

Учебное издание

И.А. Гайсин, И.Х. Исрафилов, А.Т. Галиакбаров, М.Л. Хазиев.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ
РАЗДЕЛЕНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ**

Методическое указание

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университета

Подписано в печать 11.05. 2018г.
Формат 60x84/16. Печать ризографическая.
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman».
Усл. п. л. 2,0. Уч.-изд. л. 2,0.
Тираж 50 экз. Заказ № 996.

423810, г. Набережные Челны, Новый город, проспект Мира, 68/19
тел./факс (8552) 39-65-99 e-mail: ic-nchi-kpfu@mail.ru

Министерство образования и науки
Российской Федерации
Набережночелнинский институт (филиал)
федерального государственного автономного образовательного
учреждения высшего образования
«Казанский (Приволжский) федеральный университет»

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ
РАЗДЕЛЕНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ**

Методические указания к расчетно-практической работе по
дисциплине :«Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых
производств»

Набережные Челны

2018 г.

УДК 697.1(075.8)
ББК 38.113.6(я)73

П79

*Печатается в соответствии
с решением учебно-методической комиссии отделения
информационных технологий и энергетических систем
НЧИ К(П)ФУ*

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент **Р.Р. Саубанов;**
доктор технических наук, профессор **С.В. Дмитриев**

Гайсин И.А.

П79 Определение основных параметров машин для
разделения сыпучих продуктов.: методические указания / И.А.
Гайсин, И.Х. Исрафилов, А.Т. Галиакбаров, М.Л. Хазиев. –
Набережные Челны : Изд.-полигр. Центр Набережночелнинского
института К(П)ФУ, 2018.- 35 с.

В издании изложены материалы, предназначенные для
студентов направления 15.03.02 «Технологические машины и
оборудование» при подготовке и выполнении лабораторных работ по
дисциплинам: «Расчет и конструирование машин и аппаратов
пищевых производств», «Физико-механические свойства сырья и
готовой продукции», «Инженерная реология», «Проектирование
технологических линий»

© Набережночелнинский институт К(П)ФУ, 2018

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ

Цель работы: Оценка технического уровня (состояния)
устройств для разделения сыпучих продуктов и её исследование для
повышения эффективности процесса разделения и выявление
основных направлений совершенствования конструкции.

Задачи работы:

1. Изучить устройство и принцип работы машин для
разделения сыпучих продуктов.
2. Усвоить правила безопасной эксплуатации сепараторов и
подготовить их к работе.
3. Произвести расчет сепараторов согласно примерам.

1.1. Машины с возвратно-поступательным движением плоских сит

Основными расчетными параметрами плоских сит зерновых
сепараторов являются: ширина и длина подсевных сит, угол наклона
их к горизонтали, угол направления колебаний, кинематические
параметры.

Производительность ситового сепаратора Q (кг/ч) определяем
по формуле:

$$Q = B \cdot q, \quad (1)$$

где B – ширина подсевного сита, см;

q – удельная нагрузка (на единицу ширины сита), кг/(см·ч).

Удельную нагрузку q для подсевных сит принимают 45...60
кг/(см·ч), для сортировочных с отверстиями диаметром 6...10 мм в
3...4 раза больше, а для приемных сит с отверстиями диаметром
20...40 мм в 8...10 раз больше, чем для подсевных сит. Для
высокопроизводительных сепараторов на элеваторах удельную
нагрузку q на подсевные сита принимают до 200 кг/(см·ч).

Длину сита L (дм) определяют по формуле:

$$L = \frac{q}{q_F \cdot B}, \quad (2)$$

где q_F – удельная производительность (производительность на
единицу площади сита), кг/(дм²·ч); B – ширина сита, дм.

Удельную q_F производительность для сит с рабочими размерами отверстий 6 мм и более (сортировочные и приемные сита) определяем по формуле:

$$q_F = 60 \cdot (a - 4,5), \quad (3)$$

где a - рабочий размер сита, мм.

Толщину h_1 слоя зерна, движущегося по сити со средней скоростью подачи V_{cp} , определяем по формуле:

$$h_1 = \frac{q_1}{V_{cp} \cdot \rho \cdot k}, \quad (4)$$

где q_1 - количество зерна в кг, поступающего на 1 м ширины данного сита за 1 с (кг/(м·с));

ρ - насыпная плотность зерна, кг/м³;

k - коэффициент разрыхления зерновой смеси (для ржи и пшеницы $k=1,5$), оптимальная средняя скорость перемещения зерна по сити находится в пределах от 0,32...0,34 м/с.

Частоту и амплитуду колебаний сит выбирают в зависимости от физико-механических свойств зерна и примесей. Для оценки и выбора кинематических параметров пользуемся условным кинематическим параметром k , который определяют по формуле:

$$k = \omega^2 \cdot r \quad \text{или} \quad k = \frac{\omega^2 \cdot r}{g}, \quad (5)$$

Для очистки пшеницы и ржи принимают $\omega^2 \cdot r = 12,5...16$ м/с² при $r = 0,005$ м; для исходных ингредиентов комбикормов $\omega^2 \cdot r = 13,5...16,5$ м/с² при $r = 0,0125...0,015$ м; для калибрования семян кукурузы $\omega^2 \cdot r = 11...12$ м/с² при $r = 0,007$ м. Эти показатели относятся к зерну нормальной влажности и засоренности.

Технологическую схему установки сит в корпусе выбирают на основании справочных данных.

Движение частицы вниз по поверхности наклонного сита возможно, если сила ее инерции больше силы трения. Из этих условий выведена формула для определения частоты вращения эксцентрика:

$$n_B = 30 \cdot \sqrt{\frac{tg(\varphi + \alpha)}{r}}, \quad (6)$$

где φ - угол трения частицы о поверхность сита, град ($\varphi = \arctg(f)$, где f - коэффициент трения);

4

α - угол наклона сита, град;

r - эксцентриситет или радиус кривошипа, м.

Максимальную рабочую частоту вращения эксцентрика определяем по формуле:

$$n_{max} = \frac{30}{\sqrt{r \cdot tg \alpha}}, \quad (7)$$

Рабочую частоту вращения эксцентрика определяем из выбранного кинематического параметра, при этом должно выполняться условие:

$$n_B < n_P < n_{max}, \quad (8)$$

Производительность просеивающей машины с плоским ситом зависит от многих факторов. Основные затруднения при теоретическом определении производительности заключаются в установлении толщины слоя муки на сите. Для ориентировочного определения производительности можно пользоваться практическими данными: принимать производительность сита площадью 1 м² около 2 кг/с.

Производительность грохота (в кг/с) с просеивающей поверхностью прямоугольной формы определяется по формуле:

$$Q = h \cdot b \cdot v \cdot \rho, \quad (9)$$

где h - толщина слоя материала в начале просеивающей поверхности, м;

b - ширина просеивающей поверхности, м;

v - скорость движения материала по просеивающей поверхности, м/с;

ρ - насыпная плотность материала, кг/м³. Мощность, необходимая для вращения вала кривошипа N (кВт), может быть определена по эмпирической формуле:

$$N = \frac{\omega^2 \cdot r^2 \cdot (m_C + m_M)}{204}, \quad (10)$$

где ω - частота вращения кривошипа, с⁻¹;

r - радиус кривошипа, м;

m_C - масса качающихся частей сита, кг;

m_M - масса слоя муки на сите, кг.

Масса слоя муки на сите m_C определяется по формуле:

$$m_C = F \cdot h \cdot \rho, \quad (11)$$

5

где F – площадь сита, м^2 ;

h – толщина слоя муки, м ;

ρ – насыпная плотность материала, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для уравнивания привода необходимо подобрать массу балансирного груза m_r и радиус вращения центра тяжести груза R такой величины, чтобы горизонтальная составляющая P_A по модулю была равна силе инерции корпуса $P_{ик}$.

Радиус центра тяжести балансиров определяем по формуле:

$$R = \frac{m_k r}{m_r}, \quad (12)$$

где m_k и m_r – соответственно массы корпуса и груза, кг .

Длину шатуна кривошипно-шатунного привода $L_{ш}$ (м) определяем по формуле:

$$L_{ш} = (30 \dots 50) \cdot r, \quad (13)$$

Силы инерции поступательно движущихся масс корпуса или балансирного груза определяем по формуле:

$$P_{и} = m \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha, \quad (14)$$

где $P_{ик}$ и $P_{иг}$ – силы инерции корпуса и грузов, кгс ;

ω – угловая скорость кривошипа, с^{-1} ;

r и R – соответственно радиусы кривошипа и центра тяжести балансирных грузов;

P_A и P_B – соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие силы инерции груза.

Ситовой корпус устанавливается на четырех пружинах, на каждую из них передается возмущающая сила, равная 0,25 силы инерции. Максимальная деформация пружины равна амплитуде колебаний сита $F_3 = A$.

Рабочую длину пластинчатой пружины L_0 (мм) определяем по формуле:

$$L_0 = \sqrt{\frac{3 \cdot S \cdot E \cdot F_3}{2 \cdot [\sigma_{из}]}}, \quad (15)$$

где S – толщина пружины, мм ;

E – модуль упругости, $\text{кгс}/\text{мм}^2$;

$[\sigma_{из}]$ – допускаемое напряжение при изгибе, $\text{кгс}/\text{мм}^2$.

Ширину пружины b определяем по формуле:

$$b = \frac{6 \cdot P \cdot L_0}{5^2 \cdot \sigma_{из}}, \quad (16)$$

где P – возмущающая сила (кгс), которая находится из выражения:

$$P = \frac{P_{ик}}{4}, \quad (17)$$

1.2. Машины с вращающимися ситами

Примером такой машины может быть пирамидальный бурат. По заданной производительности Q (в кг/с) определяем приведенный радиус барабана бурата по формуле:

$$R = \frac{1}{h} \sqrt{\left(\frac{Q}{\rho \cdot n \cdot \text{tg} \alpha}\right)^2}, \quad (18)$$

где h – наибольшая толщина слоя муки в барабане, м ($h = 0,05 \text{ м}$);

ρ – насыпная плотность материала, $\text{кг}/\text{м}^3$;

n – частота вращения барабана, с^{-1} ;

α – угол наклона оси барабана или грани пирамиды, град .

Проверяем частоту вращения барабана n (мин^{-1}) по формуле:

$$n < n_{кр} = 30 \sqrt{\frac{\sin \alpha_1 - f \cos \alpha_1}{R \cdot (f + \text{tg} \beta)}}, \quad (19)$$

Предельное положение грани, при котором возможно просеивание продукта, будет соответствовать $\alpha_1 = 90^\circ$. При шестигранном рабочем органе предельное значение $\beta = 30^\circ$, а при цилиндрическом рабочем органе $\beta = 0$.

Определяем общую площадь ситовой поверхности барабана бурата F_c (м^2) по формуле:

$$F_c = \frac{Q}{q}, \quad (20)$$

где q – удельная производительность бурата ($q = 0,028 \dots 0,139 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$), большее значение удельной производительности характерно для более крупных примесей.

Задавшись числом граней ситового барабана ($z = 5 \dots 6$), определяем площадь ситовой поверхности одной рамки F (м^2) по формуле:

$$F = \frac{F_c}{z}, \quad (21)$$

Считая, что приведенный радиус барабана R (м) является средней линией пирамидальной грани ситового барабана, определяем длину ситового барабана по формуле:

$$L = \frac{F}{R} \quad (22)$$

Зная площадь ситовой рамки и ее длину, определяем размеры сторон рамки.

Задаемся конструктивно размерами шнека в следующих пределах: диаметр винта $D = 0,15 \dots 0,20$ м; шаг винта $S = D$; диаметр вала шнека $d = (0,2 \dots 0,3)D$.

Частоту вращения распределительного шнека $n_{\text{ШН}}$ (с^{-1}) определяем по формуле:

$$n_{\text{ШН}} = \frac{4 \cdot Q}{[\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot S \cdot \rho \cdot \Psi]} \quad (23)$$

где Ψ – коэффициент заполнения шнека ($\Psi = 0,5 \dots 0,6$).

Мощность электродвигателя N (кВт) определяем по формуле:

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta} \quad (24)$$

где N_1 – мощность, необходимая на преодоление сил трения в подшипниках вала, кВт;

N_2 – мощность, затрачиваемая на подъем муки в барабане, кВт;

N_3 – мощность, необходимая для вращения распределительного шнека, кВт;

η – КПД привода.

Мощность, потребную на преодоление сил трения в подшипниках вала N_1 (кВт), определяем по формуле:

$$N_1 = (G_6 + G_m) \cdot f \cdot \pi \cdot d \cdot n \cdot 10^{-3} \quad (25)$$

где G_6 – вес барабана бурата, Н;

G_m – вес муки в барабане, Н;

f – коэффициент трения скольжения в подшипниках ($f = 0,15 \dots 0,20$);

d – диаметр шейки вала, м;

n – частота вращения барабана, с^{-1} .

Мощность, затрачиваемую на подъем муки в барабане N_2 (кВт) определяем по формуле:

$$N_2 = 2,4 \cdot G_m \cdot R \cdot n \cdot 10^{-3} \quad (26)$$

8

где R – радиус барабана бурата, м.

Мощность, необходимую для вращения распределительного шнека N_3 (кВт), определяем по формуле:

$$N_3 = g \cdot Q \cdot L_{\text{Ш}} \cdot \omega \cdot 10^{-3} \quad (27)$$

где Q – производительность бурата, кг/с;

$L_{\text{Ш}}$ – длина шнека, м;

ω – коэффициент сопротивления движению ($\omega = 4 \dots 5$).

1.3. Просеивающие машины с неподвижными ситами

К таким машинам относится, например, просеиватель «Пионер».

Производительность просеивателя Q (кг/с) определяем по формуле:

$$Q = 0,625 \cdot D^3 \cdot n \cdot \rho \cdot \Psi \cdot k \quad (28)$$

где D – наружный диаметр винта, м;

n – частота вращения шнека, с^{-1} ;

ρ – насыпная плотность материала, $\text{кг}/\text{м}^3$;

Ψ – коэффициент производительности, учитывающий условия загрузки и степень заполнения шнека, а также свойства продукта и его вращение вокруг оси винта ($\Psi = 0,2 \dots 0,3$);

k – геометрический коэффициент, учитывающий часть сечения, занимаемую винтом и валом ($k = 0,65 \dots 0,75$).

Задаемся конструктивно следующими размерами: шаг винта $S = (0,7 \dots 0,8)D$, м; высота загрузочного отверстия кожуха $h = (1 \dots 1,5)S$, м; диаметр вала винта $d = (0,2 \dots 0,3)D$, м; радиальный зазор между винтом и кожухом $\delta = 2 \dots 3$ мм.

Критическую частоту вращения шнека определяем по формуле:

$$n_{\text{кр}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \text{tg}(\lambda + \rho)}{f \cdot D_1}} \quad (29)$$

где λ – угол подъема винтовой поверхности, град;

ρ – угол трения покоя груза по винту ($\text{tg} \rho = f$, $\rho = \text{arctg} f$);

f – коэффициент трения груза по кожуху ($f = 0,3 \dots 0,4$);

D_1 – внутренний диаметр кожуха, м.

При этом должно выполняться условие:

$$n > n_{\text{кр}} \quad (30)$$

9

Угол подъема винтовой поверхности λ определяем по формуле:

$$\lambda = \arctg\left(\frac{s}{\pi \cdot D}\right), \quad (31)$$

Внутренний диаметр кожуха D_1 (м) определяем по формуле:

$$D_1 = D + 2 \cdot \delta, \quad (32)$$

Площадь ситовой поверхности F_c (м²) определяем по формуле:

$$F_c = \frac{Q}{q}, \quad (33)$$

где q – удельная производительность просеивателя, $q = 2,8 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

Диаметр цилиндрического сита D_c (м) определяем по формуле:

$$D_c = D + 2 \cdot \delta, \quad (34)$$

Высоту цилиндрического сита H_c (м) определяем по формуле:

$$H_c = \frac{F_c}{\pi \cdot D_c}, \quad (35)$$

Мощность электродвигателя N (кВт) определяем по формуле:

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \quad (36)$$

где N_1 – мощность, необходимая на подъем муки, кВт;

N_2 – мощность, необходимая на вращение питающих лопастей, кВт;

η – КПД привода.

Мощность, потребную на подъем муки N_1 (кВт), определяем по формуле:

$$N_1 = g \cdot Q \cdot H \cdot k_1 \cdot (\omega + 1) \cdot 10^{-3}, \quad (37)$$

где Q – производительность просеивателя, кг/с;

H – высота подъема продукта, м;

k_1 – коэффициент, учитывающий потери на трение винта в подшипниках ($k_1 = 1,15 \dots 1,20$);

ω – коэффициент сопротивления движению ($\omega = 10$).

Мощность, необходимая на вращение питающих лопастей N_2 (кВт), определяется по формуле:

$$N_2 = z \cdot \frac{k_2 \cdot \omega^2 \cdot h_1}{408} \cdot (R^4 - r^4), \quad (38)$$

где z – число лопастей ($z = 2$);

10

k_2 – коэффициент сопротивления (для муки $k_2 = 5000$);

ω – угловая скорость лопастей, с⁻¹;

h_1 – высота лопасти, м ($h_1 = 0,03$ м);

R – наружный радиус лопасти, м ($R = 0,3$ м);

r – радиус вала лопасти, м ($r = 0,03$ м).

Коэффициент полезного действия привода определяется по формуле:

$$\eta = \eta_{\text{РЕМ}} \cdot \eta_{\text{ЗУБ}}, \quad (39)$$

где $\eta_{\text{РЕМ}}$ – КПД ременной передачи;

$\eta_{\text{ЗУБ}}$ – КПД зубчатой передачи.

По каталогам подбираем электродвигатель и выписываем его техническую характеристику.

Определяем общее передаточное число по формуле:

$$i = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{Л}}} = i_{\text{РЕМ}} \cdot i_{\text{ЗУБ}}, \quad (40)$$

где $n_{\text{ДВ}}$ – частота вращения двигателя, с⁻¹;

$n_{\text{Л}}$ – частота вращения лопастей, с⁻¹,

$i_{\text{РЕМ}}$ – передаточное число клиноременной передачи;

$i_{\text{ЗУБ}}$ – передаточное число зубчатой передачи.

Передаточное число клиноременной передачи $i_{\text{РЕМ}}$ определяем по формуле:

$$i_{\text{РЕМ}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n} = \frac{i}{i_{\text{ЗУБ}}}, \quad (41)$$

Передаточное число зубчатой передачи $i_{\text{ЗУБ}}$ определяем по формуле:

$$i_{\text{ЗУБ}} = \frac{n_{\text{МН}}}{n_{\text{Л}}} = \frac{i}{i_{\text{РЕМ}}}, \quad (42)$$

По полученным данным рассчитывают клиноременную и зубчатую передачи на прочность.

Диаметр вала питающих лопастей определяют из расчета на изгиб с кручением. При этом следует учесть, что на вал будут действовать усилия от зубчатой передачи и от питающих лопастей, а также крутящий момент.

11

2. Задание и его выполнение

2.1. Расчет сепаратора с возвратно-поступательным движением плоских сит

Рассчитать геометрические и кинематические параметры ситового сепаратора, выбрать схему привода и определить мощность. Производительность ситового сепаратора $Q = 5000$ кг/ч, произвести очистку пшеницы от примесей, отличающихся геометрическими размерами.

По приложению 2 определяем физико-механические свойства пшеницы: геометрические размеры (длина – 8,0 мм, ширина – 3,0 мм, толщина – 2,5 мм); объемная плотность $\rho = 760$ кг/м³; коэффициент внутреннего трения $f_1 = 0,47$; угол трения $\phi = 20,3^\circ$; коэффициент внешнего трения по стальному решетку $f = 0,37$.

В соответствии с технологическим процессом и рекомендациями [7], выбираем технологическую схему №1 установки сит в корпусе сепаратора. Технологическая схема представлена на рис.1. Исходный продукт параллельными потоками поступает в питающий механизм, который направляет его на приемное сито 1, предназначенное для удаления грубых примесей, удаляемых из машины через поперечные лотки. Зерно проходит через приемное сито и поступает на сортировочное 2, которое служит для выделения крупных примесей. Зерно проходит через первую часть сортировочного сита и поступает на делитель 5 щелевого типа, который делит зерно на два потока: один поток поступает на верхнее укороченное подсевное сито 3, а другой - на нижнее подсевное сито 4. Проходом через остальную часть сортировочного сита 2 зерно непосредственно поступает на подсевное сито 4. Сход с обоих подсевных сит – очищенное зерно – выводится из машины через общий канал. Проход подсевных сит – мелкие примеси (песок, семена диких растений, битое зерно) – по поддонам 6 и 7 направляются из машины через другой общий канал в отходы. Для очистки сит используются инерционные очистители.

В соответствии с размерами зерна выбираем по приложению 3 размеры отверстий сит.

Для сепаратора с возвратно-поступательным движением сит используем подсевные сита с продолговатыми отверстиями, имеющие

12

размеры 1,7x20 мм; сортировочное сито с отверстием диаметром 8 мм; приемное сито с отверстиями диаметром 20 мм.

Согласно рекомендациям задаемся удельной нагрузкой (на единицу ширины сита), $q = 50$ кг/(см·ч). Ширину сит определяем по подсевному сити из формулы производительности (1):

$$B = \frac{5000}{50} = 100 \text{ см} = 1,0 \text{ м}$$

В соответствии с технологической схемой зерновой поток после сортировочного сита направляется при помощи делителя на два подсевных сита, следовательно, ширину одного подсевного сита принимаем $B_1 = 500$ мм; угол наклона сита выбираем по схеме $\alpha_1 = 14^\circ$.

Длину сит определяем по сортировочному сити, используя формулу (2), предварительно определив удельную производительность сита с рабочим размером 8 мм по формуле (13):

$$q_F = 60 \cdot (8 - 4,5) = 210 \text{ кг/(дм}^2 \cdot \text{ч)}$$

Тогда:

$$L = \frac{5000}{210 \cdot 5} = 4,76 \text{ дм} = 0,476 \text{ м}$$

В настоящее время при проектировании ситовых сепараторов длину подсевных и сортировочных сит принимают равной двойной ширине сита, то есть:

$$L = 2 \cdot B = 2 \cdot 0,5 = 1,0 \text{ м}$$

Толщину h_1 слоя зерна, движущегося по сити со средней скоростью подачи $V_{cp} = 0,33$ м/с, определяем по формуле (4), зная количества зерна в кг, поступающего на 1 м ширины данного сита за одну секунду, $q_1 = 1,4$ кг/(м·с), коэффициент разрыхления зерновой смеси для пшеницы $k = 1,5$, насыпная плотность зерна, $\rho = 760$ кг/м³:

$$h_1 = \frac{1,4}{0,33 \cdot 760 \cdot 1,5} = 0,004 \text{ м} = 4 \text{ мм}$$

Для определения частоты и амплитуды колебаний сит выбираем кинематический параметр, для очистки пшеницы принимаем $k = \omega^2 \cdot r = 14$ м/с² при радиусе кривошипа $r = 0,005$ м. Из формулы (5) определяем угловую скорость и частоту вращения кривошипа привода сепаратора:

13

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{r}} = \sqrt{\frac{14}{0,005}} = 52,91 \text{ с}^{-1}$$

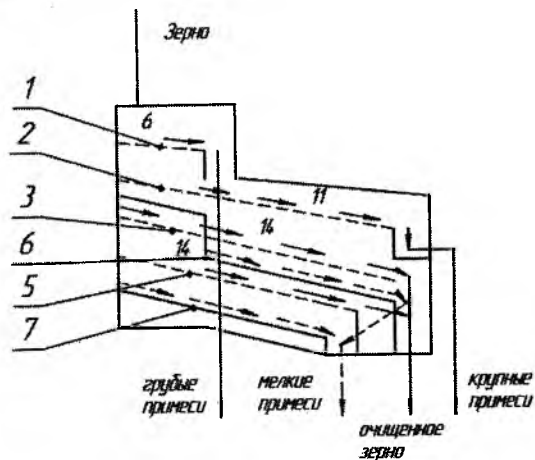


Рисунок 1. Технологическая схема установки сит в корпусе сепаратора:

1 - приемное сито; 2 - сортировочное сито; 3 - подсевное укороченное; 4 - подсевное сито; 5 - делитель; 6, 7 - поддоны

Отсюда

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 52,91}{3,14} = 505,3 \text{ мин}^{-1}$$

Амплитуда колебаний $A = 2 \cdot r = 2 \cdot 0,005 = 0,01 \text{ м}$.

Проверяем правильность выбранных кинематических параметров сепаратора исходя из условия (8). Для этого предварительно определим частоты вращения кривошипного вала, при которых зерно движется вверх по сити и при которых зерно отрывается от поверхности сита соответственно по формулам (6) и (7), зная, что угол трения частицы о поверхность сита $\phi = 20,3^\circ$, угол наклона сита $\alpha = 14^\circ$, радиус кривошипа $r = 0,005 \text{ м}$:

$$n_B = 30 \sqrt{\frac{\text{tg}(20,3+14)}{0,005}} = 350,4 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{max}} = \frac{30}{\sqrt{0,005 \cdot \text{tg} 14}} = 849,7 \text{ мин}^{-1},$$

14

$$n_B = 350,4 < n_p = 505,3 < n_{\text{max}} = 849,7.$$

Условия выполняются, следовательно, кинематические параметры выбраны правильно.

В качестве привода для колебания сит используют кривошипно-шатунные, эксцентриковые и инерционные механизмы. В нашем случае используется кривошипно-шатунный механизм.

Для определения мощности привода предварительно определим массу слоя зерна на сите m_c (кг) по формуле (11) и вес качающихся частей сита m_M .

Масса слоя зерна, при выбранной технологической схеме установки сит: четыре сита и два поддона, при длине сита $L = 1,0 \text{ м}$ и ширине сита $B = 0,5 \text{ м}$, насыпной плотности зерна $\rho = 760 \text{ кг/м}^3$ и высоте слоя зерна $h_1 = 0,004 \text{ м}$ равен:

$$m_M = 1,0 \cdot 0,5 \cdot 0,004 \cdot 760 \cdot 6 = 9,12 \text{ кг}.$$

Масса качающихся частей сита, состоящего из деревянного корпуса, металлических сит и поддонов, очищающих механизмов, приемных и разгрузочных патрубков, определяется расчетом или принимается ориентировочно на основании справочных данных. В нашем случае масса качающихся частей составляет примерно $m_c = 40 \text{ кг}$.

Мощность, потребную для вращения вала кривошипа N определяем по формуле (10), зная параметры сепаратора:

$$N = \frac{52,91^3 \cdot 0,005^2 \cdot (40 + 9,12)}{204} = 0,892 \text{ кВт}.$$

Для обеспечения вращения кривошипного вала составим кинематическую схему, которая представлена на рис.2.

Крутящий момент от электродвигателя 7 через ременную передачу 6 передается на кривошипный вал 4 с установленным на нем балансиром 5. Далее кривошип вала 4 через шатун 3 передает возвратно-поступательные движения на ситовой корпус 1, который установлен на четырех плоских пружинах 2.

15

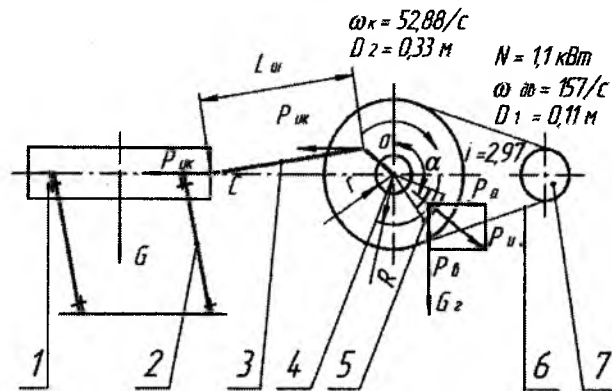


Рисунок 2. Кинематическая схема ситового сепаратора с кривошипно-шатунным механизмом, уравновешенным посредством вращающегося балансира:

$P_{ик}$ и $P_{ит}$ – силы инерции корпуса и грузов, кгс;

ω – угловая скорость кривошипа, c^{-1} ;

r и R – соответственно радиусы кривошипа и центра тяжести балансируемых грузов;

P_A и P_B – соответственно горизонтальная и вертикальная составляющая силы инерции груза

Выбираем по справочнику [8] электродвигатель, предварительно определив его мощность из формулы (36), взяв коэффициент полезного действия ременной передачи $\eta = 0,95$, тогда:

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta} = \frac{0,892}{0,95} = 0,939 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель 4А80А4У3, мощность двигателя $N_{дв} = 1,1$ кВт, с частотой вращения $n_{дв} = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Передаточное отношение ременной передачи определяем по формуле (41):

$$i_{рп} = \frac{n_{дв}}{n_p} = \frac{1500}{505,3} = 2,97.$$

Расчет ременной передачи производим по стандартной методике, изложенной в курсе «Детали машин».

Длину шатуна кривошипно-шатунного привода выбираем исходя из условий по формуле (13):

$$L_{ш} = 30 \cdot 0,005 \dots 50 \cdot 0,005 = 0,15 \dots 0,25 \text{ м.}$$

Принимаем длину шатуна $L_{ш} = 0,25 \text{ м}$.

Кривошипно-шатунный механизм необходимо уравновесить посредством вращающихся балансиров.

Для уравновешивания привода необходимо подобрать вес балансируемого груза G_r и радиус вращения R центра тяжести груза такой величины, чтобы горизонтальная составляющая P_A по модулю была равна силе инерции корпуса $P_{ик}$. Масса m_k (кг) ситового корпуса с продуктом составляет:

$$m_k = m_c + m_m = 40 + 9,12 = 49,12 \text{ кг.}$$

Примечание. Для точной балансировки необходимо правильно определить массу корпуса с продуктом (возможно взвешивание корпуса на весах). Для уменьшения вертикальной составляющей P_v нужно уравновешивать поступательно движущиеся массы не полностью, а частично, на 50...60%.

При радиусе кривошипа $r = 0,005 \text{ м}$ выбираем конструктивно массу балансиров $m_r = 4,5 \text{ кг}$ и определяем радиус центра тяжести балансиров по формуле (12):

$$R = \frac{49,12 \cdot 0,005}{4,5} = 0,055 \text{ м.}$$

Ситовой корпус устанавливается на четырех пружинах, на каждую из них передается возмущающая сила, равная 0,25 силы инерции. Расчетная схема пружины представлена на рис.3.

Максимальная деформация пружины равна амплитуде колебаний сита $F_3 = A$. Так как силы инерции корпуса и грузов уравновешены, то определяем любую силу инерции, например силу инерции корпуса, которую определим по формуле (14), зная все необходимые параметры:

$$P_{ик} = 49,12 \cdot 52,91^2 \cdot 0,005 \cdot \cos 0 = 687,55 \text{ кгс.}$$

На каждую из четырех пружин передается возмущающая сила, определенная из выражения:

$$P = \frac{P_{ик}}{4} = \frac{687,55}{4} = 171,9 \text{ кгс.}$$

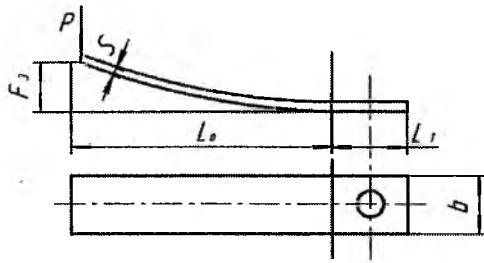


Рисунок 3. Расчетная схема пластинчатой пружины.

L_0 – рабочая длина пружины; L_1 – длина заделки пружины; S – толщина пружины; F_3 – максимальная деформация пружины; P – возмущающая сила; b – ширина пружины

В качестве материала пружины берем рессорную полосовую сталь ГОСТ 7419-74, сталь 65Г, с допускаемым напряжением при изгибе $[\sigma_{из}] = 80 \text{ кгс/мм}^2$, модуль упругости $E = 21000 \text{ кгс/мм}^2$. Толщину рессоры S выбираем по конструктивным соображениям и согласно сортаменту, принимаем $S = 6 \text{ мм}$.

Тогда рабочую длину пластинчатой пружины L_0 (мм) определяем по формуле (15):

$$L_0 = \sqrt{\frac{3 \cdot 6 \cdot 21000 \cdot 10}{2 \cdot 80}} = 153,7 \text{ мм.}$$

Принимаем рабочую длину пластинчатой пружины $L_0 = 154,0 \text{ мм}$.

Тогда ширину пружины b , зная необходимые параметры пружины, определяем по формуле (16):

$$b = \frac{6 \cdot 171,9 \cdot 154,0}{6,0^2 \cdot 80} = 55,15 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину пружины $b = 55 \text{ мм}$.

Таким образом, на основании проведенных расчетов определены геометрические и кинематические параметры ситового сепаратора с возвратно-поступательным движением сит и производительностью 5000 кг/ч.

Варианты аналогичного задания приведены в табл. 1.

Таблица 1 Исходные данные для расчета ситового сепаратора с возвратно- поступательным движением сит

Номер варианта	Вид продукта	Производительность, кг/ч	Угол наклона подвесно-го сита, град	Радиус кривошипа, м
1	Пшеница	3000	14	0,005
2	Пшеница	4000	17	0,005
3	Пшеница	6000	11	0,005
4	Рожь	1000	14	0,005
5	Рожь	3500	17	0,005
6	Рожь	5500	11	0,005
7	Ячмень	3000	14	0,007
8	Ячмень	6000	17	0,007
9	Ячмень	1500	11	0,007
10	Овес	1000	14	0,004
11	Овес	2000	17	0,004
12	Овес	3000	11	0,004

2.2. Расчет пирамидального бурата

Рассчитать геометрические и кинематические параметры ситового сепаратора с вращающимися ситами, выбрать схему привода и определить его мощность. Производительность пирамидального бурата $Q = 500 \text{ кг/ч} = 0,139 \text{ кг/с}$, произвести очистку макаронной муки высшего сорта от примесей, отличающихся геометрическими размерами.

По приложению 2 определяем физико-механические свойства макаронной муки: геометрические размеры $d = 0,245 \dots 0,530 \text{ мм}$; насыпная плотность $\rho = 760 \text{ кг/м}^3$; коэффициент внутреннего трения $f_1 = 1,42$; угол трения $\phi = 33,0^\circ$; коэффициент внешнего трения по стальному полотну $f = 0,65$; угол наклона грани пирамиды барабана $\alpha = 5^\circ$.

По заданной производительности $Q = 0,139 \text{ кг/с}$ определяем приведенный радиус барабана бурата по формуле (18), принимая толщину слоя муки в барабане, $h = 0,05 \text{ м}$, частоту вращения барабана $n = 30 \text{ мин}^{-1} = 0,5 \text{ с}^{-1}$:

$$R = \frac{1}{0,05} \cdot \sqrt{\left(\frac{0,139}{760 \cdot 0,50 \cdot \operatorname{tg} 5}\right)^2} = 0,519 \text{ м.}$$

Принимаем приведенный радиус барабана $R = 0,52 \text{ м}$. Проверяем правильность выбора частоты вращения барабана из формулы (19), принимая, что в основании пирамиды находится шестигранник, а также принимая предельное положение грани, определяем критическую частоту вращения барабана:

$$n = 30 < n_{кр}$$

$$= 30 \cdot \sqrt{\frac{1}{0,52 \cdot (0,65 + 0,58)}} = 37,5 \text{ мин}^{-1}$$

Условие выполняется, следовательно, частота вращения барабана выбрана правильно. Задавшись удельной производительностью бурата, $q = 0,033 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, определяем общую площадь ситовой поверхности барабана бурата $F_c (\text{м}^2)$ по формуле (20):

$$F_c = \frac{0,139}{0,033} = 4,21 \text{ м}^2.$$

Так как в основании пирамиды находится шестигранник, то число граней ситового барабана $z = 6$, определяем площадь ситовой поверхности одной рамки $F (\text{м}^2)$ по формуле (21):

$$F = \frac{4,21}{6} = 0,7 \text{ м}^2.$$

Считая, что приведенный радиус барабана $R (\text{м})$ является средней линией пирамидальной грани ситового барабана, определяем длину ситовой рамки барабана по формуле (22):

$$L = \frac{0,7}{0,52} = 1,35 \text{ м.}$$

В качестве сита выбираем металлическую сетку №1,4 ГОСТ 3826-66.

Зная площадь ситовой рамки и ее длину, определяем размеры сторон рамки, схемы барабана и его грани приведены на рис.4. Из схемы барабана, рассматривая треугольники ABC и AB_1C_1 , определим радиусы большего и меньшего оснований усеченной пирамиды. Горизонтальную проекцию длины барабана определяем из выражения:

20

$$L_1 = L \cdot \cos 5 = 1,35 \cdot 0,9962 = 1,345 \text{ м.}$$

Тогда из треугольника AB_1C_1 определим расстояние A_1 между гранями и радиус R_1 меньшего основания пирамиды, зная угол ($\alpha = 5^\circ$) наклона грани пирамиды и число граней ($z = 6$), он равен:

$$R_1 = \frac{A_1}{2 \cdot \sin 60} = \frac{2 \cdot R \cdot \sin 60 - L_1 \cdot \operatorname{tg} 5}{2 \cdot 0,52 \cdot \sin 60 - 1,345 \cdot \operatorname{tg} 5} = \frac{2 \cdot \sin 60}{2 \cdot \sin 60} = 0,452 \text{ м.}$$

Из треугольника ABC определим расстояние B_1 и радиус R_2 большего основания пирамиды, зная остальные параметры, он равен:

$$R_2 = \frac{B_1}{2 \cdot \sin 60} = \frac{A_1 + 2 \cdot L_1 \cdot \operatorname{tg} 5}{2 \cdot \sin 60} = \frac{0,783 + 2 \cdot 1,345 \cdot \operatorname{tg} 5}{2 \cdot \sin 60} = 0,587 \text{ м.}$$

Так как в основании пирамиды находится шестигранник, то длины верхней и нижней сторон трапеции грани соответственно равны радиусам меньшего и большего оснований усеченной пирамиды, следовательно $A = R_1$, $A = 0,452 \text{ м}$, $B = R_2 = 0,587 \text{ м}$ и высота грани $H = L = 1,35 \text{ м}$.

Задаемся конструктивно размерами шнека: диаметр винта $D = 0,15 \text{ м}$; шаг винта $S = D = 0,15 \text{ м}$; диаметр вала шнека $d = 0,2 \cdot D = 0,2 \cdot 0,15 = 0,03 \text{ м}$.

Частоту $n_{шн}$ вращения распределительного шнека (в с^{-1}) определяем по формуле (23), задаваясь коэффициентом заполнения шнека $\psi = 0,5$:

$$n_{шн} = \frac{4 \cdot 0,139}{[3,14 \cdot (0,15^2 - 0,03^2) \cdot 0,15 \cdot 760 \cdot 0,5]} = 0,144 \text{ с}^{-1} = 8,64 \text{ мин}^{-1}$$

Мощность, потребную на преодоление сил трения в подшипниках вала $N_1 (\text{кВт})$, определяем по формуле (25), задавшись коэффициентом трения скольжения в подшипниках $f = 0,20$; диаметром шейки вала барабана $d = 0,03 \text{ м}$. Вес барабана пирамидального бурата $G_6 (\text{Н})$ можно определить расчетом или взвешиванием барабана на весах, в нашем случае $G_6 = 400 \text{ Н}$. Вес муки в барабане $G_M (\text{Н})$ определяем исходя из предположения, что мука располагается на $1/6$ части площади сита барабана равномерно, толщиной $h = 0,05 \text{ м}$, тогда:

$$G_M = F \cdot h \cdot \rho \cdot g = 0,7 \cdot 0,05 \cdot 760 \cdot 9,81 = 261,57 \text{ Н.}$$

21

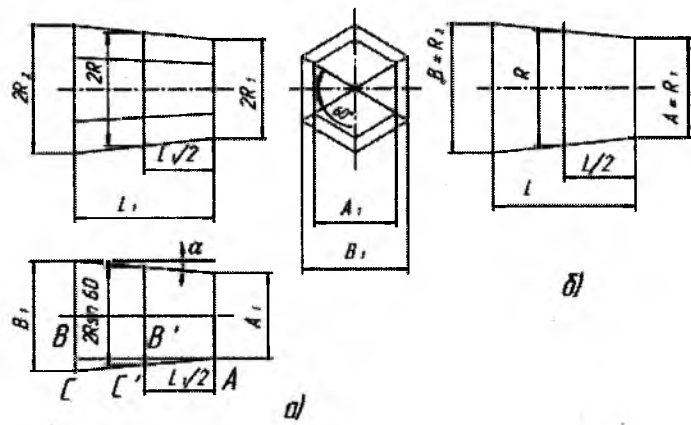


Рисунок 4. Схема пирамидального барабана: а- схема барабана; б- схема грани барабана

Отсюда:

$$N_1 = (400 + 261,57) \cdot 0,20 \cdot 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 0,006 \text{ кВт.}$$

Мощность, затрачиваемую на подъем муки в барабане N_2 (кВт), определяем по формуле (26), где радиус барабана бурата $R = 0,52$ м:

$$N_2 = 2,4 \cdot 261,57 \cdot 0,52 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 0,163 \text{ кВт.}$$

Мощность, необходимую для вращения распределительного шнека N_3 (кВт), определяем по формуле (27), принимая длину шнека равной длине барабана сепаратора $L_{ш} = L = 1,35$ м и коэффициент сопротивления движению $\omega = 5$:

$$N_3 = 9,81 \cdot 0,139 \cdot 1,35 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0,009 \text{ кВт.}$$

Для обеспечения вращения пирамидального барабана и распределительного шнека составим кинематическую схему привода бурата, которая представлена на рис.5.

Крутящий момент от электродвигателя 7 через ременную передачу 6 передается на тихоходный вал редуктора 5. Затем с тихоходного вала редуктора крутящий момент через муфту 4 передается на вал барабана 1 и через цепную передачу 3 на вал распределительного шнека 2.

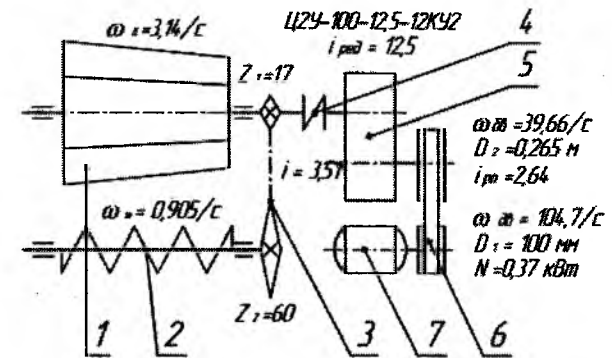


Рисунок 5. Кинематическая схема пирамидального бурата: 1- пирамидальный барабан; 2 - распределительный шнек; 3 - цепная передача; 4 - муфта; 5 - редуктор; 6 - ременная передача; 7 - электродвигатель

Коэффициент полезного действия привода определяется из формулы (39), зная КПД ременной передачи $\eta_{рем} = 0,95$, КПД зубчатой передачи $\eta_{ш} = 0,95$, КПД редуктора $\eta_{ред} = 0,8$:

$$\eta = \eta_{рем} \cdot \eta_{ш} \cdot \eta_{ред} = 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,8 = 0,722.$$

Тогда мощность электродвигателя N (кВт) определяем по формуле (24):

$$N = \frac{0,006 + 0,163 + 0,009}{0,722} = 0,247 \text{ кВт}$$

По справочнику [8] подбираем электродвигатель 4А71А6У3 ГОСТ 19523-74 и выписываем его техническую характеристику $N_{дв} = 0,37$ кВт, $n = 1000$ мин⁻¹. Определяем крутящий момент на тихоходном валу редуктора и по справочнику выбираем редуктор:

$$M_{кр} = \frac{30 \cdot N_{дв} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{ред} \cdot 1000}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 0,37 \cdot 0,95 \cdot 0,8 \cdot 1000}{3,14 \cdot 30} = 89,5 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

По справочнику [8] выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-100-12,5-12КУ2 ГОСТ 20758-75, передаточное число $i_{ред} = 12,5$, номинальный крутящий момент на тихоходном валу $M_{г} = 250 > M_{кр} = 89,5$ Н·м, следовательно, редуктор выбран правильно.

Определяем общее передаточное число из формулы (40):

$$i = \frac{n_{шн}}{n_{цп}} = \frac{1000}{8,64} = 115,74.$$

Передаточное число цепной передачи $i_{цп}$ определяем из формулы (42), зная частоты вращения барабана и шнека:

$$i_{цп} = \frac{n}{n_{шн}} = \frac{30}{8,54} = 3,51.$$

Передаточное число клиноременной передачи $i_{рем}$ определяем по формуле (41), зная передаточные числа цепной передачи и редуктора:

$$i_{рем} = \frac{i}{i_{цп} \cdot i_{ред}} = \frac{115,74}{3,51 \cdot 12,5} = 2,64.$$

По полученным данным уточняют передаточные числа и рассчитывают клиноременную и цепную передачи на прочность по методикам, представленным в курсе «Детали машин».

Варианты аналогичного задания приведены в табл. 2.

Таблица 2 Исходные данные для расчета буратов

Номер варианта	Вид продукта	Производительность, кг/ч	Тип барабана	Угол наклона образующей барабана, град
1	Просо	1000	Усеченная пирамида	5
2	Просо	2000	Усеченная пирамида	7
3	Просо	3000	Усеченная пирамида	10
4	Мука х/к	500	Усеченный конус	5
5	Мука х/к	1000	Усеченный конус	7
6	Мука х/п	2000	Усеченный конус	10
7	Отруби	1500	Усеченный конус	5
8	Отруби	2500	Усеченный конус	7

Номер варианта	Вид продукта	Производительность, кг/ч	Тип барабана	Угол наклона образующей барабана, град
9	Отруби	800	Усеченный конус	10
10	Мука макаронная	1500	Усеченная пирамида	5
11	Мука макаронная	2000	Усеченная пирамида	7
12	Мука макаронная	1000	Усеченная пирамида	10

2.3. Расчет просеивающих машин с неподвижными ситами

Рассчитать геометрические и кинематические параметры ситового сепаратора с неподвижными ситами, выбрать схему привода и определить его мощность. Производительность сепаратора $Q = 1000 \text{ кг/ч} = 0,278 \text{ кг/с}$, произвести очистку хлебопекарной муки высшего сорта от примесей, отличающихся геометрическими размерами.

По приложению 2 определяем физико-механические свойства макаронной муки: геометрические размеры $d = 0,015 \dots 0,180 \text{ мм}$; насыпная плотность $\rho = 550 \text{ кг/м}^3$; коэффициент внутреннего трения $f_1 = 1,42$; угол трения $\phi = 33,0^\circ$; коэффициент внешнего трения по стальному полотну $f = 0,65$.

К таким машинам относится, например, просеиватель «Пионер».

Просеиватель состоит из загрузочного бункера 1 с крышкой и предохранительной решеткой, вертикального шнека 2, центрифугального просеивателя 4, магнитного уловителя 3 и приводного механизма 5. Загрузочный бункер 1 сверху закрывается крышкой. На дне бункера вращаются две спиральные лопасти 6, передающие муку через отверстие в корпус вертикального шнека. Шнек 2 расположен в металлическом кожухе 7 и при вращении поднимает муку в просеиватель 4. Просеиватель 4 состоит из цилиндрического сита с круглыми отверстиями для задержания крупных примесей, вращающихся вертикальных лопастей с наклонными лопатками, приваренными к конусу, жестко сидящему на валу шнека, и внешнего ситового барабана. Одна половина ситового

барабана образуется сплошным металлическим листом, другая половина представляет собой ситовую рамку, которая крепится при помощи винтового запора к вертикальным угольникам корпуса машины. Снаружи ситовая рамка закрывается металлическим кожухом, запираемым четырьмя запорами. Просеиватель обеспечивает двойное просеивание, сначала мука протирается через сито с круглыми отверстиями, затем захватывается вращающимися лопастями, отбрасывается центробежной силой на внешнее мелкое сито и просеивается сквозь него. Магнитный уловитель 3 снабжен постоянным магнитом, установленным на наклонном патрубке. Привод просеивателя осуществляется от электродвигателя, смонтированного на корпусе просеивателя, через клиноременную передачу. Схема просеивателя представлена на рис. 6.

Из формулы (28) определяем наружный диаметр шнека D (м), зная производительность просеивателя и насыпную плотность материала, задаваясь коэффициентом производительности $\psi = 0,2$ и геометрическим коэффициентом, учитывающим часть сечения, занимаемую шнеком и валом $k = 0,7$. Принимаем частоту вращения шнека, $n = 3,5 \text{ с}^{-1} = 210 \text{ мин}^{-1}$.

Тогда:

$$D = \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot Q}{n \cdot \rho \cdot \psi \cdot k}} = \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot 0,278}{3,5 \cdot 550 \cdot 0,2 \cdot 0,7}} = 0,118 \text{ м}$$

Принимаем наружный диаметр шнека $D = 0,150 \text{ м} = 150 \text{ мм}$.

Задаемся конструктивно следующими размерами: шаг шнека $S = (0,7 \dots 0,8) \cdot 0,15 = 0,105 \dots 0,120 \text{ м}$, принимаем $S = 0,110 \text{ м}$; высота загрузочного отверстия кожуха $h = (1 \dots 1,5) \cdot 0,11 = 0,11 \dots 0,165 \text{ м}$, принимаем $h = 0,130 \text{ м}$; диаметр вала шнека $d = (0,2 \dots 0,3) \cdot 0,15 = 0,03 \dots 0,045 \text{ м}$, принимаем $d = 0,04 \text{ м}$; радиальный зазор между шнеком и кожухом принимаем $\delta = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$.

Проверяем правильность выбора частоты вращения шнека, для этого определим критическую частоту вращения шнека по формуле (29), предварительно определив необходимые параметры транспортного устройства.

Угол λ подъема винтовой поверхности определяем по формуле (31):

$$\lambda = \arctg\left(\frac{0,110}{3,14 \cdot 0,150}\right) = 13,14^\circ$$

Внутренний диаметр кожуха D_1 (м) определяем по формуле (32):

$$D_1 = 0,15 + 2 \cdot 0,002 = 0,154 \text{ м}$$

Угол ρ трения покоя груза по винту ($\text{tg } \rho = f$); f – коэффициент трения муки по кожуху ($f = 0,65$), отсюда:

$$\rho = \arctg f = \arctg 0,65 = 33^\circ$$

Тогда:

$$n_{\text{кр}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot \text{tg}(13,14 + 33)}{0,65 \cdot 0,154}} = 2,27 \text{ с}^{-1}$$

$$n = 3,5 > n_{\text{кр}} = 2,27 \text{ с}^{-1}$$

Условие (30) выполняется, следовательно, геометрические и кинематические параметры транспортного устройства выбраны правильно.

Площадь основной ситовой поверхности F_c (м^2) определяем по формуле (33), приняв удельную производительность просеивателя, $q = 2,8 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:

$$F_c = \frac{0,278}{2,8} = 0,0993 \text{ м}^2$$

Диаметр цилиндрического сита D_c (м) определяем по формуле (34), приняв зазор $\delta = 0,002 \text{ м}$. Тогда:

$$D_c = 0,15 + 2 \cdot 0,002 = 0,154 \text{ м}$$

Высоту цилиндрического сита H_c (м) определяем по формуле (35):

$$H_c = \frac{0,0993}{3,14 \cdot 0,154} = 0,205 \text{ м}$$

Принимаем высоту сит внутреннего и внешнего одинаковыми $H = 0,210 \text{ м}$.

Для внутреннего цилиндрического сита применяем стальную сетку №2,5 ГОСТ 3826-66, для внешнего сита применяем стальную сетку №1,4 ГОСТ 3826-66. Диаметр внешнего сита конструктивно принимаем $D_b = 0,250 \text{ м}$. Так как длина развертки внешнего сита $L = \pi \cdot D_c = 3,14 \cdot 0,154 = 0,484 \text{ м}$, то центральный угол развертки

$$\alpha = 57,296 \cdot L \cdot 2/D_B = 57,296 \cdot 0,484 \cdot 2/0,250 = 221,85^\circ$$

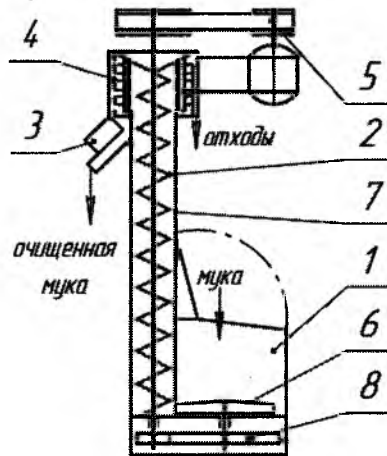


Рисунок 6. Схема просеивателя с неподвижным ситом:

1 - загрузочный бункер; 2 - вертикальный шнек; 3 - магнитный уловитель; 4 - центрифугальный просеиватель; 5 - приводной механизм; 6 - спиральные лопасти; 7 - кожух; 8 - зубчатая передача.

Мощность, потребную на подъем муки N_1 (кВт), определяем по формуле (37), принимая коэффициент, учитывающий потери на трение винта в подшипниках $k_1 = 1,20$; коэффициент сопротивления движению $\omega = 10$. Высоту подъема муки принимаем конструктивно, $H = 1,60$ м. Тогда:

$$N_1 = 9,81 \cdot 0,278 \cdot 1,6 \cdot 1,2 \cdot (10 + 1) \cdot 10^{-3} = 0,058 \text{ кВт.}$$

Мощность, потребная на вращение питающих лопастей N_2 (кВт), определяется по формуле (38). Принимаем число лопастей $z = 2$; коэффициент сопротивления для муки $k_2 = 5000$; высота лопасти $h_1 = 0,03$ м; наружный радиус лопасти $R = 0,3$ м; радиус вала лопасти $r = 0,03$ м, угловая скорость лопастей $\omega = \pi \cdot n / (30 \cdot i_{зп}) = 3,14 \cdot 210 / (30 \cdot 3,53) = 6,23 \text{ с}^{-1}$, где $i_{зп} = 3,53$, передаточное число зубчатой передачи. Отсюда:

$$N_2 = 2 \cdot \frac{5000 \cdot 6,23^3 \cdot 0,03}{408} \cdot (0,3^4 - 0,03^4) = 1,44 \text{ кВт.}$$

Для обеспечения вращения вертикального шнека и лопастей составим кинематическую схему привода просеивателя с неподвижным ситом, которая представлена на рис.7.

Крутящий момент от электродвигателя через клиноременную передачу передается на вал вертикального шнека и с этого вала далее через зубчатую передачу на вал спиральных лопастей.

Коэффициент полезного действия привода определяется по формуле (39). Принимаем значения КПД ременной передачи, $\eta_{рем} = 0,95$; КПД зубчатой передачи $\eta_{зуб} = 0,96$. Отсюда:

$$\eta = 0,95 \cdot 0,96 = 0,912.$$

Тогда мощность N электродвигателя определяем по формуле (36):

$$N = \frac{0,058 + 1,44}{0,912} = 1,642 \text{ кВт.}$$

По справочнику [8] подбираем электродвигатель 4А100Л6У3 ГОСТ 19523-74, его техническая характеристика $N = 2,2$ кВт, $n_{дв} = 1000 \text{ мин}^{-1} = 16,67 \text{ с}^{-1}$.

Определяем общее передаточное число по формуле (40). Частота вращения лопастей $n_n = 0,99 \text{ с}^{-1}$:

$$i = \frac{16,67}{0,99} = 16,8,$$

где $n_{дв}$ — частота вращения двигателя, с^{-1} ;

$i_{рем}$ — передаточное число клиноременной передачи;

$i_{зуб}$ — передаточное число зубчатой передачи.

Передаточное число клиноременной передачи $i_{рем}$ определяем по формуле (41). Частота вращения вертикального шнека $n = 3,5 \text{ с}^{-1}$:

$$i_{рем} = \frac{16,67}{3,5} = 4,76.$$

Передаточное число зубчатой передачи $i_{зуб}$ определяем по формуле (42). Частота вращения спиральных лопастей $n_n = 0,99 \text{ с}^{-1}$:

$$i_{зуб} = \frac{3,5}{0,99} = 3,53.$$

По полученным данным рассчитываем клиноременную и зубчатую передачи, а также диаметры валов вертикального шнека и питающих лопастей и других элементов просеивателя.

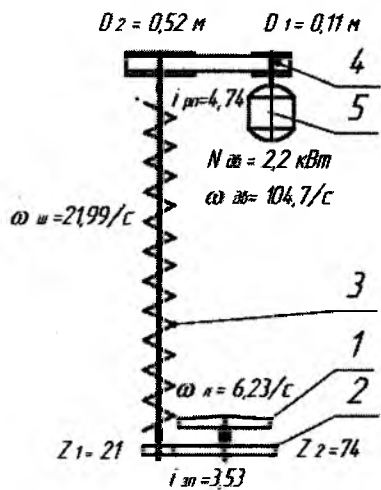


Рисунок 7. Кинематическая схема просеивателя с неподвижным ситом:

1— спиральные лопасти; 2 — зубчатая передача; 3 — вертикальный шнек; 4 — клиноременная передача; 5 — электродвигатель

Варианты аналогичного задания приведены в табл. 11.

Таблица 11 Исходные данные для расчета просеивателя с неподвижным ситом

Номер варианта	Вид продукта	Производительность, кг/ч	Насыпная плотность, кг/м ³
1	Мука х/п в/с.	1500	550
2	Мука х/п в/с.	2000	550
3	Мука х/п 1 с.	1200	500
4	Мука х/п 1 с.	1600	500
5	Мука х/п 2 с.	2000	480
6	Мука х/п 3 с.	1000	480
7	Мука макаронная в/с	1200	760
8	Мука макаронная в/с	2000	760
9	Мука макаронная 1 с	800	725
10	Мука макаронная 1 с	2500	725

Контрольные вопросы:

1. Перечислите элементы конструкции просеивателей, дайте характеристики установок.
2. Производительность сепараторов, от чего она зависит?
3. Отличия просеивателей с неподвижным и подвижным ситом.

Список использованных источников

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования / В.И. Соколов. // М.: Машиностроение, 1970. 424 с.
2. Соколова А.Я. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств/ под ред. А.Я. Соколова.// М.: Пищепромиздат, 1960. 465 с.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т.- 5-е изд., перераб. и доп./ В.И. Ануриев. // М.: Машиностроение, 1981. Т. 3. 557 с.
4. Бутковский В.А. Технология мукомольного, крупяного и комбикормового производства (с основами экологии) / В.А. Бутковский, С.М. Мельников. // М.: Агропромиздат, 1989. 464 с.

Приложения

Приложение 1 Условные обозначения машин в структурных схемах

Условное обозначение	Наименование элементов машины	Условное обозначение	Наименование элементов машины
1	2	3	4
	Электродвигатель		Распределительный вал
	Цилиндрическая зубчатая передача		Промежуточный вал
	Коническая зубчатая передача		Вариатор
	Червячная и винтовая передачи		Исполнительный механизм
	Цепная передача		Фрикционная муфта
	Ременная передача		

Приложение 2 Физико-механические характеристики зерновых культур и сорных примесей

Название культур	Линейные размеры, мм			Вес 1000 зерен, гс	Объемная масса, кг/м ³	Плотность, кг/м ³	Коэффициент внутреннего трения	Коэффициент внешнего трения			Скорость вращения, м/с
	длина	ширина	толщина					по дереву	по стали	по белому	
Пшеница	4,8-8,6	1,6-4,0	1,5-3,8	20-40	650-815	1270-1490	0,47	0,40	0,37	0,40	9-12
Рожь	5,0-10,0	1,4-3,6	1,2-3,5	32	730	1230	0,49	0,40	0,37	0,42	8,5-10
Овес	8,0-18,6	1,4-4,0	1,0-4,0	20-42	400-520	1150-1250	0,51	0,45	0,37	0,45	8-9
Ячмень	7,0-14,6	2,0-5,0	1,2-4,5	31-51	600-715	1230-1300	0,51	0,40	0,37	0,43	8,5-11
Кукуруза	5,5-13,5	5,0-11,5	2,5-8,0	286	600-770	1240-1350	0,53	0,35	0,37	0,42	8,5-11
Гречиха	4,2-6,2	2,8-3,7	2,4-3,4	21	510-700	1180-1280	0,52	0,44	0,37	0,42	8,3-9,7
Просо	1,8-3,2	1,5-2,0	1,5-1,7	7	700-830	1150	0,52	0,40	0,34	0,34	8,3
Рис	5,0-7,0	2,5-2,8	2,0-2,5	19	650-750	1300-1400	0,51	0,44	0,37	0,43	
Горох	4,0-9,5	4,0-9,0	3,0-9,0	135	750-800	1260-1350	0,55	0,32	0,37	0,30	15,5-17,5
Мука хлебопекарная	0,05-0,1				550-600	1360	1,42	0,7-0,85	0,4-0,65		1,3
Мука макаронная	0,150-0,530				770-900	1460	1,42	0,7-0,85	0,4-0,65		1,3
Куколь	2,8-4,4	2,0-3,8	1,6-3,0	10		1100-1300					
Овсяг	10-15,6	1,2-3,2	1,4-3,0	17,5		800-1100					

Приложение 3 Размер отверстий сепараторных сит

Очищаемая культура	Размеры сит, мм		
	сортировочное сито	разгрузочное сито	подсевное сито
Пшеница	8-7-6,5	5-6	1,7x20
Рожь	8-6,5-6	5-6	1,5x20
Ячмень	10-9-8	6-7	2x20
Овес	11-10-9	6-7	1,8x20
Кукуруза	12-10-8	7-8	3,0
Семена подсолнечника	12-8-6	6-7	3,0
Просо	6,5-5,4	4-5	1,4x20
Гречиха	8-7-6	5-4	3,0
Горох	10-12	6-7	4,5

Учебное издание

И.А. Гайсин, И.Х. Исрафилов, А.Т. Галиакбаров, М.Л. Хазиев.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ
РАЗДЕЛЕНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ**

Методическое указание

Главный редактор *Д.К. Мухаммадеева*

Технический редактор *Ф.А. Амирзянов*

Корректор *З.Г. Сафаралеева*

Отпечатано в Издательско – полиграфическом центре
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университета

Подписано в печать _____

Формат 60x84/16. Печать ризографическая
Бумага офсетная. Гарнитура « Times New Roman»

Усл. п. л. - ___ Уч.- изд. л. 6,7

Тираж 50 экз. Заказ № 788 ___

423810, г. Набережные Челны, Новый город, проспект Мира, 68/19
тел./факс (8552) 39-65-99 e-mail: ic-nchi-kofu@mail.ru