	55	55	4800
11	7,0	4,3	5,6	0,6	3,5	3,8	125	3,1	65	65	4900
12	7,5	4,8	5,8	0,5	3,0	3,3	120	3,4	70	70	5000
13	6,5	3,5	6,0	0,9	3,2	3,4	120	2,8	65	65	6300
14	5,0	2,5	4,0	0,5	2,5	2,8	150	2,9	50	50	6200
15	5,9	3,0	5,0	0,6	2,9	3,1	165	3,4	55	55	6100
16	6,0	3,2	5,6	0,8	2,55	2,8	135	3,5	65	65	5800
17	6,5	3,7	4,9	0,8	2,9	3,1	140	2,8	70	70	5700
18	6,3	3,5	4,0	0,8	2,85	3,0	145	2,9	75	75	5100
19	6,8	3,0	5,1	0,9	3,25	3,5	135	3,0	65	65	6100
20	5,0	2,5	3,6	0,5	2,5	2,6	125	3,1	70	70	5800

Тема № 3. Расчет фланцевого соединения вала аппарата с перемешивающим устройством

3.1. Выбор типа фланцевого соединения

Для аппарата с диаметром в пределах $D = 1,4 \dots 2,0$ м и рабочим давлением в пределах $p = 4 \dots 9$ МПа:

- а) фланцы – стальные приварные встык,
- б) уплотнительная поверхность «шип-паз».

Предположим, что рабочая среда – трихлорэтан $\text{CH}_2\text{ClCHCl}_2$ – токсичная. В среде трихлорэтана при температуре в пределах $110 \dots 120,5^\circ\text{C}$ сталь вполне устойчива. Фланцы, изготовленные из стали и эксплуатирующиеся в токсичной среде, сохраняют работоспособность до температуры 200°C .

Необходимо выбрать из справочника марку сталь, удовлетворяющую условиям заданного рабочего давления и температуры.

3.2. Расчет толщины обечайки аппарата

Толщина обечайки аппарата рассчитывается по формуле

$$S = \frac{p_p \cdot D}{2\phi \cdot \sigma_{\text{дон}} - p_p} + c + c_1$$

где p_p – расчетное давление, МПа; D – диаметр аппарата; ϕ – коэффициент прочности сварного шва; $\sigma_{\text{дон}}$ – допускаемое напряжение материала обечайки при расчетной температуре, МПа; c – прибавка для компенсации коррозии, м; c_1 – технологическая прибавка, м.

Материал обечайки принимаем такой же, как и материал фланца. Для стыкового шва с двухсторонним сплошным проваром, выполняемого автоматическом сваркой, $\phi = 1$. Допускаемое напряжение

$$\sigma_{\text{дон}} = \eta \cdot \sigma^*,$$

где $\eta = 0,9$ – поправочный коэффициент, учитывающий взрывопожароопасность и токсичность обрабатываемой среды; σ^* – нормативное допускаемое напряжение, МПа.

Значение σ^* выбирается из справочника в зависимости от сортамента стали. Для данного расчета принимаем $\sigma^* = 151$ МПа

Скорость коррозии стали в заданных условиях составляет $\Pi \leq 0,001$ мм/год, тогда прибавка для компенсации коррозии $c = \Pi \cdot \tau$

Технологическая прибавка c_1 учитывает различие физико-механических и геометрических характеристик заготовки, в частности разнотолщинность исходного листа стали. Принимаем $c_1 = 1$ мм ($1 \cdot 10^{-3}$ м).

Рассчитав толщину обечайки S , по ГОСТ принимаем ближайшее значение (ближайшее большее четное).

3.3. Расчет конструктивных размеров фланца.

Расчетная схема фланца представлена на рис. 1.

Толщина втулки S_0 выбирается в пределах

$$S \leq S_0 \leq 1,3S$$

при этом:

$$S_0 - S \leq 0,005 \text{ м.}$$

Принимаем значение S_0 таким, которое удовлетворит двум вышеприведенным условиям.

Толщина втулки тарелки фланца

$$S_1 = \beta \cdot S_0,$$

где $\beta = f(D/S_0)$ - коэффициент, зависящий от диаметра вала и толщины втулки. Принимаем $\beta = 2$.

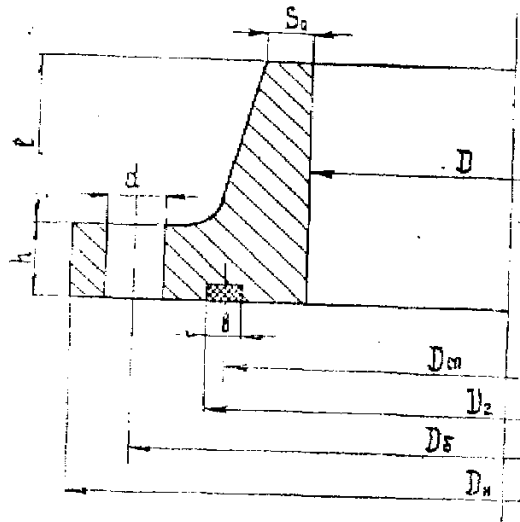


Рис. 1. Расчетная схема фланца приварного встык

Высота втулки

$$l \geq \frac{1}{i}(S_1 - S_0),$$

где $i = \frac{1}{3}$ - уклон втулки.

Округляем полученный результат l до ближайшего целого значения.

Диаметр болтовой окружности

$$D_б \geq D + 2(S_1 + d_б + u),$$

где $u = 6 \cdot 10^{-3}$, м; $d_б$ - диаметр болтов, м; выбирается в зависимости от давления и диаметра аппарата:

Рабочее давление	Диаметр аппарата	$d_б$, м
4...6 МПа	1,4...1,6 м	$48 \cdot 10^{-3}$
6...7 МПа	1,6...1,8 м	$50 \cdot 10^{-3}$
7...9 МПа	1,8...2,0 м	$53 \cdot 10^{-3}$

Округляем полученный результат D_{δ} в большую сторону до сотых долей.

Наружный диаметр фланца

$$D_H = D_{\delta} + a$$

где a – коэффициент, характеризующий тип гайки.

Для гаек шестигранных М48 величина $a = 9,2 \cdot 10^{-2}$ м.

Округляем полученный результат D_H в большую сторону до сотых долей.

Наружный диаметр прокладки

$$D_2 = D_{\delta} - e$$

где e – вспомогательная величина, характеризующая тип прокладки.

Для плоских прокладок при М48 вспомогательная величина $e = 6,1 \cdot 10^{-2}$ м.

Округляем полученный результат D_2 в большую сторону до сотых долей.

Средний диаметр прокладки

$$D_{cn} = D_2 - b,$$

где b – ширина прокладки, м.

Для диаметра аппарата в заданных пределах ширина плоской неметаллической прокладки $b = 2 \cdot 10^{-2}$ м.

Число болтов $n \geq \pi \frac{D_{\delta}}{t_1}$, где t_1 – вспомогательная величина. Принимаем

$$t_1 = 2,2d_{\delta}, \text{ м}$$

Окончательно n принимается числом, которое кратно четырем.

Ориентировочная толщина фланца:

$$h_1 = \lambda_1 \sqrt{DS_{\delta}}$$

где $S_{\delta} = \chi S_0$ λ_1 и χ – безразмерные параметры; S_0 – эквивалентная толщина втулки, м.

Принимаем для фланцев приварных встык $\chi = 1,4$; $\lambda_1 = 0,473$.

3.4. Расчет нагрузок, действующих на фланец

Равнодействующая внутреннего давления

$$Q_D = 0,785 D_{cn} \cdot p, \text{ МПа.}$$

Реакция прокладки в рабочих условиях

$$R_{II} = 2\pi \cdot D_{cn} \cdot b_0 \cdot m \cdot p, \text{ МН}$$

где $m = 2,5$ – для фторопласта-4; $b_0 = 0,6\sqrt{b}$;

Сила, возникающая от разности температур фланца и болтов в период эксплуатации:

$$Q_t = \gamma \cdot n \cdot f_{\delta} \cdot E_{\delta} \cdot t_{\phi} (\alpha_{\phi} - \alpha_{\delta} \cdot k_1),$$

где γ и k_1 – коэффициенты; E_{δ} – модуль продольной упругости материала болтов, МПа; $f_{\delta} = 0,785d_{\delta}^2$ – площадь поперечного сечения болта по внутреннему

диаметру резьбы, м²; t_{ϕ} - температура фланца (рабочая), °С; α_{ϕ} и α_{δ} — соответственно, коэффициенты линейного расширения материала фланцев и болтов, 1/град.

Для фланцев приварных встык при условном давлении коэффициент $\gamma = 0,3$. Так как они неизолированы, то $k_1 = 0,95$. Для болтов М48 площадь $f_{\delta} = 14,4 \cdot 10^{-4}$ м². Приняв материал болтов - сталь 35Х и рабочую температуру фланца, равную температуре среды, получим $E_{\delta} = 1,9 \cdot 10^5$ МПа. Коэффициенты $\alpha_{\phi} = 16,6 \cdot 10^{-6}$ 1/град и $\alpha_{\delta} = 13,3 \cdot 10^{-6}$ 1/град.

Болтовая нагрузка:

а) в условиях монтажа принимается большая из двух следующих:

$$P_{\delta 1} = \xi(\alpha Q_{\delta} + R_n) + \frac{4M}{D_{cn}}$$

$$P_{\delta 1} = P b_o D_{cn} q$$

где M - внешний изгибающий момент ($M = 0$); q - минимальное удельное давление прокладки; $\xi = \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t}$ - отношение допускаемого напряжения материала болтов при температуре 20 °С к допускаемому напряжению при рабочей температуре.

Для фланцев приварных встык при заданном диаметре аппарата коэффициент $\alpha = 1,25$. Минимальное удельное давление для плоской неметаллической прокладки из фторопласта-4 при толщине прокладки 1-3 мм составляет $q = 100$ кгс/см² = 10 МПа. Для стали 35Х $[\sigma]_{20} = 230$ МПа; $[\sigma]_t = 225$ МПа.

б) в рабочих условиях

$$P_{\delta 2} = Q_{\delta} + R_{\Pi} + Q_t + \frac{4M}{D_{cn}}$$

Проверка условия прочности болтов:

$$\sigma_p = \frac{P_{\delta 1}}{n f_{\delta}} \leq [\sigma]_{20}; \quad \frac{P_{\delta 2}}{n f_{\delta}} \leq [\sigma]_t$$

Крутящий момент при затяжке болтов:

$$M = f(\sigma_p, d_{\delta})$$

Для болтов М48 и растягивающих напряжений $\sigma_p = 216$ МПа крутящий момент $M_{кр} = 3100 \cdot 10^{-7}$ МН·м.

Проверка прочности прокладки из фторопласта-4:

$$q_1 = \frac{P_{\delta 1}}{\Pi * D_{cn} * b} \leq |q|,$$

где q_1 - удельное давление на прокладку, МПа; $[q]_0$ - допускаемое удельное давление, МПа.

Для плоской неметаллической прокладки из фторопласта-4 $[q] = 40$ МПа.

Если условие прочности не выполняется, то прокладка из фторопласта будет «выдавлена» из зазора. В этом случае нужно использовать для прокладки другой материал, например, картон асбестовый ГОСТ 2850—58, для которого не требуется выполнение условия прочности.

Приведенный изгибающий момент фланца принимаем наибольшим из двух значений, МН·м:

$$M_{01} = \frac{P_{\delta 1}(D_{\delta} - D_{cn})}{2}$$

$$M_{02} = 1/2((P_{\delta 2}(D_{\delta} - D_{cn}) + Q_{\delta}(D_{cn} - D - S_{\delta})) \frac{\sigma_{\delta on 20}}{\sigma_{\delta ont}})$$

где $\sigma_{\text{доп}20}$ и $\sigma_{\text{доп}t}$ – соответственно, допускаемые напряжения материала фланца при температуре 20 °С и при температуре среды.

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma_{\text{доп}t} = 136 \text{ МПа}; \sigma_{\text{доп}20} = \eta \sigma_{20}^*$$

где $\sigma_{20}^* = 160 \text{ МПа}$ – нормативное допускаемое напряжение при 20°С, $\sigma_{\text{доп}20} = 144 \text{ МПа}$.

Максимальное напряжение во втулке фланца:

а) в сечении S_1

$$\sigma_1 = \frac{TM_0\omega}{D^*(S_1 - c)^2}$$

$$\omega = \frac{1}{1 + 0,9\lambda(1 + \psi_1 j^2)}$$

где ω , λ , ψ_1 и j – расчетные параметры;

$$\lambda = \frac{h_1}{\sqrt{DS_{\delta}}}$$

$$j = \frac{h_1}{S_{\delta}}$$

Расчетные параметры $\psi_1 = 0,11$; $T = 1,825$. $D^* = D$

б) в сечении S_0 :

$$\sigma_0 = f \sigma_1$$

где f – коэффициент, $f = 1,3$.

Окружная сила в кольце фланца

$$\sigma_k = \frac{M_0[1 - \omega(1 + 0,9\lambda)]\psi_2}{D \cdot h_1^2}$$

где ψ_2 – расчетный параметр, $\psi_2 = 9,4$.

3.5. Проверка условия прочности

В сечении S_1

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_k^2 + \sigma_1 \sigma_k} \leq [\sigma]_1$$

где $[\sigma]_1$ – допускаемое напряжение для материала фланцев в сечении S_1 , МПа.

Это напряжение определяем по формуле

$$[\sigma]_1 = \eta \cdot \sigma_{T20} ,$$

где $\sigma_{T20} = 240$ МПа – предел текучести определенной стали при 20°C.

В сечении S_0

$$\sqrt{(\sigma_0 + \sigma_m)^2 + \sigma_t^2 + (\sigma_0 + \sigma_m) \sigma_t} \leq [\sigma]_0$$

где σ_t – тангенциальное напряжение во втулке от внутреннего давления, МПа;
 σ_m – меридиональное напряжение от внутреннего давления, МПа; $[\sigma]_0$ – допускаемое напряжение для материала фланца и сечения S_0 , МПа.

$$[\sigma]_0 = 0,002 \cdot E_{20} \cdot \eta , \text{ МПа},$$

где $E_{20} = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала фланца при 20 °С.

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - c)} \quad \sigma_m = \frac{p \cdot D}{4(S_0 - c)}$$

Эскиз фланцевого соединения представлен на рис. 2.

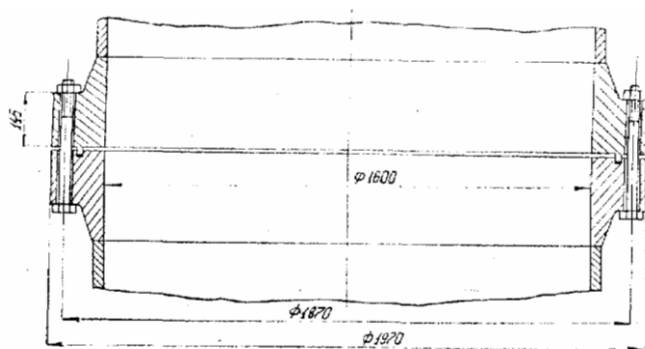


Рис. 2. Фланцевое соединение с уплотнительной поверхностью «шип-паз» и приварными встык фланцами

3.6. Проверка условия герметичности

$$\phi^1 = \frac{\sigma_k}{E_{20}} \cdot \frac{D}{h_1} \leq [\phi^1]$$

где $[\phi^1] = 0,009$ – для фланцев приварных встык при $D \leq 2$ м.

Исходные данные.

№ вар.	D, м	p , МПа	t °C	τ , лет
1	1,6	0,5	113,5	10
2	1,6	0,5	112	15
3	1,5	0,4	110	12
4	1,6	0,5	112,5	10
5	1,7	0,6	114	11
6	1,6	0,6	114,5	13
7	1,5	0,4	117	14
8	1,6	0,7	113,5	10
9	1,7	0,8	112,5	10
10	1,4	0,4	110	12
11	1,6	0,5	113,5	11
12	1,6	0,5	112	12
13	1,4	0,5	110	10
14	1,6	0,7	113,5	10
15	1,6	0,8	112	15
16	1,5	0,4	110	12
17	1,6	0,5	112,5	10
18	1,7	0,5	114	11
19	1,6	0,5	114,5	13
20	1,4	0,4	117	14

Тема № 4. Расчет шнека тестоделительной машины

Шнеки тестоделительных машин могут выполняться с различной винтовой поверхностью (рис. 1).

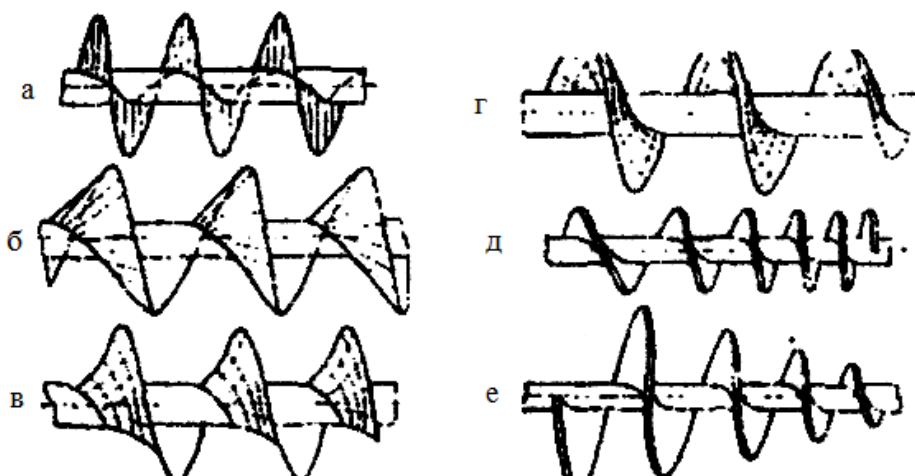


Рис. 1. Схемы шнеков с винтовой поверхностью:
 а - прямой; б - косой; в, г - кривой;
 д - с переменным шагом; е - с переменным диаметром.

Для расчета шнека тестоделительного оборудования должны быть известны:

- производительность шнекового устройства Π , кг/сек;
- максимальное давление p_{max} , МН/м³;
- коэффициент внутреннего трения продукта f ;
- средняя плотность продукта ρ , кг/м³;
- наружный диаметр шнека D , м;
- шаг шнека H .

Диаметр вала шнека d должен быть больше предельно допускаемого диаметра. Предельный диаметр вала шнека определяем по условию:

$$d_{np} \geq \frac{H}{\pi} \operatorname{tg} \varphi,$$

где $\operatorname{tg} \varphi = f$ - коэффициент трения.

Полученный предельный диаметр вала шнека округляется в большую сторону, до сотых.

Угол подъема винтовых линий на внешней стороне шнека и у вала определяется по зависимостям:

$$\lambda_{d_{np}} = \operatorname{arctg} \frac{H}{\pi \cdot d_{np}}, \quad \lambda_D = \operatorname{arctg} \frac{H}{\pi \cdot D}$$

Для практических расчетов достаточно принимать среднее арифметическое значение углов подъема винтовых линий витка шнека, которое определяется по равенству:

$$\lambda_{cp} = 0,5(\lambda_D + \lambda_{d_{np}})$$

Для дальнейших расчетов необходимо получить следующие вспомогательные величины: $\cos^2 \lambda_{cp}$; $tg \lambda_{cp}$; $\sin 2 \cdot \lambda_{cp}$

Коэффициент отставания частиц материала в осевом направлении определяется по уравнению:

$$k_0 = 1 - (\cos^2 \lambda_{cp} - 0,5 \cdot f \cdot \sin 2 \cdot \lambda_{cp})$$

Изгибающий момент в витке шнека по внутреннему контуру т. е. у вала, рассчитывается по выражению:

$$M_u = \frac{p_{\max} \cdot D^2}{32} \cdot \frac{1,9 - 0,7 \cdot a^{-4} \cdot 0,2 \cdot a^{-2} - 5,2 \ln a}{1,3 + 0,7 \cdot a^{-2}}$$

где $a = D/d_{np}$ – отношение диаметров, которое практически лежит в пределах от 1,8 до 3.

В зависимости от полученного значения изгибающего момента из справочника выбирается марка стали, из которой будут изготавливаться витки шнека (например, сталь 10), для которой выбирается допустимое напряжение при изгибе. Его можно принять равным допускаемому напряжению при растяжении.

Для данной работы примем условное значение допустимого напряжения при изгибе $\sigma_{из} = 1300 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Тогда толщина витка шнека δ , (м) определяется из формулы:

$$\delta = \sqrt{\frac{6 \cdot |M_u|}{\sigma_{из}}}$$

Значение толщины витка принимается округленным до целых мм (т.е. до третьего знака после запятой, метров).

Для предотвращения проворачивания материала на внутренней поверхности корпуса устройства устанавливают ребра или выполняют углубления, располагая их в продольном или винтовом направлении.

Площадь внутренней цилиндрической поверхности корпуса устройства на длине одного шага определяется по выражению:

$$F_{\theta} = \pi \cdot D(H - \delta)$$

Развертки винтовых линий, соответствующие диаметрам шнека и вала, находятся по зависимостям:

$$l = \sqrt{H^2 + (\pi + d_{np})^2}$$

$$L = \sqrt{H^2 + (\pi \cdot D)^2}$$

Площадь поверхности витка шнека на длине одного шага определяется по условию:

$$F_{ш} = \frac{1}{4 \cdot \pi} \cdot (\pi \cdot D \cdot L - \pi \cdot d_{np} \cdot l + H^2 \ln \frac{D + 2L}{d_{np} + 2l})$$

Крутящий момент при трех рабочих витках шнека вычисляется по выражению:

$$M_{кр} = 0,131 \cdot n \cdot p_{\max} (D^3 - d_{np}^3) \operatorname{tg} \lambda_{cp}$$

где $n = 3$ – количество рабочих витков шнека.

Осевая сила

$$S = 0,393 \cdot n (D^2 - d_{np}^2) p_{\max}$$

Зная крутящий момент на валу шнека и осевое усилие, находят соответствующие им нормальное и касательное напряжения:

$$\sigma_{сж} = \frac{S}{F};$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$$

где F – площадь поперечного сечения вала шнека с диаметром d_{np} , м^2 ; W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала шнека, м^3 ,

$$W_p = \frac{16}{\pi \cdot d_{np}^2}$$

Эквивалентное напряжение определяется по формуле:

$$\sigma_{\vartheta} = \sqrt{(\sigma_{сж}^2 + 4 \cdot \tau^2) \cdot 10^{10}}$$

и находится в пределах допускаемого напряжения для материала вала шнека.

Необходимо определить угловую скорость вращения шнека, зная его производительность.

Производительность шнекового устройства будет определяться произведением полезно заполненного одношагового межвиткового объема в пределах плоского угла в один радиан на угловую скорость вращения шнека:

$$\Pi = 0,125(D^2 - d_{np}^2)(H - \delta)k \cdot \rho \cdot \varphi \cdot \omega$$

где φ - коэффициент заполнения межвиткового пространства, $\varphi = 0,7$; ω – угловая скорость вращения шнека. Принимая коэффициент заполнения k равным 1, можем получить угловую скорость шнека

$$\omega = (\Pi / 0,125) / [(D^2 - d^2) \cdot (H - \delta) \cdot (1 - k_0) \cdot \rho].$$

Ширина витков шнека определяется по зависимости:

$$b = 0,5(D - d_{np})$$

Угол выреза в кольце-заготовке по выражению:

$$\lambda_0 = 2\pi - (L - l) / b$$

Диаметры кольца-заготовки определяются по формулам:

$$D_0 = \frac{2L}{2\pi - \lambda_0};$$

$$d_0 = \frac{2l}{2\pi - \lambda_0}$$

При изготовлении кольца-заготовки без углового выреза оно расположится на длине шнека. Эта длина определяется по условию:

$$H' = \frac{H}{1 + \frac{\lambda_0}{(2\pi - \lambda_0)}}.$$

Количество колец-заготовок без углового выреза, шт:

$$z = \frac{y}{H},$$

где y – длина шнека, м. Принимаем $y = (6...8) \cdot H$

Полученное количество колец-заготовок округляется до целого числа.

Исходные данные.

№ вар.	D , м	f	H , м	ρ , кг/м	p_{max} , МН/м ³	Π , кг/сек
1	0,15	0,3	0,12	900	0,15	0,167
2	0,16	0,2	0,15	850	0,16	0,260
3	0,14	0,3	0,13	950	0,18	0,187
4	0,15	0,2	0,12	970	0,15	0,160
5	0,17	0,25	0,13	800	0,16	0,190
6	0,15	0,35	0,11	930	0,15	0,175
7	0,12	0,25	0,10	980	0,18	0,165
8	0,15	0,3	0,13	800	0,15	0,200
9	0,18	0,2	0,14	810	0,17	0,210
10	0,15	0,35	0,10	870	0,14	0,195
11	0,17	0,3	0,13	900	0,15	0,165
12	0,15	0,4	0,12	950	0,16	0,185
13	0,18	0,3	0,15	970	0,14	0,170
14	0,15	0,25	0,12	980	0,15	0,167
15	0,16	0,3	0,15	800	0,16	0,260
16	0,14	0,2	0,13	810	0,18	0,187
17	0,15	0,35	0,12	870	0,15	0,160
18	0,17	0,3	0,13	900	0,16	0,190
19	0,15	0,4	0,11	950	0,15	0,175
20	0,12	0,3	0,10	970	0,18	0,165

Тема № 5. Расчет барабанного дозатора сыпучих продуктов

Рабочими органами барабанного дозатора (рис. 1) являются ворошитель (побудитель), не позволяющий продукту слеживаться в бункере над дозатором, и барабан с канавками с устройством изменения длины канавок или изменением частоты вращения барабана в корпусе дозатора.

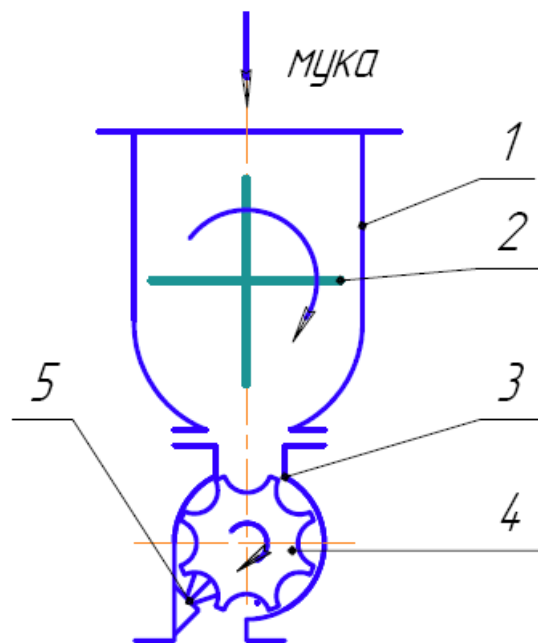


Рис.1. Схема барабанного дозатора:

1 – мучной бункер; 2 – ворошитель; 3 – корпус дозатора; 4 – барабан; 5 – щетка

Исходными данными для расчета являются:

1. Производительность – регулируемая от 0 до 300 кг/ч (см. вариант),
2. Продукт (см. вариант).
3. Емкость мучного бункера (см. вариант).

Исходя из литературных данных и физико-механических свойств сыпучих продуктов, максимальная частота вращения вала барабана дозатора должна быть

$$n_6 < 45 \text{ мин}^{-1}.$$

Исходя из конструкции и производительности дозатора, задаемся геометрическими размерами барабана.

Диаметр барабана – $D_6 = 0,075 \text{ м}$.

Длина канавок барабана – $l = 0,1 \text{ м}$.

Число канавок – $z = 8$.

Радиус проточки канавки барабана – $r = 0,0135 \text{ м}$.

Рассчитаем площадь поперечного сечения канавки барабана, профиль сечения канавки выбираем в зависимости от параметров продукта в виде сегмента, сечение барабана показано на рис.2. Площадь поперечного сечения канавки определяем математическим способом, она равна сумме площадей сегментов с радиусами r и $R = D/2$. Определяем размеры стрелок h_1 и h_2 , зная, что длина хорды у этих сегментов одинакова.

Длина хорды определяется по формуле:

$$c = 2 \cdot \sqrt{h \cdot (2 \cdot r - h)}, \quad (1)$$

Подставляем значения радиусов и стрелок в формулу (1) и проводим преобразования:

$$2 \cdot \sqrt{h_1 \cdot (2 \cdot r - h_1)} = 2 \cdot \sqrt{h_2 \cdot (2 \cdot R - h_2)};$$

где

$$h_2 = r - h_1. \quad (2)$$

$$2 \cdot \sqrt{h_1 \cdot (2 \cdot r - h_1)} = 2 \cdot \sqrt{h_2 \cdot (2 \cdot R - h_2)}; \quad (3)$$

Из уравнения (3) находим h_1 и подставляем в (2).

Длину хорды определяем из выражения (1), подставляя любое из значений h_1 , либо h_2 .

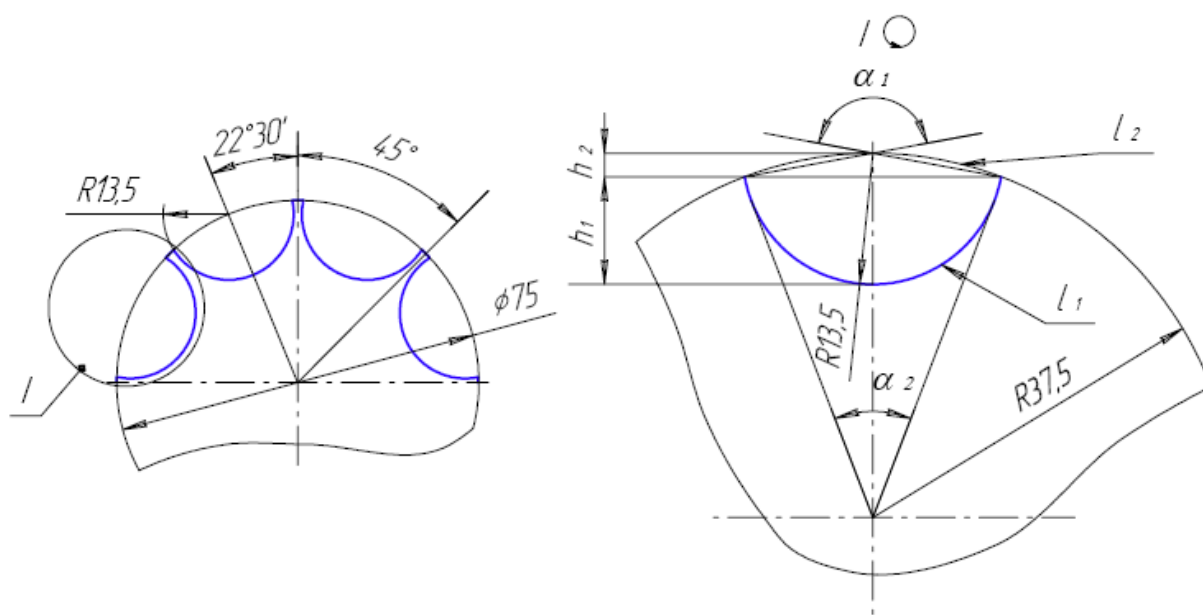


Рис.2. Схема поперечного сечения барабана

Величину центрального угла определяем из формулы:

$$\arcsin(\alpha_1 / 2) = \frac{c}{2 \cdot r}$$

Отсюда определяем α_1 .

Аналогично

$$\arcsin(\alpha_2 / 2) = \frac{c}{2 \cdot R}$$

Отсюда определяем α_2 .

Длину дуги соответствующих сегментов определяем по формулам:

$$l_1 = 0,01745 \cdot r \cdot \alpha_1$$

$$l_2 = 0,01745 \cdot R \cdot \alpha_2$$

Площадь отдельных сегментов определяем по формуле:

$$F = 0,5 \cdot [r \cdot l - c \cdot (r - h)]. \quad (4)$$

Площадь поперечного сечения канавки определяем по формуле:

$$F_c = F_1 + F_2.$$

Подставим в формулу (4) значения площадей отдельных сегментов:

$$F_c = 0,5 \cdot [r \cdot l_1 - c(r - h_1)] + 0,5 \cdot [R \cdot l_2 - c(R - h_2)]$$

Определяем частоту вращения вала барабана n_6 (мин⁻¹) выражая её из формулы для расчета производительности Q дозатора

$$Q = 60 \cdot F \cdot l \cdot z \cdot n_6 \cdot \rho \cdot k$$

где

z – количество канавок в барабане;

F – площадь поперечного сечения канавки, м²;

l – длина канавки барабана, м;

n_6 – частота вращения барабана, мин⁻¹;

ρ – объемная масса продукта, кг/м³;

k – коэффициент заполнения ($k = 0,8 \dots 0,9$).

Выбираем геометрические размеры ворошителя из расчета, что бункер вмещает 30 кг продукта.

- диаметр ротора $D_p = 390$ мм;
- длина лопастей $L_l = 240$ мм;
- число лопастей $z = 8$ шт.;
- ширина лопасти $b = 8$ мм.

Форму нижней части бункера выбираем по форме ворошителя, вид и размеры представлены на рис.3. Длина выпускного отверстия равна длине барабана, а ширина равна радиусу барабана.

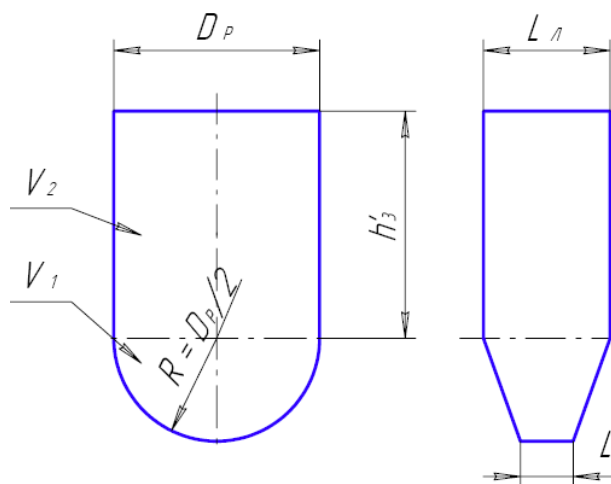


Рис.3. Внешний вид мучного бункера

Объем бункера

$$V = \frac{Q}{\rho \psi} t$$

где Q_m – производительность дозатора, ρ – насыпная плотность продукта, ψ – коэффициент заполнения бункера мукой, принимаем $\psi = 0,8$; $t = 10-15$ мин – время работы без досыпки.

Частоту вращения ворошителя принимаем:

$$n_{\text{ВОР}} = \frac{n_{\delta}}{2}$$

Общая мощность на валу барабанного дозатора N_{δ} (кВт) определяется по формуле

$$N_{\delta} = N_{\delta} + N_{\text{В}}.$$

Мощность для привода барабана дозатора N_{δ} (кВт) определяем по формуле

$$N_{\delta} = 0,0005 \cdot P \cdot D_p \cdot n_{\delta} \cdot k_1 \cdot k_2$$

где $D_{\delta} = 0,075$ м – диаметр барабана дозатора;

k_1 – коэффициент, учитывающий сопротивление продукта дроблению ($k_1 = 1,2 \dots 2,0$);

k_2 – коэффициент, учитывающий потери на трение рабочих органов дозатора ($k_2 = 1,1 \dots 1,2$);

Сила для преодоления сопротивления внутреннего трения P равна:

$$P = V \cdot \rho \cdot \text{tg} \varphi$$

φ – угол естественного откоса продукта при движении, град.

Мощность для привода ворошителя $N_{\text{В}}$ (кВт) определяем по формуле:

$$N_{\text{В}} = z \cdot \frac{k_2 \cdot \omega^3 \cdot h}{408} \cdot (R_1^4 - r_1^4),$$

где z – число лопастей, шт; k_2 – коэффициент сопротивления;

h – высота лопасти, м; ω – угловая скорость ворошителя, с^{-1} ;

R_1 – наружный радиус вращения лопастей, м;

r_1 – внутренний радиус вращения лопастей, м.

Принимаем:

- число лопастей

$$z = 8 \text{ шт.};$$

- коэффициент сопротивления

$$k_2 = 5000;$$

- высота лопасти

$$h = L_{\text{Л}} = 0,24 \text{ м};$$

- угловая скорость ворошителя

$$\omega = \pi \cdot n_{\text{ВОР}} / 30 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

- наружный радиус вращения лопастей

$$R_1 = D_p / 2 + L_{\text{Л}} \text{ (м)};$$

- внутренний радиус вращения лопастей

$$r_1 = D_p / 2 \text{ (м)}.$$

$$D_p = 0,390 \text{ м}$$

Исходные данные.

Номер варианта	Вид продукта	Произво- дитель- ность, кг/ч	Насыпная плотность, кг/м ³	Угол естествен- ного откоса, град	Кoeffи- циент трения по стали	Емкость мучного бункера, кг
1	Мука макаронная в/с	100	680	37...44	0,7	20
2	Мука макаронная в/с	200	680	37...44	0,7	25
3	Мука макаронная в/с	400	680	37...44	0,7	40
4	Мука хлебопекарная в/с	100	550	46...55	0,7	15
5	Мука хлебопекарная в/с	200	550	46...55	0,7	35
6	Мука хлебопекарная в/с	300	550	46...55	0,7	40
7	Пшеница	500	760	25...30	0,37	50
8	Пшеница	1000	760	25...30	0,37	100
9	Пшеница	1500	760	25...30	0,37	120
10	Рожь	600	730	26...32	0,37	70
11	Рожь	1100	730	26...32	0,37	110
12	Рожь	2000	730	26...32	0,37	150
13	Просо	400	850	27...33	0,34	35
14	Просо	700	850	27...33	0,34	45
15	Просо	900	850	27...33	0,34	55

Тема № 6. Расчет тарельчатого дозатора сыпучих продуктов

Основным рабочим органом тарельчатого дозатора (рис. 1) является вращающаяся тарелка (диск), с которого продукт сбрасывается скребком, толщина слоя регулируется передвижной манжетой, надетой на выходной патрубок бункера.

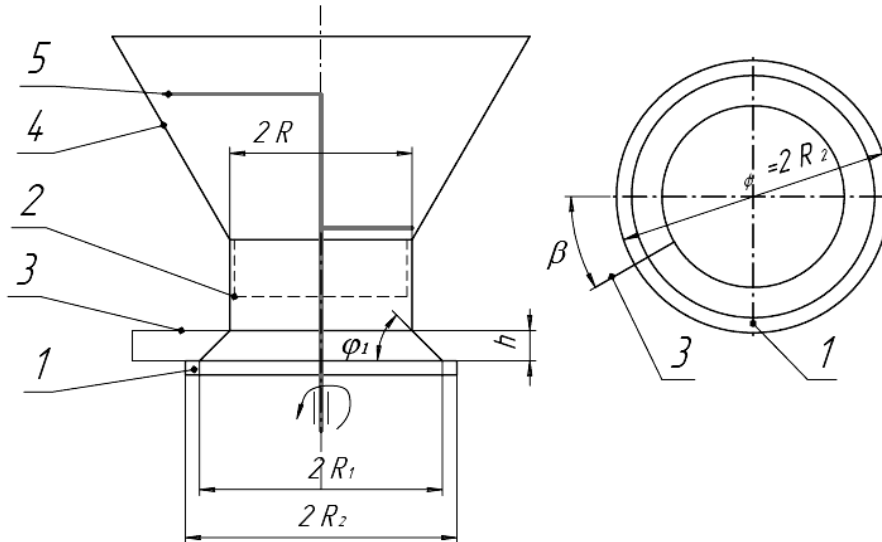


Рис.1. Схема тарельчатого дозатора:

1 - тарелка; 2 - манжета; 3 - скребок; 4 - бункер; 5 – ворошитель;

R – радиус манжеты; R_1 – наибольший радиус вращения частицы;

R_2 – наибольший радиус тарелки; h – высота подъема манжеты над тарелкой

Исходными данными для расчета являются:

1. Производительность – регулируемая от 0 до 1000 кг/ч (см. вариант),
2. Продукт (см. вариант). Структурно-механические свойства продукта определяем по таблице (см. вариант)
3. Емкость бункера (см. вариант).

Производительность дозатора можно регулировать изменением частоты вращения тарелки, либо изменением h высоты подъема манжеты над тарелкой, при помощи винтового механизма. В нашем случае применяем второй способ регулирования производительности тарельчатого дозатора.

Конструктивно задаемся высотой h (м) подъема манжеты для максимальной производительности и радиусом R (м) манжеты, соответственно:

$$h = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м} \quad R = 85 \text{ мм} = 0,085 \text{ м}.$$

Определяем рабочую n_p (мин⁻¹) частоту вращения тарелки по формуле:

$$n_p = \frac{Q \cdot \operatorname{tg} \varphi_1}{1000 \cdot 60 \cdot \pi \cdot h^2 \cdot \left(R + \frac{h}{3 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1} \right)}$$

где h – высота подъема манжеты над тарелкой (диск), м; n – частота вращения тарелки, мин⁻¹; R – радиус манжеты, м; φ_1 – угол естественного откоса продукта в движении.

Максимальную частоту вращения тарелки n (мин^{-1}) определяем

$$n \leq 30 \cdot \sqrt{\frac{f}{R + \frac{h}{\operatorname{tg} \varphi}}}.$$

Рабочая частота вращения тарелки должна быть меньше максимальной. Наибольший радиус вращения частицы R_1 (м) определяем по формуле:

$$R_1 = R + \frac{h}{\operatorname{tg} \varphi}.$$

Максимальный радиус тарелки R_2 (м) определяем по формуле:

$$R_2 = R_1 + \Delta,$$

где Δ - конструктивный запас, м (принимая конструктивный запас $\Delta = 7,73$ мм).

Расстояние между центром тяжести радиального сечения кольца и осью вращения, при максимальной производительности, определяем по формуле:

$$R_o = R + \frac{h}{3 \cdot \operatorname{tg} \varphi}.$$

Площадь поперечного сечения кольца сбрасываемого продукта F_o (м^2) при максимальной производительности дозатора определяется по формуле

$$F_o = \frac{h^2}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi}.$$

Скорость движения материала, сбрасываемого с тарелки V_o (м/с), определяем по формуле:

$$V_o = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_o \cdot n}{60}.$$

Форму бункера (рис. 2) выбираем в виде перевернутого усеченного конуса с углом наклона образующей, для лучшего ссыпания $\alpha > \varphi_o$, то есть больше угла естественного откоса.

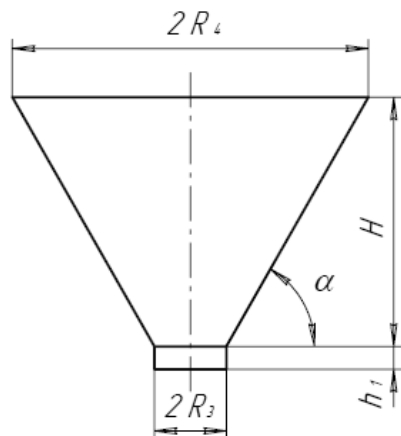


Рис. 2. Внешний вид бункера

Объем бункера V (м³) определяем из выражения:

$$V = \frac{Q_M}{\rho \cdot \psi}$$

где ψ - коэффициент заполнения бункера, принимаем $\psi = 0,8$.

Геометрические размеры бункера определяем по формуле:

$$V = (R_4^2 + R_3^2 + R_4 \cdot R_3) \cdot \frac{\pi \cdot H}{3}, \quad (1)$$

где R_4 – радиус верхнего основания усеченного конуса, м; R_3 – радиус нижнего основания усеченного конуса, м; H – высота усеченного конуса, м; можно представить как $H = \operatorname{tg} 60 \cdot (R_4 - R_3)$.

Отсюда:

$$V = (R_4 + R_3 + R_4 \cdot R_3) \cdot \frac{\pi \cdot (R_4 + R_3) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{3}.$$

Радиус нижнего основания усеченного конуса R_3 выбираем меньше радиуса манжеты R , чтобы манжета могла свободно перемещаться по цилиндру нижнего основания усеченного конуса, принимаем: $R_3 = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$. Подставляем известные значения в формулу (1) и решаем данное уравнение относительно R_4 :

$$V = (R_4^2 + 0,08^2 + R_4 \cdot 0,08) \cdot \frac{3,14 \cdot (R_4 - 0,08) \cdot \operatorname{tg} 60}{3};$$

Определим путь перемещения материала по тарелке L (м) из треугольника ABC , принимаем конструктивно угол установки скребка $\beta = 30^\circ$. Схема перемещения материала по тарелке представлена на рис. 3.

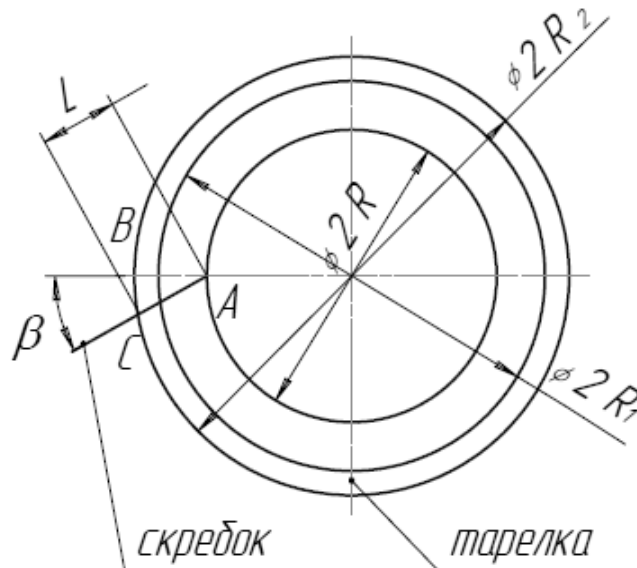


Рис. 3. Схема перемещения материала по тарелке:

L – путь перемещения материала; β - угол установки скребка относительно плоскости сечения кольца материала

Из треугольника ABC определим путь перемещения материала по тарелке L:

$$L \approx AC = AB \cdot \cos \beta = (R_2 - R) \cdot \cos \beta$$

Силу трения P, возникающую при движении материала по тарелке, определяем по формуле, при следующих данных: путь перемещения материала L = 0,0563 м; коэффициент трения материала о тарелку f = 0,7;

$$P = F_o \cdot L \cdot \rho \cdot g \cdot f,$$

где L – путь перемещения материала, м; ρ – насыпная плотность материала, кг/м³; f – коэффициент трения материала о тарелку;

Мощность потребную для преодоления сопротивления от трения материала о тарелку N₁ (кВт), определяем по формуле (35), используя ранее рассчитанные параметры P и V_o:

$$N_1 = \frac{P \cdot V_o}{102},$$

где P – сила трения, возникающая при движении материала по тарелке, Н; V_o – скорость движения материала, сбрасываемого с тарелки, м/с.

Мощность для привода тарельчатого дозатора N (кВт) определяем по формуле, зная мощность N₁, угол установки скребка β и принимая коэффициент трения материала о скребок $f_2 = 0,65$, коэффициент, учитывающий другие вредные сопротивления k = 2,0.

$$N = N_1 \cdot (1 + f_2 \cdot \cos \beta) \cdot k, \quad (2)$$

где β – угол установки скребка относительно плоскости сечения кольца материала, град; f_2 – коэффициент трения материала о скребок; k – коэффициент, учитывающий другие вредные сопротивления (k = 1.5...2.0).

Мощность для привода ворошителя N_B (кВт) определяем по формуле:

$$N_B = z \cdot \frac{k_2 \cdot \omega^3 \cdot h}{408} \cdot (R_1^4 - r_1^4),$$

где z – число лопастей, шт; k₂ – коэффициент сопротивления; h – высота лопасти, м; ω – угловая скорость ворошителя, с⁻¹; R₁ – наружный радиус вращения лопастей, м; r₁ – внутренний радиус вращения лопастей, м.

Принимая, что: так как практически лопасти трапецеидальные, то для удобства расчета заменяем их плоскими лопастями, число условных лопастей z = 2 шт.; коэффициент сопротивления для продукта k₂ = 5000; высота лопасти h = 0,04 м; угловая скорость ворошителя

$$\omega = \pi \cdot n_p / 30$$

Наружный радиус вращения лопастей R₁ = 0,25 м; внутренний радиус вращения лопастей равен половине диаметра вала, на котором жестко крепятся тарелка и ворошитель, принимаем r₁ = 0,02 м.

Общая мощность на валу тарельчатого дозатора N_д (кВт) определяется по формуле $N_d = N + N_B$.

Исходные данные.

№ вар	Вид продукта	Производи- тельность, кг/ч	Насыпная плотность, кг/м3	Угол естественного откоса, град.	Коэффи- циент трения	Емкость бункера, кг
1	Мука хлебопекарная, в/с	450	550	46...55	0,7	45
2	Мука хлебопекарная, в/с	350	550	46...55	0,7	35
3	Мука хлебопекарная, в/с	150	550	46...55	0,7	30
4	Мука хлебопекарная, в/с	550	550	46...55	0,7	55
5	Мука мясокостная	600	675	37...40	0,65	70
6	Мука мясокостная	500	675	37...40	0,65	50
7	Мука мясокостная	400	675	37...40	0,65	45
8	Мука мясокостная	700	675	37...40	0,65	90
9	Кормовой мел	180	950	40...50	0,9	30
10	Кормовой мел	230	950	40...50	0,9	40
11	Кормовой мел	380	950	40...50	0,9	35
12	Кормовой мел	430	950	40...50	0,9	50
13	Отруби	750	300	70...75	0,8	80
14	Отруби	650	300	70...75	0,8	65
15	Отруби	550	300	70...75	0,8	60
16	Поваренная соль	400	1400	40...50	0,52	40
17	Поваренная соль	600	1400	40...50	0,52	55
18	Поваренная соль	800	1400	40...50	0,52	85

5. Список рекомендуемой литературы

1. Современные технологии получения и переработки полимерных и композиционных материалов: учебное пособие / В.Е. Галыгин, Г.С. Баронин, В.П. Таров, Д.О. Завражин. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 180 с. ISBN 978-5-8265-1141-1.
2. Основы механики, проектирования и технологии изготовления изделий из слоистых композиционных материалов: учеб. пособие / Ю. С. Первушин, В. С. Жернаков; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. Уфа. 2008. – 303с.
3. Технологические процессы производства аэрокосмических конструкций из композиционных материалов: лабораторный практикум / Ю.А. Вашуков, Т.А. Митрошкина. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2016. – 76 с.: ил. ISBN 978-5-7883-1100-5
4. Композиционные материалы: справочник / В.В. Васильев, В.Д. Протасов, В.В. Болотин [и др.]; под ред. Васильева В.В. и Тарнопольского М.Р. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.
5. Басов Н.И., Казанков Ю.В., Любартович В.А. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов. М.: Химия, 1986. 488 с.
6. Бушуев В.В. Практика конструирования машин: справочник. М.: Машиностроение, 2006. 448 с.
7. Йоханнабер Ф. Литьевые машины. Справочное руководство. Перевод с англ. под ред. Калинчева Э.Л. Санкт-Петербург: Профессия, 2010. 432 с.
8. Компьютерные технологии при проектировании и эксплуатации технологического оборудования: учеб. пособие для вузов / Г.В. Алексеев [и др.]. 2-е изд., испр. и доп. СПб.: ГИОРД, 2006. 296 с.
9. Конструирование и расчет машин химических производств / Ю.И. Гуревич, И.Н. Карасев, Э.Э. Кольман-Иванов и др. Под ред. Э.Э. Кольман-Иванова. М.: Машиностроение, 1986. 408 с.
10. Кошкин Л.Н. Роторные и роторно-конвейерные линии. 3-е изд. перераб. и доп., М.: Машиностроение, 1991. 400 с.
11. Справочник по технологии изделий из пластмасс / Г.В. Сагалаев, В.В. Абрамов и др. Под ред. Г.В. Сагалаева, В.В. Абрамова, В.Н. Кулезнева, С.В. Власова. М.: Химия, 2000. 424 с.
12. Справочник по проектированию оснастки для переработки пластмасс / А.П. Пантелеев, Ю.М. Шевцов, И.А. Горячев. М.: Машиностроение, 1986. 400 с.