

НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ

Технологическое оборудование пищевых производств

задания и методические указания по
выполнению контрольной работы

Новосибирск 2023

**Кафедра механизации животноводства и переработки
сельскохозяйственной продукции**

УДК 66.02/08.002.72
ББК Л81-5-05я73-5

Технологическое оборудование пищевых производств. Методические указания по выполнению контрольной работы / Новосибирский государственный аграрный университет. Инженерный институт; Сост.: Мезенов А.А., Туров А.К. - Новосибирск, 2023 - 43 с.

Рецензент:
канд. тех. наук, доцент Е.А. Булаев

Задания и методические указания по выполнению контрольной работы предназначены для студентов очной формы обучения по направлению 35.03.06 – Агроинженерия

© Новосибирский государственный
аграрный университет, 2023

Требования к выполнению контрольной работы

В соответствии с индивидуальным заданием студент должен решить задачу. Данные для решения задач выбираются студентом из таблиц по шифру зачетки: последняя цифра номер задачи; предпоследняя вариант.

При выполнении задания и оформлении работы необходимо соблюдать следующие требования:

- 1) выписать условие задачи и исходные данные;
- 2) решение задачи следует сопровождать кратким пояснительным текстом, в котором необходимо указать, какая величина определяется и по какой формуле, какие величины подставляются в формулу и откуда они взяты (из условия задачи, из справочника или были определены и т.д.);
- 3) размерности всех величин, подставляемых в расчетные формулы, должны быть выражены в системе СИ. Если исходная величина, взятая из справочников, выражена в другой размерности, последнюю надо перевести в систему СИ и только после этого подставлять эту величину в формулу;
- 4) после решения задачи должен быть выполнен краткий анализ полученных результатов.
- 5) контрольная работа выполняется с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. Каждый лист пояснительной записки оформляется рамкой и основной надписью по форме 2 (высотой 40 мм) для первого или заглавного листа и форме 2а (высотой 15 мм) для последующих листов. Расстояние по бокам от рамки формы до границ текста в начале и в конце строк – не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм. Абзацы в тексте начинают отступом, равным 15-17 мм. Опечатки, описки и графические неточности, обнаруженные в процессе выполнения документа, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте исправленного текста (графики) машинописным или рукописным способом. Контрольная работа, выполненная не по своему индивидуальному заданию, к рассмотрению не принимаются.

Исходные данные для решения контрольной работы выбираются в соответствии с двумя последними цифрами номера зачетной книжки.

Студенты, выполнившие и защитившие контрольную работу, допускаются к зачету.

Задачи для контрольной работы

1. Расчет сепаратора с возвратно-поступательным движением плоских сит

Рассчитать геометрические и кинематические параметры ситового сепаратора, выбрать схему привода и определить мощность.

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

Номер варианта	Вид продукта	Производительность, кг/ч	Угол наклона подсевного 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

Методика решения

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 ситы со средней скоростью подачи V_{cp} , определяем по формуле:

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

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

p – насыпная плотность зерна, кг/м³;

k – коэффициент разрыхления зерновой смеси (для ржи и пшеницы $k=1,5$), оптимальная средняя скорость перемещения зерна по ситы 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:

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

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

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

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

α – угол наклона сита, град;

r – эксцентриситет или радиус кривошипа, м.

Максимальную рабочую частоту вращения эксцентрика определяем по формуле:

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

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:

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

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

b – ширина просеивающей поверхности, м;

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

p – насыпная плотность материала, кг/м³.

Мощность, потребная для вращения вала кривошипа N (кВт), может быть определена по эмпирической формуле:

$$N = \frac{\omega^3 \cdot r^2 \cdot (m_c + m_m)}{204}, \quad (10)$$

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 определяется по формуле:

$$m_M = F \cdot h \cdot p, \quad (11)$$

где F – площадь сита, м²;

h – толщина слоя муки, м;

p – насыпная плотность материала, кг/м³.

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 балансира определяем по формуле:

$$R = \frac{m_K \cdot r}{m_r} \quad (12)$$

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

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

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

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, s^{-1} ;

r и R – соответственно радиусы кривошипа и центра тяжести балансира;

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 $F = A$.

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, кгс/мм²;

$[\sigma_{из}]$ – допускаемое напряжение при изгибе, кгс/мм².

Ширину пружины b определяем по формуле:

$$b = \frac{6 \cdot P \cdot L_0}{S^2 \cdot [\sigma_{из}]} \quad (16)$$

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

$$P = \frac{P_{ик}}{4} \quad (17)$$

2. Расчет пирамидального бурата

Рассчитать геометрические и кинематические параметры ситового сепаратора с вращающимися ситами, выбрать схему привода и определить его мощность.

Исходные данные для расчета буратов

Номер варианта	Вид продукта	Производительность, кг/ч	Тип барабана	Угол наклона образующей барабана, град
1	2	3	4	5
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
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

Методика решения

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:

$$R = \frac{1}{h} \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{p \cdot n \cdot t q \alpha} \right)^2} \quad (18)$$

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

p – насыпная плотность материала, кг/м³;

n – частота вращения барабана, с⁻¹;

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

Проверяем частоту вращения барабана n (мин⁻¹) по формуле:

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

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 (м²) по формуле:

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

где q – удельная производительность бурата ($q = 0,028 \dots 0,139$ кг/(м²·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 (м²) 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:

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

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:

$$N_2 = 2,4 \cdot G_M \cdot R \cdot n \cdot 10^3, \quad (26)$$

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 ($\omega = 4 \dots 5$).

3. Расчет просеивающих машин с неподвижными ситами

Рассчитать геометрические и кинематические параметры ситового сепаратора с неподвижными ситами, выбрать схему привода и определить его мощность.

Исходные данные для расчета просеивателя с неподвижным ситом

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

Методика решения

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, кг/м³; ψ – коэффициент
 производительности, учитывающий условия загрузки и степень
 заполнения шнека, а также свойства продукта и его вращение вокруг оси

винта ($\psi = 0,2 \dots 0,3$); и 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:

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

где λ – угол подъема винтовой поверхности, град; ρ – угол трения покоя груза по винту ($\tan \rho = f, \rho = \arctg f$); f – коэффициент трения груза по кожуху ($f = 0,3 \dots 0,4$); D_1 – внутренний диаметр кожуха, м.

При этом должно выполняться условие:

$$n > n_{кр} . \quad (30)$$

Угол подъема винтовой поверхности λ определяем по формуле:

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

Внутренний диаметр кожуха D (м) определяем по формуле:

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

Площадь ситовой поверхности F_c (м²) определяем по формуле:

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

где q – удельная производительность просеивателя, $q = 2,8$ кг/(м²·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 – мощность, потребная на подъем муки, кВт; N_1 – мощность, потребная на вращение питающих лопастей, кВт; η – КПД привода.

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

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

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

$$N_2 = z \cdot \frac{k_2 \cdot \omega^3 \cdot h_1}{408} \cdot (R^4 - r^4) \quad (38)$$

где z – число лопастей ($z = 2$); 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:

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

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.

4. Расчет магнитного сепаратора

Рассчитать и разработать магнитный сепаратор с постоянным магнитом для очистки пшеницы от металломагнитных примесей.

Исходные данные для расчета основных параметров магнитных сепараторов

Продукт	Производительность, кг/ч	Место установки сепаратора
1	2	3
Пшеница	3000	Перед обоечной машиной
Рожь	1000	Перед вальцевым станком
Ячмень	2000	После ситового сепаратора

Овес	4500	После обоечной машины
Горох	1500	После шелушительного станка
Гречиха	3500	После ситового сепаратора
Просо	2500	После шелушительного станка
Мука хлебопекарная	500	После ситового сепаратора
Мука макаронная	800	После ситового сепаратора
Кукуруза	5000	После ситового сепаратора

Основой рабочего процесса магнитных сепараторов является различие в магнитных свойствах зерна и примесей. Для извлечения металломагнитных частиц необходимо, чтобы сила притяжения магнита, действующая на них, была не менее проекции на ее направление равнодействующей всех механических сил, испытываемых частицами.

Силу притяжения магнита P (кгс) в магнитном сепараторе определяют по формуле:

$$P = \left(\frac{B}{5000} \right)^2 \cdot S \quad (79)$$

где B – магнитная индукция, гс;

S – площадь сечения полюса, см².

Эффективность извлечения металломагнитных примесей зависит в основном от соотношения сил притяжения металломагнитных частиц к магнитному экрану, удерживающих их в магнитном поле, и смывающих сил потока зерна.

Эффективность выделения металломагнитных примесей определяют так же, как и эффективность работы других зерноочистительных машин, т.е. по содержанию примесей в зерне до и после очистки.

Производительность магнитного сепаратора Q (кг/ч) зависит от толщины слоя h (м), насыпной плотности ρ (кг/м³) и скорости транспортирования V (м/с), а также от ширины рабочей зоны b (м) магнитного экрана и определяется по формуле:

$$Q = b \cdot h \cdot V \cdot \rho \quad (80)$$

На пищевых предприятиях используют сепараторы с постоянными магнитами контактного типа, т.е. очищаемый продукт непосредственно соприкасается с магнитным экраном.

По ГОСТ 12307-66 допускается содержание металлопримесей на 1 кг муки или крупы не более 3 мг, при этом величина отдельных частиц в наибольшем линейном размере не должна превышать 0,3 мм, а масса отдельных крупинок не более 0,4 мг.

Силу притяжения отдельных металломагнитных частиц определяем по формуле:

$$P_1 = \frac{G \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\sin \varphi} \quad (81)$$

где G – вес отдельной частицы, кгс;

α – угол наклона магнитной площадки, град;

φ - угол трения частицы по площадке, град.

Геометрические размеры магнитной колонки определяют исходя из ширины рабочей зоны магнитной площадки, угла наклона магнитной площадки и условий размещения рабочих элементов магнитной колонки.

5. Расчет цилиндрического триера

Рассчитать и сконструировать цилиндрический триер.

Требуется: определить геометрические и кинематические параметры рабочего органа (диаметр и длину цилиндра, частоту его вращения), составить кинематическую схему привода и рассчитать потребную мощность, определить уровень установки желоба и его геометрические размеры, рассчитать геометрические параметры шнека.

Исходные данные для расчета цилиндрического триера

Зада- ние	Вари- ант	Очищаемая культура	Производи- тельность, кг/ч	Содержание примесей, %	Приме- чание
1	2	3	4	5	6
1	1	Пшеница от коротких примесей	1500	1	
	2		3000	3,0	
	3		1000	1,5	
2	1	Пшеница от длинных примесей	3500	2,0	
	2		2000	1,2	
	3		4000	0,5	
3	1	Овес от коротких примесей	1000	0,5	
	2		3000	3,0	
	3		4000	1,2	
4	1	Гречиха от длинных или коротких примесей	4000	0,5	
	2		1000	1,2	
	3		2000	3,0	

Методика расчета Цилиндрические триеры

К основным расчетным параметрам цилиндрического триера относят производительность, потребную мощность, размеры цилиндра (диаметр и длину), частоту его вращения, профиль и размеры желоба.

Производительность триера Q (кг/ч) определяют по формуле:

$$Q = q \cdot F, \quad (82)$$

где q – удельная нагрузка на триерную поверхность, кг/(м²·ч);

F – площадь ячеистой поверхности, м².

Площадь ячеистой поверхности F определяют из формулы (82) при известных значениях Q и q (определяется по приложению 8 в зависимости от технологической операции и вида зерновой культуры).

Диаметр D цилиндра триера выбирают в зависимости от производительности триера.

Длину цилиндра L (м) находим по формуле:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot D} \quad (83)$$

где D – диаметр цилиндра, м.

Предельную частоту вращения цилиндра $n_{\text{пред}}$ (мин⁻¹) вычисляют по формуле:

$$n_{\text{пред}} = \frac{30}{\sqrt{R}} \quad (84)$$

где R – радиус цилиндра, м.

В тихоходных триерах частота вращения n_T (мин⁻¹) цилиндра вычисляется по формуле (85) и находится в пределах:

$$n_T = \frac{6}{\sqrt{R}} \cdots \frac{9}{\sqrt{R}} \quad (85)$$

n_6 (мин⁻¹)

В быстроходных триерах частота вращения цилиндра вычисляется по формуле (86) и находится в пределах:

$$n_6 = \frac{21}{\sqrt{R}} \cdots \frac{27}{\sqrt{R}} \quad (86)$$

Для определения рабочей частоты вращения цилиндра триера воспользуемся оптимальными значениями ускорения $\omega^2 r$ (с⁻¹) при очистке

зерна некоторых культур в цилиндрических и дисковых триерах, которые представлены в приложении 9.

Отсюда угловая скорость $\omega(\text{с}^{-1})$ определяется по формуле:

$$\omega = \sqrt{\frac{5}{R}} \quad (87)$$

где R – радиус цилиндра в цилиндрических триерах или наибольший радиус диска в дисковых триерах в м.

Отсюда частота вращения $n(\text{мин}^{-1})$ определяется по формуле:

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} \quad (88)$$

Рассчитаем зоны скольжения и выпадения зерновок для определения угла установки желоба при выведении из цилиндра триера короткой фракции (куколя).

Значения углов трения зерна о триерную поверхность φ (град) выбираем из приложения 10, по С.В. Полетаеву.

Угол подъема зерновки, не попавшей в ячейки и располагающейся на внутренней цилиндрической поверхности в один слой α° (град), определяем по формуле:

$$\alpha^\circ = \varphi + \arcsin\left(\frac{\omega^2 R}{g} \sin \varphi\right) \quad (89)$$

Угол выпадения короткой фракции из ячеек (нижняя граница его выпадения) α_1 (град), относительно центра цилиндра, определяем по формуле:

$$\alpha_1 = \alpha + \arcsin\left(\frac{\omega^2 R}{g} \cos \alpha\right) \quad (90)$$

Проверяем расчетное число оборотов цилиндра $n(\text{мин}^{-1})$ по формуле:

$$n = 30 \cdot \sqrt{\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{R \cdot \sin \varphi}} \quad (91)$$

Производительность шнека для овсюгоотборочных машин принимаем равной производительности триера $Q_T = Q$, для куколеотборочных машин $Q_T = 0,15Q$.

Шаг шнека S (мм) определяем по формуле:

$$S = D_{\text{шн}} = 36 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_T}{n_{\text{шн}}}} \quad (92)$$

где $D_{\text{шн}}$ – диаметр шнека, равный шагу шнека, мм;

Q_T – производительность шнека, кг/ч;

n – частота вращения шнека, равная частоте вращения триерного цилиндра, мин^{-1} .

Радиус закругления дна желоба r (мм) определяем по формуле:

$$r = \frac{D_{\text{шн}}}{2} + (5 \dots 8) \quad (93)$$

Потребную для работы триера мощность N (кВт) определяем в зависимости от его производительности. Для ориентировочных расчетов можно пользоваться формулой:

$$N = 0,0002 \cdot Q. \quad (94)$$

Для разработки кинематической схемы привода цилиндрического триера необходимо рассчитать общее передаточное число, которое определяем по формуле:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n} \quad (95)$$

Общее передаточное число привода является произведением всех передаточных чисел привода и определяется по формуле:

$$i = i_1 \cdot \dots \cdot i_n. \quad (96)$$

Общий коэффициент полезного действия является произведением всех КПД передач привода и определяется по формуле:

$$\eta = \eta_1 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (97)$$

Установленная мощность привода $N_{\text{пр}}$ (кВт) определяется по формуле:

$$N_{\text{пр}} = \frac{N}{\eta_{\text{пр}}} \quad (98)$$

Крутящий момент $M_{\text{кр}}$ (Н·м) определяем по формуле:

$$M_{\text{кр}} = \frac{N}{\omega} \quad (99)$$

где N – мощность на тихоходном валу редуктора, Вт;

ω – угловая скорость тихоходного вала редуктора, которая равна угловой скорости цилиндра триера.

Если известно процентное содержание примесей, то правильность выбора длины цилиндра триера проверяется по формуле:

$$L = \frac{Q \cdot a}{x \cdot V \cdot \Delta \cdot k \cdot 60^2 \cdot 100} \quad (100)$$

где L – длина цилиндра, м;

Q – производительность, кг/ч;

Δ – средний вес зерна, выбираемого одной ячейей, кгс, определяем по приложению 2;

k – коэффициент использования ячеистой поверхности. При очистке пшеницы от коротких примесей $k=0,03 - 0,035$, а при очистке от длинных примесей $k=0,16 - 0,18$;

V – окружная скорость ячеистой поверхности в м/с, которая определяется по формуле:

$$V = \omega \cdot R, \quad (101)$$

где x – количество ячеей, приходящихся на 1 м^2 триерной поверхности, определяется по формуле Г.Т. Павловского:

$$x = \frac{A}{d^n}$$

(102)

где A – опытный коэффициент;

n – показатель степени;

d – диаметр ячеей в мм, принимается в зависимости от вида зерновой культуры.

A и n приведены в приложении 11 в зависимости от диаметра ячеей триерной поверхности.

6. Расчет дискового триера

Требуется: определить геометрические и кинематические параметры рабочего органа (диаметры дисков и их количество, частоту вращения ротора с дисками), составить кинематическую схему привода и рассчитать потребную мощность, рассчитать геометрические параметры шнека и желоба.

Исходные данные для расчета дискового триера

Зада-ние	Вари-ант	Очищаемая культура	Производи-тельность, кг/ч	Содержание примесей, %	Приме-чание
1	2	3	4	5	6
1	1	Пшеница от коротких примесей	1000	2,5	
	2		2000	1,8	
	3		3000	1,0	
2	1	Пшеница от длинных примесей	2500	2,5	
	2		3000	1,5	
	3		4000	0,8	
3	1	Овес от коротких примесей	1500	1,5	
	2		3000	3,0	
	3		5000	1,8	
4	1	Гречиха от длинных или коротких примесей	3000	1,0	
	2		5000	1,5	
	3		2500	2,0	

Методика расчета

Дисковые триеры

К основным расчетным параметрам дискового триера относят производительность, диаметр дисков и их число, максимальную частоту вращения ротора дисков, мощность привода триера.

Производительность триера Q (кг/ч) определяют по формуле:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot (R - R_2) \cdot q \cdot z, \quad (103)$$

где R_1 – радиус диска по внешним ячейкам, м;

R_2 – радиус диска по внутренним ячейкам, м;

q – удельная нагрузка, кг/(м²·ч);

z – число дисков.

Значение удельной нагрузки, в зависимости от различных зерновых культур, принимаем по приложению 8.

Наружный диаметр D_1 дисков выбирают по конструктивным соображениям из нормального ряда серийно производимых диаметров дисков (380, 460 и 630 мм). При этом на одном валу обычно устанавливают от 12 до 30 дисков, т.е. (z) число дисков должно находиться в пределах выражения:

$$12 < z < 30. \quad (104)$$

Внутренний диаметр D_2 определяют из соотношения:

$$D_2 = \frac{D_1}{1,65} \quad (105)$$

Число дисков подсчитывают из формулы (103) при заданной производительности и известных значениях q , R , R_2 .

Ориентировочно предельную частоту вращения $n_{\text{пред}}$ (мин⁻¹) дисков находят по формуле:

$$n_{\text{пред}} = \frac{27}{\sqrt{R_1}} \quad (106)$$

Максимально допустимую угловую скорость вращения ротора дискового триера проверяют по формуле:

$$\omega = \sqrt{\frac{q}{R_1} \cdot \left[\frac{\sin \alpha}{\sin \varphi} \cdot \cos(\beta + \varphi) + \cos \alpha \right]} \quad (107)$$

где φ – угол трения зерна о триерную поверхность, град;

α – полярный угол (угол между вертикальной осью, радиусом и проведенным через ячейку, из которой выпадает зерно), его выбираем в пределах 32 – 45°;

β – угол, зависящий от формы и глубины погружения пуансона при образовании ячеек, он находит в пределах 45 – 50°.

Тогда расчетная максимальная частота вращения ротора дисков $n_{\text{расч}}$ определяется по формуле:

$$n_{\text{расч}} = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} \quad (108)$$

При этом предельная и расчетная частоты вращения должны быть примерно одинаковы.

Рабочую частоту вращения ротора с дисками выбираем меньше, чем предельная частота вращения, т.е. выполняется условие:

$$n_{\text{раб}} \leq n_{\text{пред}} \quad (109)$$

Производительность шнека для отбора короткой фракции зерна определяем по вышеописанной методике.

Частоту вращения шнека $n_{\text{шн}}$ принимаем равной частоте вращения ротора с дисками $n_{\text{раб}}$.

Геометрические параметры шнека и желоба определяем по формулам (92), (93).

Если известно процентное содержание коротких примесей в исходной смеси, то можно проверить количество дисков на роторе по формуле (110). Если количество дисков больше расчетного, то для качественной очистки зерновой смеси требуется повторный пропуск зерна на триере.

$$z = \frac{Q \cdot a}{6 \cdot 10^3 \cdot n \cdot x_1 \Delta_1 \cdot k \cdot \gamma} \quad (110)$$

где Q – производительность, кг/ч;

a – содержание коротких примесей в исходной смеси, %;

n – число оборотов дисков в минуту;

x_1 – количество ячеек в одном диске;

Δ_1 – вместимость одной ячейки в штуках зерен;

k – коэффициент использования ячеистой поверхности (см. выше);

γ – вес одного зерна, кгс.

Количество ячеек на двух сторонах диска можно определить приблизительно по формуле:

$$x_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4 \cdot (l + b_1)^2} \quad (111)$$

где D_1 – наружный диаметр диска, мм ($D_1 = 2 \cdot R_1$);

D_2 – внутренний диаметр диска, мм ($D_2 = 2 \cdot R_2$);

l – размер стороны прямоугольной ячейки или диаметр ячейки, мм;

b_1 – ширина перемычки между ячейками, мм.

Ячейка может быть выполнена в виде круглого или прямоугольного отверстия, имеющего три вида.

Размеры ячеек дисковых триеров зависят от вида перерабатываемого зерна и технологической операции и определяются по приложению 14.

Потребную мощность на валу ротора триера N_p (кВт) для ориентировочных расчетов можно определять по формуле:

$$N_p = 0,0006 \cdot Q. \quad (112)$$

Для уточненных расчетов потребную мощность на валу ротора определяем по формуле:

$$N_p = 1,04 \cdot (N_1 + N_2) \quad (113)$$

где N_1 – мощность для преодоления трения дисков триера о зерновую массу, кВт, определяют по формуле:

$$N_1 = 2 \cdot z \cdot \frac{P \cdot f \cdot \omega}{1000} \quad (114)$$

где z – число дисков на роторе;

P – давление зерна на поверхность диска, Н.

Давление зерна на поверхность диска определяем по формуле (115):

$$P = \frac{(R_1 - R_2)^2 \cdot \rho \cdot q \cdot t q^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2}\right)}{2} \quad (115)$$

где R_1 и R_2 – соответственно наружный и внутренний радиусы диска, м;

ρ – объемная насыпная масса зерна, кг/м³;

φ – угол естественного откоса, град;

ω – угловая скорость вращения дисков, с⁻¹;

f – коэффициент трения зерна по диску;

N_2 – мощность для подъема дисками зерен короткой фракции, попавших в ячейки диска, кВт, определяется по формуле:

$$N_2 = \frac{m \cdot V^2}{2 \cdot 3600 \cdot 102} + \frac{G_0 \cdot h_1}{3600 \cdot 102} \quad (116)$$

где m и G_0 – масса (кг) и вес (гс) зерен короткой фракции, попавших в ячейки за один час работы триера, определяется исходя из количества ячеек, частоты вращения и веса одного зерна, который определяем по приложению 2;

V – скорость поверхности диска по среднему диаметру, м/с, определяется по формуле:

$$V = \omega \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{2} \quad (117)$$

h_1 – высота подъема короткой фракции, м, определяется по формуле:

$$h_1 = R_2 + \left(\frac{R_1 - R_2}{2}\right) \quad (118)$$

Разработка кинематической схемы дискового триера, выбор и расчет элементов конструкции привода производится по методике, используемой для расчета цилиндрического триера.

Для повышения эксплуатационной надежности дисковых триеров диски изготавливают из чугуна марки СЧ 15-32 с твердостью не менее НВ 220, рабочая поверхность дисков должна быть совершенно гладкой, зазор между дисками и гранью контрольной линейки при любом ее положении не более 1,5 мм. Рабочие поверхности дисков дважды покрывают черной эмалью; после первого и второго покрытий их сушат при температуре 100° С.

Очистку зерна на триере можно считать эффективной, если из зерна будет выделено не менее 70 % примесей, количество полноценных зерен в отходах, полученных с куколеотборников, не должно превышать 2 %, с овсюгоотборников - 5 % веса отходов.

7. Рассчитать обоечную машину

Определить основные параметры горизонтальной обоечной машины

Исходные данные для расчета основных параметров обоечных машин

Номер варианта	Вид зерновой культуры	Производительность, кг/ч	Продолжительность удара по частице, $t \cdot 10^5$ с
1	2	3	4
1	Пшеница	1000	1,0
1	2	3	4
2	Пшеница	2000	1,0
3	Пшеница	3000	0,8
4	Пшеница	4000	0,8
5	Пшеница	1500	0,6
6	Пшеница	2500	0,6
7	Пшеница	3500	1,2
8	Рожь	5000	1,2
9	Рожь	4000	1,0
10	Рожь	3000	1,0
11	Рожь	3500	0,6
12	Рожь	2500	0,6

Методика расчета

К основным расчетным параметрам обоечных машин относят: производительность, окружную скорость бичевого барабана, размеры цилиндра (диаметр и длину), потребную мощность электродвигателя и кинематический расчет привода.

Производительность обоечной машины Q (кг/ч) определяют по формуле:

$$Q = k \cdot F \cdot q, \quad (119)$$

где k – коэффициент, учитывающий размеры рабочей поверхности цилиндра, $k=0,8 \dots 0,95$;

q – удельная зерновая нагрузка, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Удельная зерновая нагрузка зависит от особенностей перерабатываемой культуры и технологического назначения машины; ее принимают:

в вертикальных обоечных машинах с металлотканой поверхностью 1500...3000 кг/(м²·ч);

в горизонтальных обоечных машинах с металлотканой поверхностью при обработке пшеницы 5000...8000 кг/(м²·ч) и 4000...4500 кг/(м²·ч) в машинах со стальным цилиндром; для ржи – соответственно 800,6000 и 4000 кг/(м²·ч);

в горизонтальных обоечных машинах абразивным цилиндром 1000...1200 кг/(м²·ч).

Площадь цилиндрической поверхности F (м²) определяем по формуле:

$$F = \pi \cdot D \cdot L, \quad (120)$$

где D – диаметр цилиндра, м;

L – длина рабочей части цилиндра, м.

Соотношение длины цилиндра к его диаметру k_1 определяем из выражения (200), k_1 – составляет (1...2):

$$\frac{L}{D} = k_1 \quad (121)$$

Диаметр окружности ротора D_p (м) определяем по формуле:

$$D_p = D - \Delta, \quad (122)$$

где Δ – радиальный зазор, м.

При уменьшении рабочего зазора интенсивность воздействия увеличивается, так как возрастает сила удара и взаимного трения.

Окружную скорость бичевого барабана, радиальный зазор между внутренней поверхностью цилиндра и наружной кромкой бичей и продольный уклон бичей рекомендуется выбирать по приложению 16.

Окружную скорость V (м/с) также можно определить по формуле:

$$V = \frac{P \cdot t}{m} \quad (123)$$

где m – масса одного зерна, г;

t – продолжительность удара, с;

P – сила, приложенная к зерну при соприкосновении с бичами, она должна быть достаточной для обработки поверхности зерна, но значительно меньше силы сопротивления его разрушению (приложение 19).

Угловую скорость ω (с⁻¹) и частоту n (мин⁻¹) вращения бичевого барабана определяем по формулам:

$$\omega = \frac{2 \cdot V}{D_p} \quad (124)$$

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \quad (125)$$

Потребную мощность электродвигателя обоечной машины N (кВт) определяем по формуле:

$$N = Q \cdot n, \quad (126)$$

где Q – производительность, т/ч;

n – удельная мощность, кВт·ч/т (определяется по приложению 18).

Для разработки кинематической схемы привода обоечной машины необходимо рассчитать общее передаточное число, которое определяем по формуле:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n} \quad (127)$$

Общее передаточное число привода является произведением всех передаточных чисел привода и определяется по формуле:

$$i = i_1 \cdot \dots \cdot i_n. \quad (128)$$

Общий коэффициент полезного действия является произведением всех КПД передач привода и определяется по формуле:

$$\eta = \eta_1 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (129)$$

Установленную мощность привода $N_{\text{пр}}$ (кВт) определяем по формуле:

$$N_{\text{пр}} = \frac{N}{\eta_{\text{пр}}} \quad (130)$$

По рассчитанной установленной мощности и частоте вращения выбираем по справочнику [8] тип электродвигателя.

8. Расчет основных параметров рабочих органов вальцовых устройств

Определить основные параметры рабочих органов вальцового станка

Исходные данные для расчета основных параметров вальцовых устройств

Номер варианта	Производительность, кг/ч	Система	Окружная скорость быстро-вращающегося вальца, м/с	Коэффициент соотношения скоростей, К
1	1000	1-я размольная	6,5	1,5
2	2000	2-я шлифовочная	6,5	2,5
3	3000	10-я размольная	5,5	1,5
4	1500	2-я сходовая	5,5	1,6
5	2500	VI драная	6,5	2,5
6	3500	III драная	6,5	2,5
7	4000	V драная	6,5	2,5
8	4500	6-я размольная	6,5	1,1
9	1800	Обойный помол	8	2,5
10	3700	Обойный помол	10	2,5

Методика расчета

Работа вальцовых станков характеризуется производительностью, степенью измельчения зерна и расходом энергии на размол. Производительность одной пары вальцов Q (кг/ч) определяем по формуле:

$$Q = 3600 \cdot b \cdot L_p \cdot \rho \cdot V_z \cdot k_1, \quad (132)$$

где b – зазор между вальцами, м;

L_p – рабочая длина вальцов, м;

ρ – объемная масса измельчаемого продукта, кг/м³;

V_z – скорость обработки зерна в зазоре между вальцами, м/с;

k_1 – коэффициент полезного использования зоны измельчения, который всегда меньше единицы ($k_1 = 0,2 \dots 0,3$).

Для определения производительности работающей пары вальцов применяют упрощенную зависимость:

$$Q = q \cdot L_p, \quad (133)$$

где q – удельная нагрузка на вальцы кг/(см·ч), определяется по приложению 20

Производительность станка, степень измельчения и расход энергии взаимосвязаны и определяются отношением окружных скоростей вальцов, диаметром и правильностью геометрической формы вальцов, профилем и характеристикой рифлей.

Увеличение окружных скоростей вальцов существенно повышает производительность при незначительном увеличении расхода энергии.

Диаметр вальца определяют из условия затягивания частицы материала в зазор между вальцами. Частица (рис.23), находящаяся между гладкими вальцами, вращающимися с одинаковыми угловыми скоростями, будет увлекаться силами трения F в зазор (диаметры вальцов одинаковые). Однако войти в зазор, не деформировавшись, частица не может. Оказывая сопротивление, частица воспринимает со стороны вальцов нормальные усилия P .

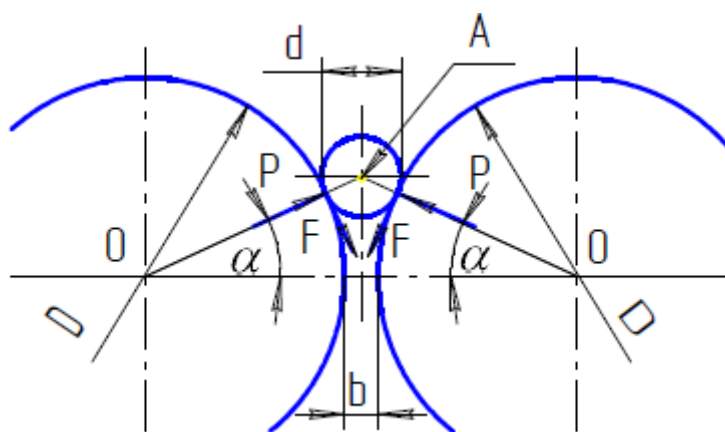


Рис.23. Схема к определению диаметра вальца

Если при этом разность вертикальных составляющих будет направлена к зазору (вниз), то частица, разрушаясь, попадает в зазор, если эта разность направлена от зазора (вверх), то вальцы не смогут захватить частицу и увлечь ее в зазор.

При указанных условиях важную роль играет угол α захвата частицы, под которым понимают угол, образованный нормалью ОА и линией, соединяющей центры вращения вальцов. Таким образом, необходимым условием работы вальцового устройства является соблюдение неравенства:

$$2 \cdot P \cdot \sin \alpha > 2 \cdot P \cdot \cos \alpha, \quad (134)$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha < f = \operatorname{tg} \varphi; \quad \alpha < \varphi,$$

где φ – угол трения частицы о поверхность вальцов.

Исходя из геометрических построений получаем следующее выражение:

$$D + b = D \cdot \cos \alpha + d \cdot \cos \alpha. \quad (135)$$

Отсюда

$$D = \frac{(d \cdot \cos \alpha - b)}{(1 - \cos \alpha)}$$

где D – диаметр вальца;

d – диаметр частицы;

b – зазор между вальцами.

Минимальный D_{\min} диаметр вальцов определяют по формуле, которую получают при подстановке в последнее выражение вместо α угла захвата φ угла трения:

$$D_{\min} = \frac{(d \cdot \cos \varphi - b)}{(1 - \cos \varphi)} \quad (136)$$

Практически диаметр вальцов D принимают в 2,5-3 раза большим, чем получают по расчету. Это объясняется необходимостью придания вальцам достаточной жесткости и получения достаточного махового момента, обеспечивающего равномерность их вращения. Рабочую длину вальцов выбирают примерно равной $(2,5...4) D$ или определяют из формулы производительности. В случае применения рифленых вальцов влияние рифлей учитывают, увеличивая расчетный угол трения на 20-30%.

По требованиям технологии измельчения зерна величина рабочего прогиба вальцов y не должна превышать допустимый прогиб y и сами вальцы должны также рассчитываться на жесткость. Допустимым прогибом вальца является $y = 0,01$ мм, так как при большем значении прогиба эффективное измельчение продукта будет происходить только по краям зазора.

Величина рабочего прогиба y (см) определяется по формуле:

$$y = \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot J} \quad (137)$$

где q – удельная нагрузка, кгс/см;

L – расстояние между опорами, см, оно равно $L = L_p + 2 \cdot \Delta L$;

ΔL – расстояние от торца вальца до середины подшипникового узла, см;

E – модуль упругости материала вальца, кгс/см²;

J – момент инерции сечения вальцов, см⁴.

Момент инерции сечения вальца определяем по формуле:

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \quad (138)$$

Мощность, потребную для привода вальцов N (кВт) определяем по формуле:

$$N = 17 \cdot L_p \cdot D \cdot n \cdot \left(\frac{d_H}{0,02} + \frac{D^2}{2,4} \right) \quad (139)$$

где L_p – рабочая длина вальцов, м;

D – диаметр вальца, м;

n – частота вращения вальцов, с⁻¹;

d – диаметр частицы исходного материала, м.

Частоту вращения вальцов n (с⁻¹) определяем по формуле:

$$n = \frac{V_6}{\pi \cdot D} \quad (140)$$

Крутящий M_k (Н·м) момент на валу вальцов определяем по формуле:

$$M_k = \frac{N_{\text{ц}} \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (141)$$

Вальцы работают в условиях сложного напряженного состояния, обусловленного действием контактных нагрузок, изгибающих и крутящих моментов. Расчетная схема вальца может быть представлена в виде балки на двух опорах, нагруженной равномерно распределенными нагрузками от силы взаимодействия с обрабатываемым продуктом и веса, а также сосредоточенными силами и моментами, приложенными в местах крепления зубчатых колес.

Валец с запрессованными осями может рассматриваться как одно тело, поскольку было экспериментально доказано, что даже при нагрузках, превышающих несущую способность вальца, плотное соединение осей с гильзой не нарушается.

На быстроходный валец (рис. 24) действуют следующие силы: T – окружная составляющая силы взаимодействия вальца с продуктом; R – радиальная составляющая силы взаимодействия вальца с продуктом (под углом β); G_B – сила тяжести вальца; G_K и $G_{\text{ш}}$ – силы тяжести зубчатого колеса и шкива; Q – сила натяжения ремня (под углом ζ); P_o – окружное усилие в зубчатой межвальцовой передаче; P_r – радиальное усилие в зубчатой передаче.

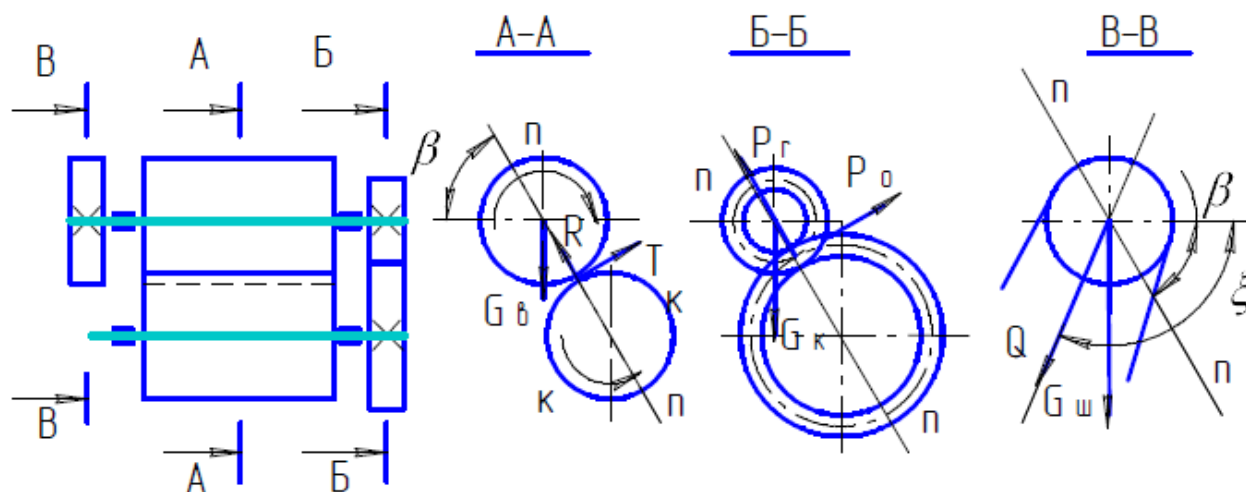


Рис.24. Схема действующих сил в вальцовочном устройстве
Силы T и R (Н) определяются из технологического расчета по формулам:

$$T = q \cdot L_p \cdot \cos \beta; \quad (142)$$

$$R = q \cdot L_p \cdot \sin \beta, \quad (143)$$

где q – равномерно распределенная нагрузка в межвальцовом зазоре (при измельчении $q = 300$ Н/см, при плющении $q = 2500$ Н/см);

L_p – рабочая длина вальцов, см;

β – угол наклона оси вальцов, град.

Силы G_b , G_k и G_w – определяются по проектным данным или результатам взвешивания.

Окружное усилие P (Н) определяется по формуле:

$$P_o = \frac{1000 \cdot N_{ц}}{\pi \cdot n \cdot d_d} \quad (144)$$

где d – диаметр делительной окружности, м;

n – частота вращения ведущего колеса, s^{-1} .

Радиальное усилие P (Н) определяем по формуле:

$$P_r = P_o \cdot t q \alpha_d \quad (145)$$

где α_d – угол зацепления, град.

Сила от натяжения ремня передачи Q (Н) вычисляется по формуле:

$$Q \approx 3 \cdot \sigma_o \cdot F \cdot \cos 0.5 \gamma, \quad (146)$$

где σ_o – напряжение от предварительного натяжения ремня ($\sigma_o = 1,2$ МПа - для клиноременных передач, $\sigma_o = 1,8$ МПа - для плоскоременных передач);

F – площадь поперечного сечения ремня;

γ – угол между ведущей и ведомой ветвями ремня.

Все силы проектируют на направление осей $n - n$ и $k - k$ (рис. 24) и определяют составляющие опорных реакций по этим направлениям A_n, A_k, B_n, B_k . По этим данным могут быть построены эпюры изгибающих моментов M_n и M_k в плоскостях $n - n$ и $k - k$, а также эпюра суммарного изгибающего момента, который определяется по формуле:

$$M = \sqrt{M_n^2 + M_k^2} \quad (147)$$

Эпюра крутящих моментов M_k строится в предположении, что на рабочей длине вальца и крутящий момент изменяется по линейному закону.

Напряжения от изгиба максимальны в том месте рабочей части вальца, в котором действует максимальный изгибающий момент M_{max} . Эти напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_{и} = \frac{32 \cdot D \cdot M_{max}}{\pi \cdot (D^4 - d_B^4)} \quad (148)$$

где d_B – внутренний диаметр пустотелого вальца.

В случае, если длина рабочей части вальца L_p и ее диаметр D близки, в формулу должен быть введен поправочный множитель.

Напряжения изгиба вычисляются по формуле:

$$\sigma_{max} = \sigma_{и} \cdot f\left(\frac{L_p}{D}\right) \quad (149)$$

Приближенные значения поправочного множителя f (L_p/D) приведены ниже:

L_p/D	1,5	2	3	5
$f(L_p/D)$	1,82	1,32	1,032	1,015

Касательные напряжения определяем по формуле:

$$\tau_{max} = \frac{16 \cdot D \cdot M_{кр}}{\pi \cdot (D^4 - d_B^4)} \quad (150)$$

Условия прочности по усталости проверяем по формулам:

$$n_{-1} = \frac{\epsilon_n \cdot \epsilon_\sigma \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{max}} > [n_{-1}] \quad (151)$$

$$n_B = \frac{\sigma_B}{\sqrt{(\sigma_{max}^2 + 4 \cdot \tau^2)}} \geq [n_B] \quad (152)$$

где ϵ_n – коэффициент состояния поверхности (для гладких валцов $\epsilon_n=1,0$;

для нарезных валцов $\varepsilon_{\pi}=0,8$);

ε_{σ} – масштабный фактор;

σ_{-1} – предел выносливости материала вальца.

Допускаемые значения запасов прочности составляют: по усталости $n_{-1} = 2-3$; статической $n_B = 5$.

Опасное сечение запрессованных осей валцов, как правило, совпадает с торцом рабочей части вальца. Действующие напряжения в этом сечении определяют по формулам:

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_{\text{И}}}{\pi \cdot d_0^3} \quad (153)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{\text{КР}}}{\pi \cdot d_0^3} \quad (154)$$

где d_0 – диаметр оси вальца.

Допускаемые значения запаса прочности оси составляют: по усталости $n_{-1} = 1,6-2,0$; по текучести $n_T = 2,1-2,5$.

Чаще всего валцы изготовляют из специального чугуна литьем в металлические формы. У таких валцов поверхностный слой состоит из отбеленного чугуна глубиной 20...25 мм с твердостью HB 370-450.

Применяются также двухслойные валцы, сердцевина которых отлита из обычного серого чугуна, а наружная часть – из хромоникелевого. Поверхностный слой двухслойных валцов обладает равномерной твердостью HB 500 на глубине 15-20 мм. Такие валцы более износостойки и долговечны, чем отлитые из специального чугуна.

Вальцовые устройства снабжают механизмами питания и очистки поверхности валцов. Механизм питания должен обеспечивать регулируемую равномерную по всей длине вальца подачу заданного количества продукта. В настоящее время чаще всего применяют двухвалковый питающий механизм (рис.25), верхний питающий валик называют дозировочным, а нижний – распределительным. Дозировочный валик имеет продольные рифли, а распределительный валик имеет поперечные рифли.

Механизм питания должен подавать продукт в зону измельчения со скоростью равной или близкой к скорости медленно вращающегося вальца. Скорость подачи частицы продукта V_K (м/с) можно определить из выражения:

$$V_K = V_0 + \sqrt{2 \cdot g \cdot B} \quad (155)$$

где B – высота падения частицы, м;

V_0 – окружная скорость распределительного питающего вала, м/с.

Максимальную окружную скорость распределительного питающего

валка определяем по формуле (156), при этом $A = r$, где A – расстояние от точки падения частицы до оси вращения распределительного валка:

$$V_0 = \sqrt{q \cdot r} \quad (156)$$

Диаметром питающего вала $D_{\Pi} = 2r$ задаемся конструктивно, $D_{\Pi} = 74 \dots 90$ мм.

Для разработки кинематической схемы привода вальцов необходимо рассчитать общее передаточное число, которое определяем по формуле:

$$i = \frac{n_{\text{dB}}}{n} \quad (157)$$

Общее передаточное число привода является произведением всех передаточных чисел привода и определяется по формуле:

$$i = i_1 \dots i_n. \quad (158)$$

Общий коэффициент полезного действия является произведением всех КПД передач привода и определяется по формуле:

$$\eta = \eta_1 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (159)$$

Установленную мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяем по формуле:

$$N_{\text{np}} = \frac{N}{\eta_{\text{np}}} \quad (160)$$

По рассчитанной установленной мощности и частоте вращения выбираем по справочнику [8] тип электродвигателя.

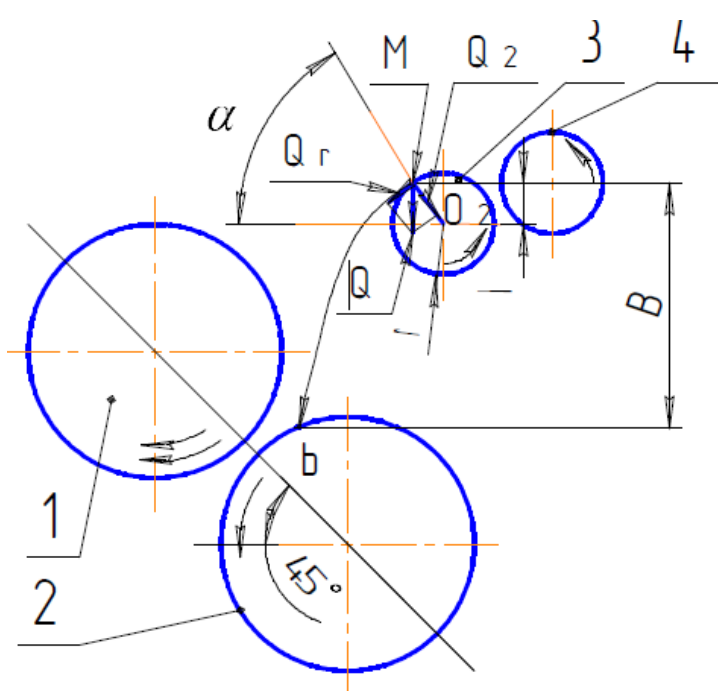


Рис.25. Питающий механизм вальцового станка:

- 1 – быстровращающийся валок; 2 – медленно вращающийся валок; 3 – распределительный валок; 4 – дозировочный валок.
- М – точка отрыва частицы от распределительного валка; А – расстояние, отделяющее точку отрыва частицы от горизонтального диаметра валка; В – высота падения частицы; r – радиус распределительного валка; b – точка касания частицы медленно вращающегося валка; Q – сила тяжести частицы

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Условные обозначения элементов 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 витания, м/с
	длина	ширина	толщина					по дереву	по стали	по бетону	
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 Значение коэффициентов A_B и J

Груз	Пример груза	Значения коэффициентов	
		J	A_B
Легкий и неабразивный	Зерно, мука	0,4	65
Легкий малоабразивный	Мел, отруби, сода и др.	0,32	50
Тяжелый и малоабразивный	Соль, сахарный песок, глина сухая и т.д.	0,25	45

Приложение 4 Размер отверстий сепараторных сит

Очищаемая культура	Размеры сит, мм		
	сортировочное сито	разгрузочное сито	подсевное сито
Пшеница	8-7-6,5	5-6	1,7х20
Рожь	8-6,5-6	5-6	1,5х20
Ячмень	10-9-8	6-7	2х20
Овес	11-10-9	6-7	1,8х20
Кукуруза	12-10-8	7-8	3,0
Семена подсолнечника	12-8-6	6-7	3,0
Просо	6,5-5,4	4-5	1,4х20
Гречиха	8-7-6	5-4	3,0
Горох	10-12	6-7	4,5

Приложение 5 Характеристика шлюзовых затворов

Марка	Емкость, $дм^3$	Частота вращения ротора, $мин^{-1}$	Габаритные размеры, мм			Масса, кг
			длина	ширина	высота	
Ш - 200	200	15,7	1492	860	1055	1600
Ш - 110	110	16	110	950	900	1460
Ш - 20	20	10	885	745	632	333
Ш - 15, ШУ - 15	15	15-30	490	420	420	120-130
Ш - 6, ШУ - 6	6	15-30	440	300	300	58-73
Ш - 3	3	22	308	265	254	38

**Приложение 6 Аэродинамические параметры
отделителя**

Отделитель	Коэффициент сопротивления	Скорость воздуха, м/с
Объемный	2,5	10
Центробежный ЦР	4,4	14...18
Центробежный ЦРК	3,7	8...10* ; 14...20**
Центробежный ОТИ	10D _н	12...14
Циклон УЦ-38	20D _н	10...12

**Приложение 7 Магнитные свойства постоянных
магнитов**

Марка сплава	Магнитные свойства		
	B, Гс	H, э	Э _м
АН1 (ални 1)	7000	250	1750
АН2 (ални 2)	6000	430	2580
АН3 (ални 3)	5000	500	2500
АНК (алниси)	4000	750	3000
АНК01 (алнико12)	6800	500	3400
АНК02 (алнико15)	7500	600	4500
АНК03 (алнико18)	9000	650	5850
АНК (алнико 24; магнетико)	12300	500	6150

Приложение 8 Удельная нагрузка триерной поверхности

Очищаемая культура	Удельная нагрузка, кг/(м ² ч)	
	поверхности цилиндрических триеров	поверхности дисков в дисковых триерах
Пшеница от коротких примесей (куколя и др.)	750 - 850	800 - 900
Пшеница от длинных примесей (овсюга и др.)	550 - 650	600 - 700
Овес от коротких примесей (куколя, вики и др.)	650 - 700	-
Гречиха от коротких или длинных примесей (овса, ржи, вики и др.)	650 - 750	-
Разделение продуктов шелушения овса	500 - 600	450 - 550
Отбор ломаных зерен из обработанного риса	700 - 750	-
Контроль отходов куколеотборников	300	-
Контроль отходов овсюгоотборников	200	

Приложение 9 Оптимальные значения ускорений вращения рабочих органов триеров

Тип триера	Вид зерновых культур	
	пшеница	овес
Цилиндрический	3,5 – 6,0	4,0 – 6,0
Дисковый	8,5 – 9,0	6,0 – 7,0

Приложение 10

Значение углов трения зерна о триерную поверхность

Положение зерна	Овес		Пшеница		Куколь	
	П _{min}	П _{max}	П _{min}	П _{max}	П _{min}	П _{max}
На гладкой поверхности цилиндра между ячейками	(+) 32	34	37	39	23	45
	(-) 44	65	37	50		
В ячейках цилиндра	(+) 84	87	62	107	87	111
	(-) 68	75	63	120		

Приложение 11

Значения А и п в зависимости от диаметра ячеек

Ячей	d	A	n
Штампованные	2,5 - 12	$4,30 \cdot 10^5$	1,80
Фрезерованные	1,5 – 5,5	$4,62 \cdot 10^5$	1,65
Фрезерованные	6,0 - 12	$5,39 \cdot 10^6$	1,80

Приложение 12

Рекомендованные размеры ячеек дисков триера

Тип триера	Линейные размеры ячеек дисков триера, мм				
	диаметр	длина	ширина	глубина	перемычка между ячейками
Куколе-отборщик					
Основные диски	4,250 - 5,0	4,0;4,5; 5,0	4,0;4,5;5,0	2,0;2,25;2,5	1,5
Контрольные диски	3,0 – 4,0	-	-	-	1,5
Овсяного-отборщик					
Основные диски	8,0 – 10,0	7,0;8,0;9,0	7,0;8,0;9,0	3,5;4,0;4,5	1,5
Контрольные диски	9,0 - 11	-	-	-	1,5

Приложение

13 Рекомендованные значения диаметров цилиндрического триера

Диаметр цилиндра, мм	400	500	600	800
Производительность, кг/ч	До 1200	1000 - 25000	2500 - 3500	3500 -5000

Приложение

14 Рекомендованные диаметры ячеей цилиндрического триера

Культура	Пшеница	Рожь	Ячмень	Овес	Рис	Рис-сечка
Диаметр, мм	5,0	6,0	6,3	8,5	6,0	3,0 - 3,5

Приложение

15 Толщина листовой стали для цилиндрического триера

Диаметры ячеек, мм	1,6; 1,8; 2,0	2,2; 2,5; 2,8	3,15; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0	5,6; 6,3; 7,1	8,0; 8,5; 9,0; 9,5	10,5;11,2; 11,8;12,5
Толщина листа, мм	0,9	1,1	1,5 –1,6	2,0	2,2	2,5

Приложение

16 Некоторые параметры обоечных машин

Параметры ротора	Едини- цы измере- ния	Очистка		Шелушение			
		пше- ницы	ржи	ячменя		овса	
				крупной фракции	мелкой фракции	крупной фракции	мелкой фракции
Окружная скорость	м/с	13...15	15...18	17...18	19...20	18...19	21...22
Радиаль- ный зазор	мм	25...30	20...25	20...22	16...18	22...25	17...20
Продоль- ный уклон бичей	%	10...12	8...10	7...8	6...7	10...11	8...9

Приложение

20 Некоторые параметры вальцовых станков

Системы	Удельная нагрузка, кг/(см·сут)	Удельная потребная мощность, кВт/см	Количество рифлей на 1 см длины окружности вальцов	Уклон рифлей, %
I драная	800-1200	0,185-1,200	3,5-4,5	4-6
II драная крупная	600-900	0,225-0,240	4,0-5,5	4-6
II драная мелкая	600-900	0,135-0,155	4,0-5,5	4-6
III драная	400-600	0,205-0,225	5,0-6,5	4-6
IV драная крупная	250-300	0,175-0,210	5,5-6,5	6-8
IV драная мелкая	300-400	0,145-0,160	5,5-6,5	6-8
V драная	200-300	0,140-0,155	6,5-8,0	7-8
VI драная	120-150	0,115-0,125	7,5-8,5	7-8
VII драная	-	0,135-0,155	7,5-8,5	8-9
1-я шлифовочная	300-400	0,070-0,080	9,0	6-8
2-я шлифовочная	300-350	0,070-0,080	9,0	6-8
3-я шлифовочная	300-350	0,080-0,085	9,5	6-8
4-я шлифовочная	200-300	0,080-0,095	10,0	6-8
5 и 6-я шлифовочные	-	0,080-0,095	9,5-10,0	7-10
Вымольные	-	0,080-0,090	10,0	8-10
1,2,3,4 и 5-я размольные	180-300	0,105-0,115	10-11	6-8
6,7 и 8-я размольные	125-200	0,105-0,115	10-11	8-10
9 и 10-я размольные	125-150	0,105-0,115	10-11	8-10
1-я сходовая	180-250	0,100-0,110	10	8-10
2-я сходовая	140-200	0,100-0,110	10	8-10

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Оборудование перерабатывающих производств: Учебник / А.А. Курочкин, Г.В. Шабурова, В.М. Зимняков и др. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 363 с.
2. Основы проектирования и расчет технологического оборудования пищевых предприятий: учеб. пособие / Г.И. Старшов, С.Н. Никоноров, А.И. Никитин. Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2008. – 187 с.
3. Оборудование для производства муки, крупы и комбикормов. Справочник. - М.: ДеЛи принт, 2005. - 760 с.
4. Соколов А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна /А.Я. Соколов. М.: Колос, 1967. 488 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т.- 5-е изд., перераб. и доп./ В.И. Анурьев. - М.: Машиностроение, 1981. Т. 3. 557 с.
6. Справочник по оборудованию зерноперерабатывающих предприятий. Изд. 2-е, перераб. и доп. / А.Б.Демских, М.А.Борискин, Е.В.Тамаров и др. М.: Колос, 1980. 383 с.
7. Бутковский В.А. Технология мукомольного, крупяного и комбикормового производства (с основами экологии) / В.А. Бутковский, С.М. Мельников. М.: Агропромиздат, 1989. 464 с.
8. Оборудование перерабатывающих производств : учебник / А.А. Курочкин, Г.В. Шабурова, В.М. Зимняков [и др.]. — Москва : ИНФРА-М, 2018. — 363 с.
9. Бредихин, С.А. Технологическое оборудование переработки молока : учебное пособие / С.А. Бредихин. — 3-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2019. — 412 с.

Составители:

Мезенов Артем Анатольевич
Туоров Александр Кондратьевич

Методические указания по выполнению контрольной работы по дисциплине
«Технологическое оборудование пищевых производств»

предназначены для студентов очной формы обучения по специальности: 35.03.06
– Агроинженерия;

Компьютерная вёрстка А.А. Мезенов