

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ

**Кафедра механизации животноводства и переработки
сельскохозяйственной продукции**

**ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ
МАШИН И АППАРАТОВ
ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ**

Практикум

Новосибирск 2023

УДК 664
ББК36.81

Кафедра механизации животноводства и переработки сельскохозяйственной продукции

Составители: доцент, к.т.н., доцент А.А. Мезенов
доцент, к.т.н., доцент Е.А. Пшенов

Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств: Практикум /А.А. Мезенов, Е.А. Пшенов: Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер, ин-т. - Новосибирск, 2023. - 72 с.

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент ***И.В. Тихонкин***

Практикум содержит задания по расчету и конструированию нового и модернизации существующего оборудования пищевых производств.

Предназначен для студентов направления подготовки «Агроинженерия» профиль «Машины и оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции».

Утверждено и рекомендовано к изданию методическим советом Инженерного института (протокол № 8 от 28 мая 2023 г.).

© Новосибирский ГАУ, 2023

ВЕДЕНИЕ

Реализация прогрессивных технологий переработки сельскохозяйственного сырья требует постоянного совершенствования оборудования поточно-технологических линий. Основными путями совершенствования машин и аппаратов перерабатывающих производств являются модернизация используемого оборудования на основе новых патентов, а также изобретение оригинальных конструкций. Основы методологии в области конструирования закладываются в период изучения общинженерных дисциплин.

Студентам инженерных специальностей необходимо знать методы прогнозирования конструкций, общие законы развития техники, которые заключаются в том, что технические системы возникают, переживают периоды становления, расцвета, упадка, сменяются другими устройствами и системами с более благоприятными характеристиками. Важнейшими условиями создания прогрессивного оборудования, позволяющего эффективно решать проблему комплексной переработки сельскохозяйственного сырья и производства продуктов питания, являются:

- всемерное снижение стоимости новых конструкций машин на единицу производительности (мощности):
- повышение в оптимальных пределах единичной мощности машин при одновременном уменьшении их габаритов:
- снижение энергопотребления, удельной металлоемкости:
- обеспечение экономичности в эксплуатации, надежности и безопасности конструкций машин.

Задачи дисциплины «Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств» заключаются в формировании системы знаний и умений, необходимых для профессиональной деятельности, навыков проектирования на стадиях разработки технического предложения, эскизного проектирования машин, технически грамотного оформления графической части и текстовых документов в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации.

Методология конструирования машин и аппаратов

Проектная документация на создание изделия включает:

1. Техническое задание – основной исходный документ для разработки нового изделия

Основные требования:

- назначение изделия и его место в технологическом процессе получения продукции

- технико-экономическое обоснование изделия:

а) увеличение производительности

б) уменьшение материалоемкости и трудоёмкости изготовления

в) упрощение конструкции:

- силовые связи

- балансировка

- новые виды технических компонентов

2. Техническое предложение

2.1 Техническое обоснование целесообразности разработки документации на возможный вариант изделия

- перебор вариантов:
- структурных схем
 - видов энергоносителей
 - разновидностей кинематических схем
 - типов используемых механизмов
 - видов рабочих органов

2.2 Выбираются критерии предпочтений для каждого из вариантов.

3. Эскизный проект

3.1 Устройство и принцип действия изделия

3.2 Основные параметры изделия и продукта

- энергоёмкость
- кинематика (частота, передаточные числа и др.)
- масса изделия
- производительность
- характеристика сырья и продукта

4. Технический и рабочий проекты

5. Методика выполнения задания

5.1 Получив задание в виде кинематической схемы типового изделия

- выявите недостатки существующего технического решения
- составьте полный перечень недостатков известного изделия
- перечислите все возможные изменения с целью устранения недостатков

Анализ производится с использованием критериев: технологичность изготовления, безопасность для персонала, материалоемкость, экономичность и др. важные качества конструируемого изделия. При этом нужно использовать имеющийся опыт.

Что можно приспособить и использовать из типовых технических решений?

Имеется ли что-нибудь похожее? Что можно заимствовать? Можно ли обнаружить сходство с чем-либо ещё? Не существует ли чего-либо такого, что можно было бы использовать?

Дайте стилизованное конструкторское решение машины: повторите в ней элементы конструкции, популярной в прошлом; поищите в конструкции выигрышные стороны: критически отнеситесь к замечаниям, что «так больше уже не делают».

Что даст перестановка узлов, деталей и т. п.?

Попробуйте другой порядок расположения, замените одни элементы другими, соедините их между собой иначе, переставьте местами.

Что можно заменить?

Посмотрите, что чем можно заменить: пластмассу металлом, металл пластмассой, светлое темным, круг квадратом. Какими другими процессами, принципами, теориями или методами можно воспользоваться?

Можно ли уменьшить размеры, материалоемкость и энергоёмкость?

Сделайте машину компактнее, короче, уже, легче, кое-что в ней уберите, попытайтесь ее миниатюризировать.

Возможен ли противоположный подход?

Посмотрите на устройство «с другой стороны», «переверните его вверх дном», осмотрите со всех сторон, перекомпонуйте, примените другую конфигурацию, воспользуйтесь другим принципом действия.

Возможно ли изменить внешний вид?

Измените цвет, форму, очертания и конфигурацию. Будет ли машина или аппарат отвечать требованиям эргономики?

- Применимо ли сочетание различных решений?

Комбинируйте различные идеи, принципы, методы, рабочие органы, узлы, аппаратуру, результаты исследований. Сравните эти возможные сочетания.

Удобно ли обслуживание?

Добейтесь, чтобы устройство стало легче, облегчало труд, было удобней в обслуживании и проще в эксплуатации, отличалось бы большим быстродействием, работало автоматически.

Насколько безопасны обслуживание и работа устройства? Отвечает ли технологический процесс и применяемые устройства требованиям охраны труда, техники безопасности, охраны окружающей среды?

Какие устройства, органы контроля, датчики или свойства необходимо добавить, чтобы исключить возможность несчастных случаев, телесных повреждений, взрыва? Сделайте устройство невоспламеняющимся, нержавеющим, неразрушающимся. Оно должно быть более надежным, чем изготовлявшееся ранее; менее опасным в обращении, более прочным.

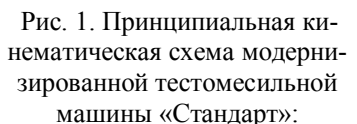
Ответы на все перечисленные вопросы должны способствовать углублению проработки конструкции, увеличению количества рассматриваемых вариантов решений и, как следствие этого, выбранный вариант будет иметь наибольшее количество положительных свойств.

Новый узел или элемент привода должен органически вписываться в модернизируемое устройство. При этом изменения, вносимые установкой нового узла, должны быть минимальными, и наиболее простыми. Изменение габаритных или присоединительных размеров должно учитывать размеры соседних машин или узлов. Ритм работы нового узла должен быть кинематически увязан с ритмом взаимодействующих устройств.

Критериями сравнения вариантов могут быть:

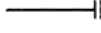
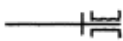
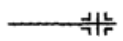
- а) размеры передаточных механизмов;
- б) стоимость (изготовления, приобретения)
- в) материалоемкость
- г) коэффициент полезного действия
- д) другие (специальные) требования: безопасность, уравнированность, шумность

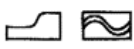
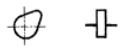
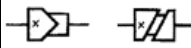
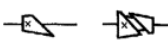
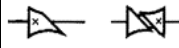
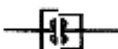
мер, тестомесильной машины,
используя рекомендуемые
условные обозначения



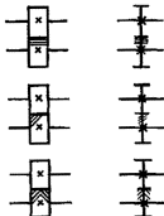
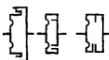
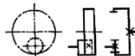
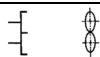
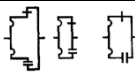
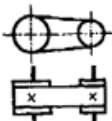
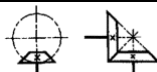
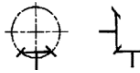
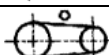
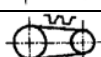
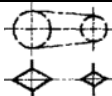
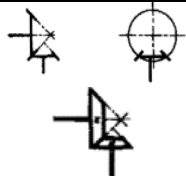
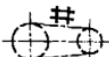
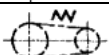
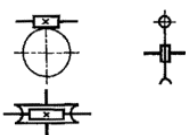
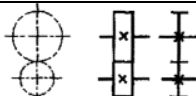
6

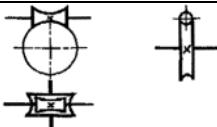
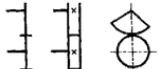
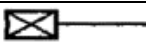
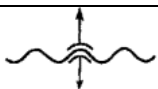
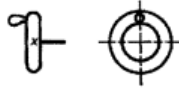
ГОСТ 2.770-68
ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ В СХЕМАХ.
ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ

1. Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.		и) плоскостная	 
2. Неподвижное звено (стойка). <i>Для указания неподвижности любого звена часть его контура покрывают штриховкой.</i>	 	к) трубчатая (шар-цилиндр)	 
		л) точечная (шар-плоскость)	 
3. Соединение частей звена		5. Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа):	
а) неподвижное	 	а) радиальные	
б) неподвижное, допускающее регулировку		в) упорные	
в) неподвижное соединение детали с валом, стержнем	 	6. Подшипники скольжения:	
		а) радиальные	
4. Кинематическая пара		в) радиально-упорные:	
а) вращательная	 	односторонние	
б) вращательная многократная, например, двукратная	 	двусторонние	
в) поступательная	   	г) упорные:	
		односторонние	
г) винтовая		двусторонние	
д) цилиндрическая		7. Подшипники качения:	
е) сферическая с пальцем		а) радиальные	
ж) карданный шарнир		д) радиально-упорные:	
з) сферическая (шаровая)		односторонние	

двусторонние			а) общее обозначение		
ж) упорные:			б) обгонная (свободного хода)		
односторонние					
двусторонние			в) центробежная фрикционная		
8. Муфта. Общее обо- значение без уточнения типа			г) предохранительная		
9. Муфта нерасцепляемая (неуправляемая)			с разрушаемым элементом		
а) глухая			с не разрушаемым элементом		
в) упругая			13. Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа		
г) компенсирующая					
10. Муфта сцепляемая (управляемая)			14. Кулачки плоские:		
а) общее обозначение			а) продольного пере- мещения		
б) односторонняя			б) вращающиеся		
в) двусторонняя			в) вращающиеся па- зовые		
11. Муфта сцепляемая механическая			15. Кулачки барабанные:		
а) синхронная, напри- мер, зубчатая			а) цилиндрические		
б) асинхронная, напри- мер, фрикционная			б) конические		
13а. Муфта сцепляемая электрическая			в) криволинейные		
13б. Муфта сцепляемая гидравлическая или пневматическая			16. Толкатель (ведомое звено)		
12. Муфта автоматическая (самодействующая)			а) заостренный		
		б) дуговой			

в) роликовый		б) с внутренним зацеплением	
г) плоский		в) общее обозначение	
17. Звено рычажных механизмов двухэлементное		21. Передачи фрикционные:	
а) кривошип, коромысло, шатун		а) с цилиндрическими роликами	
б) эксцентрик			
в) ползун		б) с коническими роликами в) с коническими роликами регулируемые	
г) кулиса			
18. Звено рычажных механизмов трехэлементное			
19. Храповые зубчатые механизмы:		г) с криволинейными образующими рабочих тел и наклоняющимися роликами рег-е	
а) с наружным зацеплением односторонние			
б) с наружным зацеплением двусторонние		д) торцовые (лобовые) регулируемые	
в) с внутренним зацеплением односторонние		е) со сферическими и коническими (цилиндрическими) роликами регулируемые	
г) с реечным зацеплением			
20. Мальтийские механизмы с радиальным расположением пазов у мальтийского креста:			
а) с наружным зацеплением			

ж) с цилиндрическими роликами, преобразующие вращательное движение в поступательное		б) то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями		
з) с гиперболическими роликами, преобразующими вращательное движение в винтовое				
и) с гибкими роликами (волновые)		в) внутреннее зацепление		
22. Маховик на валу		г) с некруглыми колесами		
23. Шкив ступенчатый, закрепленный на валу		31. Передачи зубчатые с гибкими колесами (волновые)		
24. Передача ремнем без уточнения типа ремня		32. Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические:		
25. Передача плоским ремнем		а) общее обозначение без уточнения типа зубьев		
26. Передача клиновидным ремнем				
27. Передача круглым ремнем		б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями		
28. Передача зубчатым ремнем				
29. Передача цепью:		33. Передачи зубчатые со скрещивающимися валами:		
а) общее обозначение без уточнения типа цепи		а) гипоидные		
б) круглозвенной				
в) пластинчатой				
г) зубчатой				
30. Передачи зубчатые (цилиндрические):		б) червячные с цилиндрическим червяком		
а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)				

в) червячные глобоидные		д) спиральные	
34. Передачи зубчатые реечные:		е) листовые:	
а) общее обозначение без уточнения типа зубьев		Одинарная	
35. Передача зубчатым сектором без уточнения типа зубьев			
36. Винт, передающий движение			
37. Гайка на винте, передающем движение:		Рессора	
а) неразъемная		39. Рычаг пере- ключения	
б) неразъемная с шариками		40. Конец вала под съемную рукоятку	
в) разъемная		ж) тарельчатые	
38. Пружины:		41. Рукоятка	
а) цилиндриче- ские сжатия		42. Маховичок	
б) цилиндриче- ские растяжения		43. Передвижные упоры	
в) конические сжатия		44. Гибкий вал для передачи вращающего момента	
г) цилиндриче- ские, работаю- щие на кручение			

5.4 Опишите кратко сущность предлагаемого варианта, сделайте вывод о возможностях его реализации.

Задание 1. Модернизация аналога

Выбор структуры машины при ее модернизации.

1. Проанализировать аналог: достоинства, недостатки.
2. Предложить варианты модернизации
 - 2.1 Вид и количество двигателей
 - 2.2 Виды передаточных механизмов
 - 2.3 Виды исполнительных механизмов и рабочих органов
3. Изобразить кинематические схемы аналога и предварительного варианта.
4. Сделать выводы о целесообразности разработки предварительной конструкции

Приложение

Кинематические схемы аналогов вариантов

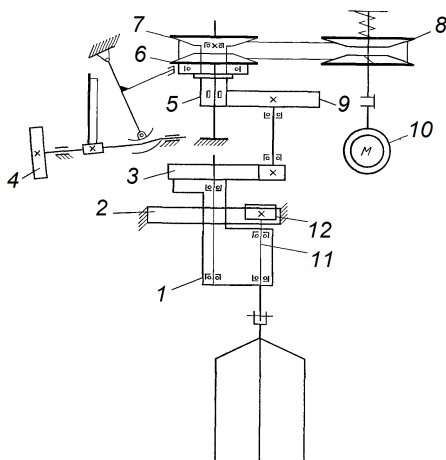


Рис. 1.1. Кинематическая схема взбивальной машины MB-35M:

1 – водило; 2 – планетарный редуктор; 3 – зубчатая пара; 4 – маховик вариатора скоростей; 5 – зубчатое колесо; 6 – конический диск раздвижного шкива (подвижный); 7 – конический диск раздвижного шкива; 8 – конический диск раздвижного шкива (подвижный); 9 – зубчатое колесо; 10 – электродвигатель; 11 – рабочий вал; 12 – сателлит

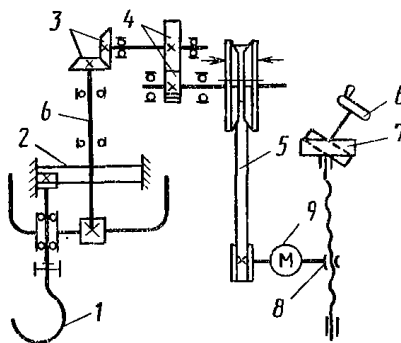


Рис. 1.2. Машина настольная малогабаритная взбивальная MB-6:

1 – взбиватель; 2 – планетарный редуктор; 3 – конический редуктор; 4 – цилиндрический редуктор; 5 – вариатор скоростей; 6 – маховик регулятора скоростей; 7 – зубчатая пара; 8 – винтовая пара; 9 – электродвигатель

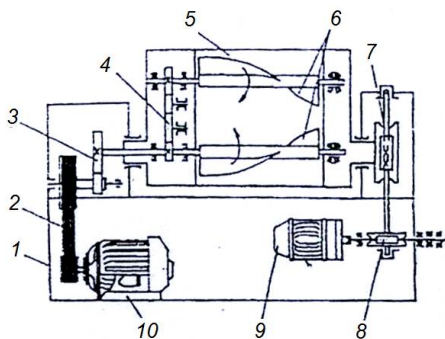


Рис. 1.3. Кинематическая схема фаршемешалки:

1 – станина; 2 – клиноременная передача; 3,4 – зубчатые передачи; 5 – месильное устройство; 6 – винтовые мешалки; 7, 8 – червячные редукторы; 9,10 – электродвигатели

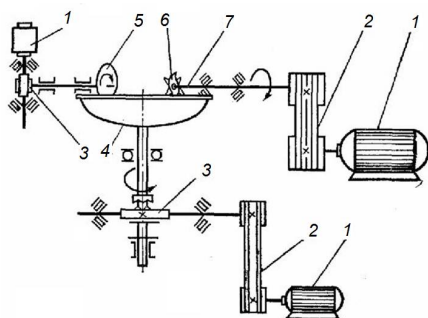
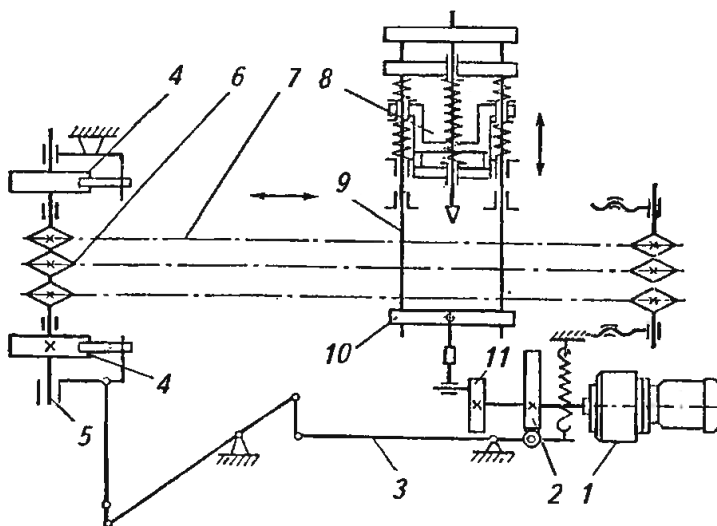


Рис. 1.4. Кинематическая схема куттера:

1 – электродвигатели; 2 – клиноременные передачи; 3 – редукторы; 4 – чаша; 5 – тарелка выгрузателя; 6 – ножевая головка; 7 – ножевой вал



1.5. Кинематическая схема многоигольного шприца Я2-ФШУ:

1 – мотор-вариатор; 2 – кулачок; 3 – рычаг; 4 – храповой механизм; 5 – вал; 6 – звездочка; 7 – пластинчатая лента; 8 – шприцовочная головка; 9 – тяга; 10 – поперечина; 11 – кривошип.

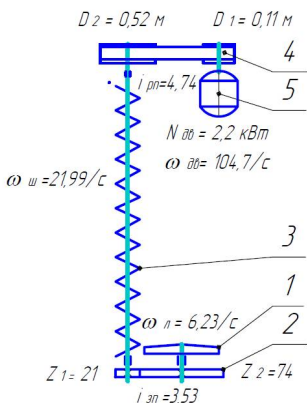


Рис.1.6. Кинематическая схема просеивателя с неподвижными ситами:

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

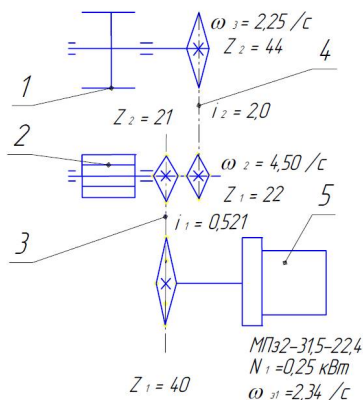


Рис.1.7. Кинематическая схема барабанного дозатора:

1 – ворошитель; 2 – барабан; 3 – первая цепная передача; 4 – вторая цепная передача; 5 – мотор - редуктор

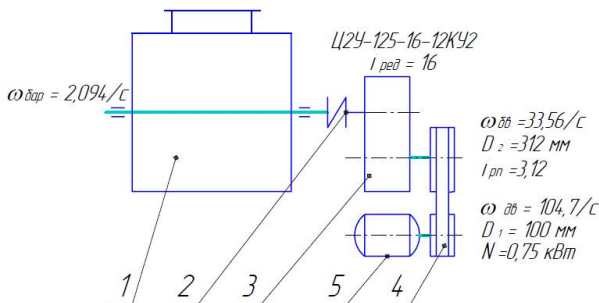


Рис.1.8. Кинематическая схема барабанного смесителя:

1 – барабан; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – ременная передача; 5 – электродвигатель

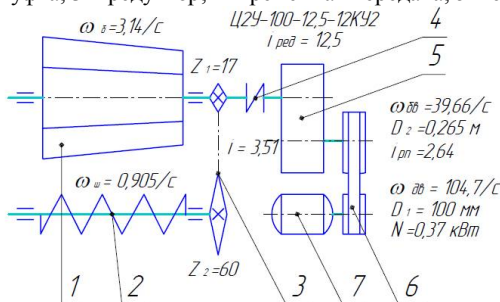


Рис.1.9. Кинематическая схема пирамидального бурата:

1 – пирамидальный барабан; 2 – распределительный шнек; 3 – цепная передача; 4 – муфта; 5 – редуктор; 6 – ременная передача; 7 – электродвигатель

Задание 2. Кинематический и проверочные расчеты привода

Задание: Выбрать двигатель транспортера готовой продукции молочного цеха.

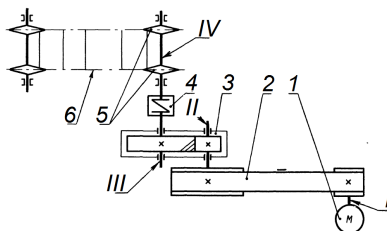


Рис. 2.1. Схема привода транспортера:

1 – двигатель; 2 – ременная передача; 3 – цилиндрический редуктор; 4 – упругая муфта с торообразной оболочкой; 5 – ведущая звездочка конвейера; 6 – тяговая цепь.

Скорость ленты $V = 1,0$ м/с; тяговая сила $F = 0,8$ кН, диаметр барабана $D = 250$ мм; допустимое отклонение скорости ленты $\delta = 5\%$.

1. Требуемая мощность для привода рабочего органа.

$$P_{pm} = F \cdot V = M_{ep} \cdot \omega = M_{ep} \cdot \frac{\pi n}{30},$$

где P_{pm} – мощность, необходимая для привода ленты транспортера, кВт;

F – сила сопротивления перемещению ленты с грузом в моменты трогания, кН;

V – скорость ленты транспортера, м/с;

M_{ep} – вращающий момент, Н·м;

ω – угловая скорость, рад/с.

$$P_{pm} = 0,8 \cdot 1,0 = 0,8 \text{ кВт}$$

2. Общий КПД всего привода (для случая двух ступеней КПД открытой и закрытой передач):

$$\eta = \eta_{on} \cdot \eta_{zn}$$

где $\eta_{on} = 0,85$ – КПД открытой передачи;

$\eta_{zn} = 0,9$ – КПД закрытой передачи;

$$\eta = 0,85 \cdot 0,9 = 0,765$$

3. Требуемая мощность двигателя:

$$P_{дв} = \frac{P_{pm}}{\eta} = \frac{0,8}{0,765} = 1,05 \text{ кВт}$$

4. По таблице выбирается двигатель с анализом диапазона частот вращения вала двигателя 4АМ71В2УЗ

$$P_n = 1,1 \text{ кВт}; n_1 = 2810 \text{ мин}^{-1}; n_{II} = 1420 \text{ мин}^{-1},$$

5. Частота вращения рабочего органа (барабана):

$$n_{pm} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{\pi \cdot D}, \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{pm} = \frac{60 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,25} = 76,4 \text{ мин}^{-1}$$

6. Общее передаточное отношение (число):

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{рм}}} = \frac{1420}{76,4} = 18,6$$

7. Передаточное число редуктора рекомендуется выбирать из таблиц по одному из вариантов, $u_{\text{зн}} = 4,5$

Таблица 2.1. Рекомендуемые значения передаточных чисел механических передач

Тип передачи	u	u_{max}	Допускаемые отклонения
зубчатая цилиндрическая	2...5	6,3	при $u > 4,5 \pm 4\%$; $u \leq 4,5 \pm 2,5\%$
зубчатая коническая	1...4	6,3	$\pm 3\%$
червячная	8...63	80	$\pm 5\%$
цепная передача	1,5...4	8	$\pm 4\%$
ременная передача	2...4	6	$\pm 4\%$

Принятое или вычисленное значение u следует округлить до величины по ГОСТ 2185-66:

первый ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

второй ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Тогда передаточное отношение открытой передачи:

$$u_{\text{он}} = \frac{18,6}{4,5} = 4,1$$

8. Максимально допустимое отклонение частоты вращения приводного вала транспортера:

$$\Delta n_{\text{рм}} = \frac{n_{\text{рм}} \cdot \delta}{100} = \frac{76,4 \cdot 5}{100} = 3,28 \text{ мин}^{-1}$$

9. Допустимая частота вращения приводного вала транспортера:

$$[n_{\text{рм}}] = n_{\text{рм}} + \Delta n'_{\text{рм}} = 76,4 + 3,6 = 80 \text{ мин}^{-1}$$

$\Delta n'_{\text{рм}}$ – уточненное значение $\Delta n'_{\text{рм}} = 3,6 \text{ мин}^{-1}$.

10. Фактическое передаточное число привода:

$$u_{\text{ф}} = \frac{n_{\text{ном}}}{[n_{\text{рм}}]} = \frac{1420}{80} = 17,75$$

$$u_{\text{он}} = \frac{17,75}{4,5} = 3,95 \approx 4$$

11. Диаметры шкивов клиноременной передачи: $D_1 = 100 \text{ мм}$; $D_2 = 400 \text{ мм}$.

Выбор и расчет предохранительной муфты

Наиболее простой является муфта со срезными штифтами

1. Определяют расчетный момент муфты:

$$M_p = K_p M_1 (M_2) < [M],$$

где K_p – коэффициент режима (1,25...3)

M_1 , (M_2) – вращающий момент ведущего относительно ведомого валов, соединяемых муфтой:

$$M_1 = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n} = \frac{9,55 \cdot 1100}{80} = 131 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{p1} = 1,5 \cdot 131 = 196,5 \approx 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Касательное напряжение (на срез)

$$\tau = \frac{M_p}{R_m \cdot \pi \cdot r^2 \cdot z} \leq [\tau]$$

где R_m – радиус окружности размещения штифтов, м;

r – радиус штифта, мм, (5; 7; 10);

M_p – расчетный момент муфты, Н·м;

z – количество штифтов;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение на срез, Н/мм²

$$\tau = \frac{200}{0,025 \cdot 3,14 \cdot 16 \cdot 1} = 160 \text{ Н} / \text{мм}^2$$

Проверочный расчет вала, шпонок и других деталей.

Проверке подлежат наиболее нагруженные детали.

1. Определяют вероятную разрушающую деформацию для конкретной схемы нагружения (сжатие, изгиб, смятие, кручение):

- для шпонки призматической:

$$\tau_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\tau]_{см},$$

где F_t – окружное усилие, действующее на грань призматической шпонки, Н

$$F_t = \frac{M_p}{R_g} = \frac{200}{0,018 + 0,002} = 10000 \text{ Н} = 10 \text{ кН}$$

здесь $A_{см} = l_p (0,94h - t_1)$ – площадь смятия, мм².

$$A_{см} = 5 \cdot 100 = 500 \text{ мм}^2$$

$l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, мм;

l – полная длина шпонки, мм;

b, h, t – стандартные размеры шпонки, мм (табл. К42 [7]);

$[\tau]_{см}$ – допускаемое напряжение на смятие (Н/мм²);

$[\tau]_{см} = 110 \dots 190 \text{ Н/мм}^2$ – стальная ступица при спокойной нагрузке, на 20% снижать при ударной нагрузке, на 40% - при чугунной ступице.

$$\tau_{см} = \frac{10000}{500} = 20 \text{ Н} / \text{мм}^2 \leq [\tau]_{см}$$

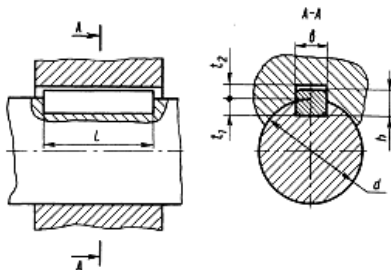


Рис. 2.2. К расчету шпоночного соединения

Параметры	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
Скорость V , м/с	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Тяговая сила F , кН	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,1
Диаметр барабана D , м	0,3	0,35	0,2	0,25	0,3	0,2

**Таблица 2.2 Электродвигатели асинхронные серии 4А,
закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)**

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типо-размер	s, %	Гп/Тн	Типо-размер	s, %	Гп/Тн	Типо-размер	s, %	Гп/Тн	Типо-размер	s, %	Гп/Тн
15	63B2	8,5	2	71A4	7,3	2	71B6	10	2	80B8	9	1,6
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8		90LB8	7	
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7	
2,2	80B2	4,3		90L4	5,1		100L6	5,1		112MA8	6	1,8
3	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		112M8	5,8	
4	100S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		132S8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5	1,6	132S4	3	1,4	132M6	3,2	1,2	160S8	2,5	1,4
11	132M2	2,3	1,4	132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15	160S2	2,1		160S4	2,3		160M6	2,6		180M8	2,5	1,2
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22	180S2	2		180S4	2		200M6	2,8		200L8	2,7	
30	1180M2	1,9		180M4	1,9		200L6	2,1		225M8	1,8	
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	
45	200L2	1,8		200L4	1,6		250S6	1,4		250M8	1,4	
55	225M2	1,8	1,2	225S4	1,4	1,2	250M6	1,3	1,2	280S8	2,2	1
75	250S2	1,4		250S4	1,2		280S6	2		280M8	2,2	
90	250M2	1,4		250M4	1,3		280M6	2		315S8	2	
110	280S2	2		280S4	2,3		315S6	2		315M8	2	

Примечания:

1. Пример условного обозначения электродвигателя мощностью 11 кВт, синхронная частота вращения 1500 об/мин.

Электродвигатель 4А132М4УЗ

2. Значения символов в условных обозначениях: цифра 4 указывает порядковый номер серии, буква А – род двигателя – асинхронный. Следующие за буквой А числа (двух- или трехзначные) соответствуют высоте оси вращения, мм; буквы L, S и M относятся к установочным размерам по длине станины; буквы А и В – условные обозначения длины сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Последние два знака УЗ показывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

3. В графе s указано скольжение, % ; в графе – даны значения отношения величин пускового и номинального вращающих моментов.

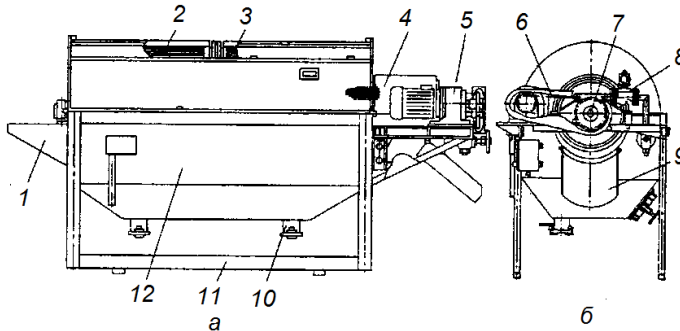
4. Габаритные и установочные размеры двигателей серии 4А даны в табл. П2. [7]

Задание 3. Расчет овощемоечных машин

При мойке овощей и фруктов необходимо одновременно учитывать два фактора - быстроту и тщательность мойки, так как при продолжительном пребывании растительного сырья в воде теряется часть ароматических, красящих и экстрактивных веществ.

В настоящее время наибольшее распространение получили вибрационные, барабанные, лопастные, щеточно-роликовые овощемоечные машины и моечно-очистительная машина (пиллер).

Машина моечная барабанная А9-КМ-2 непрерывного действия, предназначена для мойки твердых плодов и овощей, размеры которых должны находиться в пределах 15...200 мм.



Машина моечная барабанная А9-КМ-2:

а – общий вид; б – вид справа:

1 – лоток приемный; 2, 3, 4 – барабаны; 5 – мотор-редуктор; 6 – передача цепная; 7 – вал; 8 – вентиль запорный; 9 – лоток; 10 – люк; 11 – каркас; 12 – ванна.

Интенсивное перемешивание продукта, его продвижение вдоль оси барабана достигается в случае, когда каждый клубень не доходит до верхней части барабана, а скатывается по другим клубням в нижнюю его часть. Для обеспечения таких условий необходимо, чтобы центробежная сила $C_{ц}$, действующая на клубень, находящийся у стенки барабана, не превышала силы тяжести $G_{к}$ клубня, то есть

$$C_{ц} < G_{к}, \text{ или } m \cdot \omega^2 \cdot (R - r) < m \cdot g, \quad (3.1)$$

где m – масса клубня, кг;

ω – угловая скорость барабана, рад/с;

R – радиус барабана, м;

r – средний радиус клубня, м.

Зная, что $\omega = 2\pi n$ (где n – частота вращения барабана, с⁻¹) из неравенства (3.1) можно определить критическую частоту вращения барабана, то есть частоту, при которой сырье, находящееся в барабане, начинает вращаться вместе с ним не отрываясь от его стенок

$$n_{кр} > \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{(R-r)}} \quad (3.2)$$

Рабочую частоту вращения барабана определяют по формуле:

$$n = k_{\delta} \cdot n_{кр} \quad (3.3)$$

где k_{δ} – опытный коэффициент, $k_{\delta} = 0,6 \dots 0,9$.

Теоретическая производительность вибромоечной машины

$$Q = F \cdot v_{ср} \cdot \rho_n \cdot \varphi \quad (3.4)$$

где F – площадь нормального поперечного сечения межвитковых каналов рабочей камеры, м^2 ;

$v_{ср}$ – средняя скорость циркуляционного перемещения клубней, м/с ,
 $v_{ср} = 0,015 \dots 0,035$ при амплитуде колебаний $\alpha = 0,0025 \dots 0,0040$ м и частоте колебаний рабочего органа $\omega = 100 \dots 1500 \text{ с}^{-1}$;

ρ_n – насыпная масса сырья, кг/м^3 (табл. 3.1);

φ – коэффициент использования площади поперечного сечения межвитковых каналов рабочей камеры, $\varphi = 0,85 \dots 0,90$.

Таблица 3.1 Насыпная масса и плотность овощей и фруктов

Сырье	Насыпная масса ρ_n , кг/м^3	Плотность ρ , кг/м^3
Баклажаны	330-430	
Брюква	600	
Груши	450-610	1010
Кабачки	450-500	950
Капуста кочанная	400-650	702
Капуста цветная	450	
Капуста брюссельская	200-220	
Картофель	640-770	1100-1150

Площадь F рассчитывается по формуле:

$$F = \frac{(D-d)}{2} \cdot H \quad (3.5)$$

где D – внутренний диаметр рабочей камеры, м ;

d – наружный диаметр цилиндра, в котором вращается вал, м ;

H – шаг шнековой вставки, м .

Производительность барабанной овощемоечной машины непрерывного действия определяется по формуле:

$$Q = F \cdot v_n \cdot \rho_n \cdot \varphi = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v_n \cdot \rho \cdot \varphi, \text{кг/с} \quad (3.6)$$

где F – площадь поперечного сечения барабана, м^2 ;

v_n – скорость поступательного движения сырья вдоль барабана, м/с ;

φ – коэффициент заполнения или использования сечения барабана, $\varphi = 0,02 \dots 0,12$;

D – диаметр барабана, м .

Скорость поступательного движения сырья

$$v_n = k \cdot n \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.7)$$

где α – угол наклона барабана, град, $\alpha = 2 \dots 3^\circ$

k – коэффициент, учитывающий унос сырья водой и подъем сырья на высоту, меньшую диаметра барабана, $k = 1,5 \dots 2,0$.

Производительность барабанной овощемоечной машины периодического действия рассчитывается по формуле:

$$Q = \frac{m_n}{T_u} = \frac{V \cdot \rho_n \cdot \varphi}{t_3 + t_0 + t_e}, \text{ кг/с}, \quad (3.8)$$

где m – масса загружаемого продукта, кг;

T_u – продолжительность цикла, с;

V – геометрическая емкость барабана, м^3 ;

φ – коэффициент загрузки барабана, $\varphi \approx 0,4$;

t_3, t_0, t_e – соответственно, продолжительность загрузки, обработки к выгрузки продукта, с ($t_3=100$; $t_0=300$; $t_e=120$ с.)

Производительность роликовой овощемоечной машины

$$Q = F_0 \cdot v_0 \cdot \rho_n \cdot \varphi, \text{ кг/с}, \quad (3.9)$$

где F_0 – площадь поперечного сечения продукта, движущегося в камере для обработки, м^2 ;

v_0 – скорость продвижения продукта, м/с;

φ – коэффициент заполнения площади рольганга в камере для обработки, $\varphi \approx 0,8$.

Для более тщательного обмывания продукта целесообразно, чтобы он двигался в камере в один слой, то есть

$$F_0 = B \cdot \delta, \quad (3.10)$$

где B – ширина камеры для обработки, м;

δ – средний размер клубня, м.

Теоретическая производительность пиллера определяется по формуле:

$$Q = F \cdot v \cdot \rho_n \cdot \varphi \text{ кг/с} \quad (3.11)$$

где F – площадь поперечного сечения рабочей камеры, м^2 ;

v – скорость передвижения продукта вдоль рабочей камеры машины, м/с.

φ – коэффициент заполнения рабочей камеры.

Площадь поперечного сечения рабочей камеры

$$F = 0,5 \cdot \pi \cdot R^2, \quad (3.12)$$

где R – расстояние от оси шнека до щеток, м.

Скорость передвижения продукта

$$v = n \cdot t, \quad (3.13)$$

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

t – шаг шнека, м.

Мощность электродвигателя вибромоечной машины рассчитывается по формуле

$$N = \frac{\pi \cdot m \cdot r \cdot \omega^2}{\eta} \cdot k_y \cdot D \cdot f_n \quad (3.14)$$

где m – масса неуравновешенных частей дебаланса, кг;

r – радиус центра масс дебаланса, м;

ω – частота вынужденных колебаний, с^{-1} ;

k_y – коэффициент, учитывающий потери в упругой системе машины (для стальных пружин $k_y = 1,1$);

D – диаметр шейки вала вибратора под подшипник, м;

f_n – приведенный коэффициент трения подшипников.

Для инженерных расчетов мощность электродвигателя барабанных овощемоечных машин непрерывного действия определяется по формуле:

$$N = \frac{4 \cdot Q \cdot L \cdot g}{1000 \cdot \text{tg} \alpha \cdot \eta} \quad (3.15)$$

где L – длина барабана, м;

η – КПД механического привода.

Технологическая мощность барабанной овощемоечной машины

$$N = N_1 + N_2, \text{ кВт}, \quad (3.16)$$

где N_1 – мощность, необходимая для подъема клубней и сообщения им скорости, кВт;

N_2 – мощность, необходимая для преодоления трения в опорах барабана, кВт.

Первое слагаемое рассчитывается по формуле:

$$N_1 = \frac{m_n \cdot \left(H \cdot g + \frac{v_0^2}{2} \right)}{1000 \cdot t_1}, \text{ кВт}, \quad (3.17)$$

где H – высота подъема клубней в барабане, м (для инженерных расчетов можно принимать $H = R$;

v_0 – окружная скорость барабана, м/с;

t_1 – время одного оборота барабана, с:

$$t_1 = \frac{l}{n} \quad (3.18)$$

Мощность, необходимая для преодоления трения в опорах барабана

$$N_2 = \frac{(m_n + m_6) \cdot f \cdot \pi \cdot d_u \cdot n \cdot g}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт}, \quad (3.19)$$

где m_6 – масса барабана, кг;

f – приведенный коэффициент трения скольжения в опорах барабана, $f = 0,01 \dots 0,02$;

d_u – диаметр цапфы барабана, м.

Мощность в роликовой машине затрачивается только на обеспечение свободного вращательного движения роликов, находящихся в камере для обработки:

$$N = \frac{G \cdot g \cdot f_1 \cdot \pi \cdot d_p \cdot n_p}{1000 \cdot \eta}, \text{кВт} \quad (3.20)$$

где G – масса продукта, находящегося в камере для обработки, кг;
 f_1 – коэффициент трения скольжения продукта о резиновую поверхность при обильном смачивании их водой $f_1 = 0,5 \dots 0,6$;
 d_p – диаметр ролика, м;
 n_p – частота вращения роликов, с^{-1} ;
 η – КПД механического привода.
 Масса продукта

$$G = F_0 \cdot L \cdot \rho_n \cdot \varphi \quad (3.21)$$

где L – длина камеры для обработки, м.

В машинах для мойки сырья необходимо обеспечить требуемый расход воды, который составляет около 1 кг/кг плодов и овощей. Диаметр трубопровода для подвода воды к моечной машине:

$$d = 1,1287 \sqrt{\frac{q}{\rho_v \cdot v_v}} = 1,1287 \sqrt{\frac{Q}{v_v}}, \text{м} \quad (3.22)$$

где q – расход воды, кг/с ;
 ρ_v – плотность воды кг/м^3 ;
 v_v – скорость движения воды, $v_v = 1 \dots 3 \text{ м/с}$,
 Q – расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$

Исходные данные для расчета овощемоечных машин

Номер варианта	Размеры барабана D и L	Производительность Q , кг/ч	Сырье	Тип машины
1	2	3	4	5
1	-	700	перец, лук, груша	периодическая
2	0,80/1,80	-	томаты, яблоки, сливы	непрерывная
3	-	720	картофель, свекла, морковь	периодическая
4	0,90/2,00	-	груши, баклажаны, лук	непрерывная
5	-	740	кабачки, баклажаны, перец	периодическая
6	0,88/2,20	-	морковь, кабачки, яблоки	непрерывная
7	-	675	огурцы, томаты, сливы	периодическая
8	0,95/2,10	-	перец, яблоки, морковь	непрерывная
9	-	780	баклажаны, перец, лук	периодическая
10	0,84/2,05	-	лук, яблоки, груши	непрерывная
11	-	800	яблоки, морковь, картофель	периодическая
12	0,99/2,25	-	сливы, кабачки, томаты	непрерывная
13	-	650	томаты, перец, свекла	периодическая
14	0,92/2,15	-	картофель, баклажаны, морковь	непрерывная
15	-	760	свекла, груши, яблоки	периодическая
16	0,85/2,05	-	кабачки, морковь, сливы	непрерывная
17	-	600	груши, яблоки, морковь	периодическая
18	0,97/2,35	-	баклажаны, томаты, сливы	непрерывная
19	-	625	сливы, кабачки, яблоки	периодическая
20	0,82/1,95	—	свекла, картофель, баклажаны	непрерывная

Задача 1. Рассчитать барабанную овощемоечную машину непрерывного действия

Исходные данные: диаметр барабана $D = 0,9$ м; длина барабана $L = 2,0$ м; сырье - кабачки.

Определить: производительность машины Q ; рабочую частоту вращения барабана n ; мощность электродвигателя машины N .

Последовательность расчета:

1. Приняв средний радиус кабачка $r = 0,1$ м, определяем критическую частоту вращения барабана по формуле (3.2):

$$n_{кр} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot \sqrt{\frac{9,81}{(0,45 - 0,1)}} = 0,843 \text{ с}^{-1} = 50,6 \text{ мин}^{-1}$$

2. При опытном коэффициенте $k_6 = 0,6$ находим рабочую частоту вращения по формуле (3.3):

$$n = 0,6 \cdot 50,6 = 30,36 \text{ мин}^{-1}$$

3. Приняв угол наклона барабана $\alpha = 2^\circ$ и коэффициент уноса $k = 1,5$, рассчитываем скорость поступательного движения сырья вдоль барабана по формуле (3.7):

$$v_n = \frac{30,36}{60} \cdot 0,9 \cdot 0,0349 \cdot 1,5 = 0,024 \text{ м / с}$$

Производительность моечной машины при коэффициенте использования сечения барабана $\varphi = 0,07$ и насыпной массе кабачков $\rho = 500 \text{ кг/м}^3$ по формуле (3.6):

$$Q = \frac{3,14 \cdot 0,9^2}{4} \cdot 0,024 \cdot 500 \cdot 0,07 = 0,534 \text{ кг/с} = 1923 \text{ кг/ч}$$

5. Мощность электродвигателя при КПД механического привода $\eta = 0,8$ по формуле (3.15):

$$N = \frac{4 \cdot 0,534 \cdot 2 \cdot 9,81}{1000 \cdot 0,0349 \cdot 0,8} = 1,5 \text{ кВт}$$

6. Расход воды $q = 1923/3600 = 0,534$ кг/с, скорость движения воды приемом $v_n = 1,5$ м/с, тогда по формуле (3.22) определяем диаметр трубопровода:

$$d = 1,1287 \sqrt{\frac{0,534}{1000 \cdot 1,5}} = 0,0213 \text{ м}$$

Принимаем $d = 22$ мм.

Задача 2. Рассчитать барабанную овощемоечную машину периодического действия

Исходные данные: Производительность $Q = 750$ кг/ч; сырье - свекла.

Определить: геометрические размеры барабана D и L ; частоту вращения n ; мощность электродвигателя N . Выполнить кинематическую схему.

Последовательность расчета:

1. Приняв коэффициент загрузки барабана $\varphi = 0,4$ продолжительность цикла $T_{ц} = 520$ с и насыпную массу свеклы $\rho_n = 700 \text{ кг/м}^3$, из формулы (3.8) имеем

$$V = \frac{750 \cdot 520}{3600 \cdot 700 \cdot 0.4} = 0,387 \text{ м}^3$$

2. Приняв $D = L$, получим

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,387}{3,14}} = 0,79 \text{ м}$$

Окончательно $D = L = 0,8 \text{ м}$.

3. При среднем радиусе клубня $r = 0,04 \text{ м}$ критическая скорость по формуле (3.2) равна

$$n_{кр} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot \sqrt{\frac{9,81}{(0,4 - 0,04)}} = 0,83 \text{ с}^{-1} = 49,8 \text{ мин}^{-1}$$

Тогда рабочая частота вращения $n = 0,8 \cdot 49,8 = 39,84 \text{ мин}^{-1}$

4. Масса загружаемого продукта составит

$$m_n = \frac{3,14 \cdot 0,8^2}{4} \cdot 0,8 \cdot 700 \cdot 0,4 = 90 \text{ кг}$$

5. Окружная скорость барабана

$$v_0 = \frac{3,14 \cdot 39,84}{30} \cdot 0,4 = 1,67 \text{ м/с}$$

6. Время одного оборота по формуле (3.18):

$$t_1 = \frac{60}{39,84} = 1,506 \text{ с}$$

7. Мощность, необходимую для подъема клубней и сообщения им скорости, рассчитываем по формуле (3.17):

$$N_1 = \frac{90 \cdot \left(0,4 \cdot 9,81 + \frac{1,67^2}{2} \right)}{1000 \cdot 1,506} = 0,32 \text{ кВт}$$

8. Приняв массу барабана $m_6 = 140 \text{ кг}$ и диаметр цапфы барабана $d_{ц} = 0,06 \text{ м}$, по формуле (3.19) определяем мощность, необходимую для преодоления трения в опорах барабана:

$$N_2 = \frac{(90 + 140) \cdot 0,01 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 39,84 \cdot 9,81}{60 \cdot 1000} = 0,003 \text{ кВт}$$

9. Мощность электродвигателя при КПД механического привода $\eta = 0,65$

$$N = \frac{0,32 + 0,003}{0,65} = 0,5 \text{ кВт}$$

10. Выполнить кинематическую схему машины

Задание 4. Расчет просеивателей

Просеивающие машины предназначены для очистки муки от посторонних примесей: механических (обрывков шпагата или ниток, щепы, волокон от мешков, комков муки и т. п.) и органических (продуктов жизнедеятельности сельскохозяйственных вредителей и грызунов). Одновременно с просеиванием муки происходит ее разрыхление и аэрация (насыщение воздухом), что способствует лучшему поглощению влаги при замесе, улучшает условия брожения теста, а готовые изделия получаются более пышными.

Просеивающие машины с вращающимся вокруг наклонной или горизонтальной оси цилиндрическим, коническим или пирамидальным ситом называются буратами. Наибольшее распространение получил пирамидальный бурат, рабочим органом которого является пирамидальный ситовый барабан, закрепленный на горизонтальном медленно вращающемся валу. Грани барабана представляют собой съемные рамки, на которые натянуты сита. Мука внутрь барабана 3 подается от загрузочного отверстия коротким распределительным шнеком 1. Для отвода просеянной муки под выпускными отверстиями может быть установлен отводящий шнек 5.

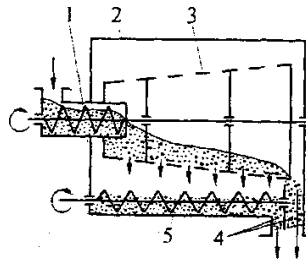


Рис 4. Схема бурата:

1 – шнек распределительный; 2 – кожух; 3 – барабан конический; 4 – патрубки для выхода фракций; 5 – шнек отводящий

Вибрационные просеиватели выполняются, как правило, в виде настольных машин. Просеивание муки и продвижение ее через разгрузочную горловину обеспечивается сложным пространственным колебательным движением горизонтального сита. Вращающиеся на выходных валах электродвигателя дебалансы, создающие колебания в вертикальной и горизонтальной плоскостях, являются источниками такого вида движения.

Во вращающемся сите бурата движение муки можно представить следующим образом: частицы муки поднимаются вместе с ситом на некоторый угол и затем скатываются вниз; движение частиц вдоль барабана обуславливается его наклоном, конусностью или действием поступающей на сито муки. Число оборотов бурата, необходимое для обеспечения процесса просеивания, определяется, исходя из условия необходимости подъема частицы продукта на определенный угол:

$$n_{кр} = 30 \cdot \sqrt{\frac{\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha}{f \cdot R}}, \text{ мин}^{-1} \quad (4.1)$$

где α – угол подъема частицы муки, град, для обеспечения нормальной работы бурата принимают $\alpha = 40 \dots 60^\circ$;

f – коэффициент трения муки по ситам, $f \approx 0,7$;

R – радиус цилиндра сита, м.

$$\text{Для практических расчетов рекомендуется } n_c = n_{кр} = \left(\frac{12}{\sqrt{R}} \dots \frac{19}{\sqrt{R}} \right)$$

С учетом коэффициента трения частота вращения барабана с шестигранным ситом

$$n = (0,33 \dots 0,42) \sqrt{\frac{1}{R_6 \cdot (0,58 + f)}}, \text{ с}^{-1} \quad (4.2)$$

где R_6 – радиус вписанной в шестигранник сита окружности.

Частота вращения барабана с цилиндрическим ситом

$$n = (0,33 \dots 0,42) \sqrt{\frac{1}{R_6 \cdot f}}, \text{ с}^{-1} \quad (4.3)$$

Производительность просеивателя с неподвижным ситом.

$$Q = 0,625 \cdot D^3 \cdot n \cdot \rho_n \cdot k \cdot \varphi, \text{ кг/с}, \quad (4.4)$$

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

ρ_n – насыпная масса просеиваемого продукта, кг/м^3 (табл.4.1);

φ – коэффициент производительности учитывающий условия загрузки и степень заполнения шнека, а также свойства продукта и его вращение вокруг оси шнека $\varphi = 0,2 \dots 0,3$;

k – геометрический коэффициент, учитывающий полезную площадь шнека, $k = 0,60 \dots 0,75$;

Площадь живого сечения сита приближенно равна

$$F_a = k_c \cdot F_c = k_c \cdot \pi \cdot D_6 \cdot H, \text{ м}^2, \quad (4.5)$$

где k_c – коэффициент живого сечения сита, для плетеных сит $k_c = 0,6 \dots 0,9$;

F_c – общая площадь ситовой поверхности, м^2 ;

D_6 – диаметр барабана, м;

H – высота барабана, м.

Общую площадь ситовой поверхности можно также найти по формуле:

$$F_c = \frac{Q}{q}, \text{ м}^2, \quad (4.6)$$

где q – удельная нагрузка на 1 м^2 сита, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ для пшеничной муки $q = 2,90 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, для ржаной муки $q = 2,36 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$,

С учетом коэффициента подачи скорость прохождения частиц продукта сквозь отверстия сита составит:

$$v_0 = \frac{k_c \cdot n_c}{2\pi} (1 - K_{np})^2, \text{ м/с}, \quad (4.7)$$

где $(1 - K_{np})$ – коэффициент подачи;

K_{np} – коэффициент проскальзывания продукта по поверхности сита, $K_{np} = 0,7 \dots 0,8$.

Производительность бурата определяется по формуле:

$$Q = 12 \mu \cdot \rho_n \cdot n \cdot \operatorname{tg} 2\alpha \sqrt{R^3 \cdot h^3}, \text{ кг/с}, \quad (4.8)$$

где μ – коэффициент разрыхления материала, $\mu = 0,6 \dots 0,8$;

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

α – угол наклона граней барабана к его оси, град: для цилиндрического барабана $\alpha = 4 \dots 8^\circ$,

R – приведенный радиус барабана, м;

h – наибольшая толщина слоя муки в барабане, м, обычно принимают $h = 0,05 \text{ м}$

Общая площадь ситовой поверхности определяется по формуле:

$$F_c = \frac{Q}{q} \quad (4.9)$$

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

$q = 0,33 \dots 0,56 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

Радиус цилиндрического сита можно также найти по формуле:

$$R = (0,15 \dots 0,20) \cdot v^2 f \quad (4.10)$$

где v – окружная скорость, барабана м/с, обычно $v = 2,0 \dots 2,5 \text{ м/с}$

Частота вращения распределительного шнека, с^{-1}

$$n_{ш} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D_p^2 - d_p^2) \cdot t_p \cdot \rho_n \cdot \varphi} \quad (4.11)$$

где D_p , d_p – соответственно, наружный и внутренний диаметр распределительного шнека, м;

t_p – шаг винтовой наливки,

φ – коэффициент заполнения корпуса шнека, $\varphi = 0,5 \dots 0,6$

Размеры распределительного шнека принимают в следующих пределах: наружный диаметр $D_p = 0,15 \dots 0,20 \text{ м}$; внутренний диаметр $d_p = (0,2 \dots 0,3) \cdot D_p$; шаг винтовой наливки $t_p = D_p$.

Таблица 4.1 Насыпная масса просеиваемых материалов

Продукт	Насыпная масса $\rho_n, \text{кг/м}^3$	Продукт	Насыпная масса $\rho_n, \text{кг/м}^3$
Крахмал: картофельный кукурузный маисовый	630...700	Мука пшеничная: высшего сорта низшего сорта	550...600
	540...650		300...400
	550	Мука ржаная: высшего сорта низшего сорта	450...500
Крупа: гречневая ядрица манная овсяная перловая пшеничная	580...710		300...400
	700...800	Мука соевая	450...640
	500...580	Мука ячменная	580
	680...730	Пшено	710...750
	730...850	Рис	600...800

Задача. Рассчитать пирамидальный бурат

Исходные данные: производительность $Q = 0,42$ кг/с; частота вращения барабана $n = 45$ об/мин; продукт - мука пшеничная высшего сорта.

Определить: геометрические размеры ситового барабана; частоту вращения распределительного шнека $n_{ш}$; мощность электродвигателя

Последовательность расчета:

Из формулы (4.8) определяем приведенный радиус барабана, приняв насыпную массу муки $\rho_n = 600$ кг/м³, коэффициент разрыхления $\mu = 0,7$ и угол наклона граней к оси барабана $\alpha = 4^\circ$:

$$R = \frac{1}{0,05} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{60 \cdot 0,42}{12 \cdot 0,7 \cdot 600 \cdot 45 \cdot 0,1405}\right)^2} = 0,171 \text{ м}$$

Принимаем $R = 0,175$ м

2. При принятом приведенном радиусе произведем, перерасчет производительности:

$$Q = 12 \cdot 0,7 \cdot 600 \cdot 0,1405 \cdot \sqrt{0,175^3 \cdot 0,05^3} = 0,435 \text{ кг/с.}$$

Дальнейший расчет проводим по данной производительности.

3. Проверяем частоту вращения барабана по формуле 1:

$$n_{кр} = \frac{12}{\sqrt{0,175}} \div \frac{19}{\sqrt{0,175}} = 28,7 \div 45,4, \text{ мин}^{-1}$$

Поскольку рабочая частота вращения барабана находится в рекомендуемых пределах, то процесс обеспечивается

4. По формуле (4.6) определяем общую площадь ситовой поверхности барабана бурата при удельной производительности $q = 0,5$ кг/(м² · с):

$$F_c = \frac{0,435}{0,5} = 0,87 \text{ м}^2$$

5. Приняв число граней ситового барабана $z = 5$ шт., по формуле определяем площадь ситовой поверхности одной рамки F

$$F = \frac{0,87}{5} = 0,174 \text{ м}^2$$

6. Рассчитываем длину ситового барабана L и среднюю ширину ситовой рамки B :

$$L = \frac{F}{R} = \frac{0,174}{0,175} = 0,99 \text{ м} \quad B = \frac{0,174}{0,99} = 0,175 \text{ м}$$

7. Задавшись соотношением между сторонами рамки $a:b = 1:0,75$, определяем размеры сторон рамки:

$$\alpha = \frac{2 \cdot 0,174}{0,99 \cdot 1,75} = 0,2 \text{ м}$$

Тогда $b = 0,75 \cdot 0,2 = 0,15$ м.

8. Конструктивно принимаем размеры распределительного шнека: наружный диаметр $D_p = 0,15$ м; внутренний диаметр

$$d_p = 0,25 \cdot 0,15 = 0,0375 \text{ м}; \text{ шаг шнека } t_p = D_p = 0,15 \text{ м.}$$

9. По формуле (4.11) рассчитываем частоту вращения распределительно-

го шнека при коэффициенте заполнения шнека $\varphi = 0,6$:

$$n_{ш} = \frac{4 \cdot 0,435}{3,14 \cdot (0,15^2 - 0,0375^2) \cdot 0,15 \cdot 600 \cdot 0,6} = 0,44 \text{ с}^{-1}$$

10. Вес муки в барабане

$$G_n = F \cdot h \cdot \rho \cdot g = 0,174 \cdot 0,05 \cdot 600 \cdot 9,81 = 51,2 \text{ Н.}$$

11. Мощность, потребную на преодоление сил трения в подшипниках вала, определяем по известной формуле. При этом принимаем вес барабана бурата $G_6 = 700 \text{ Н}$, диаметр цапфы вала $d_6 = 0,06 \text{ м}$, коэффициент трения скольжения $f = 0,02$

$$N_1 = (G_6 + G_n) f \cdot \pi \cdot d_6 \cdot n_6 = (700 + 51,2) \cdot 0,02 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot \frac{45}{60} = 2,12 \text{ Вт}$$

12. Мощность, затрачиваемая на подъем муки в барабане:

$$N_2 = 2,4 G_n \cdot R \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = 2,4 \cdot 51,2 \cdot 0,175 \cdot \frac{3,14 \cdot 45}{30} = 101,3 \text{ Вт.}$$

13. Мощность, необходимую для вращения распределительного шнека, находим при принятой длине шнека $L = 0,5 \text{ м}$ и коэффициенте сопротивления $\nu = 5$:

$$N_3 = 9,81 \cdot 0,44 \cdot 0,5 \cdot 5 = 10,8 \text{ Вт.}$$

14. Приняв КПД привода $\eta = 0,6$, рассчитываем мощность электродвигателя:

$$N = \frac{2,12 + 101,3 + 10,8}{0,6 \cdot 1000} = 0,22 \text{ кВт}$$

Исходные данные для расчета просеивателя

Номер варианта	Производительность, Q, кг/ч	Частота вращения, n, об/мин	Продукт	Вид просеивателя
1	2500	40	мука ржаная н/с	конический бурат
2	3000	55	мука пшеничная н/с	конический бурат
3	2000	50	мука пшеничная в/с	конический бурат
4	2800	45	мука ржаная в/с	пирамидальный бурат
5	3500	60	мука пшеничная в/с	пирамидальный бурат
6	3300	55	мука ржаная н/с	пирамидальный бурат

Задание 5. Расчет ленточной пилы

Задание. Определить производительность Q и мощность электродвигателя N ленточной пилы.

Данные для расчета приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1 Варианты индивидуальных заданий

Последняя цифра шифра	Размеры нарезаемой порции $l \times a \times h$, мм	Число двойных ходов каретки, n_d , мин ⁻¹	Длина ленты L , м	Ширина пильного полотна, B , мм	Предпоследняя цифра шифра	Диаметр шкива D , м	Толщина отрезаемого ломтика, δ , мм	Частота вращения шкива n , мин ⁻¹
0	230×220×85	10	1,570	16	0	0,25	15	980
1	245×195×100	11	2,345	20	1	0,21	10	970
2	330×300×110	9	5,486	25	2	0,40	14	920
3	310×230×90	10,5	1,480	20	3	0,25	12	940
4	320×270×95	12	4,260	20	4	0,30	16	1020
5	240×190×115	11,5	1,840	16	5	0,32	18	920
6	250×220×110	12,5	1,820	16	6	0,34	20	940
7	260×240×150	9,5	2,490	15	7	0,36	13	950
8	270×250×130	13	1,600	15	8	0,38	17	1000
9	290×270×120	13,5	1,750	16	9	0,26	19	960

Примечание. Для четных вариантов: установка шкива – на валу электродвигателя, продукт – охлажденное мясо. Для нечетных: установка шкива – через клиноременную передачу, продукт – замороженное мясо.

Из таблицы 5.1 выписываем данные в соответствии с шифром зачетной книжки и заносим в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 Исходные данные для расчета

Показатель	Единица измерения	Условное обозначение	Значение
Размер нарезаемой порции продукта	м	$l \times a \times h$	
Толщина отрезаемого ломтика	м	δ	
Число двойных ходов каретки	мин ⁻¹	n_d	
Длина ленты	м	L	
Диаметр шкива	м	D	
Ширина пильного полотна	м	B	
Частота вращения шкива	мин ⁻¹	n	
Установка шкива			
Продукт			

Последовательность расчета

1. Определяем толщину полотна ленточной пилы b , м:

$$b = 0,001 \cdot D \quad (5.1)$$

где D – диаметр шкива, м

2. Определяем время нарезания порции продукта t_0 , с:

$$t_0 = \frac{60 \cdot l}{n_d \cdot \delta}, \text{ с} \quad (5.2)$$

где l – длина нарезаемой порции продукта, м;

n_d – число двойных ходов каретки, мин⁻¹;

δ – толщина отрезаемого ломтика, м.

3. Считая порцию продукта сплошной, определим ее массу при плотности $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$:

$$m = l \cdot a \cdot h \cdot \rho \quad (5.3)$$

где a – ширина нарезаемой порции продукта, м;

4. Определяем производительность пилы Q , кг/ч:

$$Q = \frac{3600 \cdot m}{T_u} = \frac{3600 \cdot m}{t_3 + t_0}, \quad (5.4)$$

где m – масса нарезаемой порции продукта, кг;

T_u – продолжительность цикла нарезания порции продукта, с;

t_3 – время закрепления продукта, с, $t_3 = 1 \dots 2,5$ с;

t_0 – время нарезания порции продукта, с.

5. Определяем силу натяжения ленты с учетом ее реальной длины P_n , Н:

$$P_n = P'_n \cdot L, \quad (5.5)$$

где P'_n – удельная сила натяжения, Н ($P'_n = 25 \dots 35 \text{ Н/м}$).

6. Определяем величину уменьшения натяжения от нагревания ленты P_t , Н:

$$P_t = 2,5 \cdot 10^5 \cdot t \cdot B \cdot b, \quad (5.6)$$

где t – температура нагрева полотна, °C ($t = 10 \dots 15$ °C);

B – ширина полотна, м.

7. Определяем общую силу натяжения P_n , Н:

$$P_n = P_n + P_t. \quad (1.7)$$

8. Натяжение ленты в точке 1 (см. рис 5.1) с наименьшим натяжением равно предварительному натяжению ленты ($P_l = P_n$), а натяжение в точке 2 – $P_2 = P_l$.

$$P_l = P_2 = P_n \quad (1.8)$$

9. Определяем коэффициент жесткости полотна ξ :

$$\xi = \frac{b}{D}, \quad (1.9)$$

где b – толщина полотна, м.

D – диаметр шкива, м

10. Определяем натяжение ленты в точке 3:

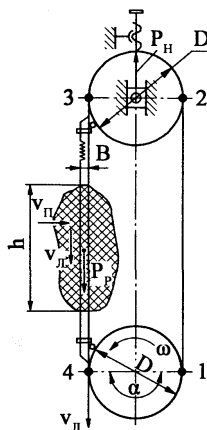


Рис. 5.1. Расчетная схема ленточной пилы

$$P_3 = \frac{P_2 \cdot \left[1 + \left(C_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \xi \right) \right]}{\left[1 - \left(C_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \xi \right) \right]}, \quad (5.10)$$

где C_n – приведенный коэффициент сопротивления в подшипниках шкива;
 для подшипников скольжения $C_n = 0,015 \dots 0,025$,
 для подшипников качения $C_n = 0,002 \dots 0,008$.
 α – угол обхвата лентой ведущего шкива, град;
 ξ – коэффициент жесткости полотна.

11. Определяем силу резания P_p , Н:

$$P_p = q \cdot b \cdot h, \quad (5.11)$$

где q – удельная сила резания Н/м²;
 для охлажденного и размороженного мяса $q = 15 \cdot 10^5$ Н/м²;
 для замороженного мяса $(30 \dots 60) \cdot 10^5$ Н/м²;

12. Определяем наибольшее натяжение ленты P_4 , Н:

$$P_4 = P_3 + P_p. \quad (5.12)$$

13. Определяем окружное усилие P_0 , Н:

$$P_0 = P_4 - P_I. \quad (5.13)$$

14. Проводим проверку тянущей способности по формуле Л. Эйлера:

$$P_0 = P_n \cdot (e^{\mu \alpha} - 1), \quad (5.14)$$

где μ – коэффициент трения ленты на шкиве ($\mu = 0,2 \dots 0,3$);
 α – угол обхвата лентой ведущего шкива, рад.

15. Определяем окружную скорость шкива v_0 , м/с:

$$v_0 = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60}, \quad (5.15)$$

где n – частота вращения шкива, мин⁻¹;
 D – диаметр шкива, м

16. Определяем мощность ленточной пилы N , кВт:

$$N = \frac{P_0 \cdot v_0 \cdot \eta_a}{1000 \cdot \eta}, \quad (5.16)$$

где P_0 – окружное усилие на ведущем шкиве, Н;
 v_0 – окружная скорость на ведущем шкиве, м/с;
 η_a – коэффициент запаса, $\eta_a = 1,2 \dots 1,5$;
 η – КПД привода ($\eta = 0,9$).

Задание 6. Расчет куттера

Задание. Определить время измельчения мясного сыра $t_{из}$; производительность куттера Q ; мощность привода N .

Данные для расчета приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1 Варианты индивидуальных заданий

Последняя цифра шифра	Масса единовременной загрузки сыра, G , кг	Число ножей в механизме, z , шт.	Предпоследняя цифра шифра	Частота вращения рабочего органа n , мин ⁻¹
0	22	2	0	1400
1	24	4	1	1450
2	33	2	2	1500
3	35	4	3	1550
4	44	6	4	1600
5	49	8	5	1650
6	55	4	6	1630
7	68	6	7	1530
8	82	8	8	1480
9	110	10	9	1570

Примечание. Для четных вариантов измельчение с добавлением воды, для не четных без добавления воды.

Из таблицы 6.1 выписываем данные в соответствии с шифром зачетной книжки и заносим в таблицу 6.2.

Таблица 6.2 Исходные данные для расчета

Показатель	Единица измерения	Условное обозначение	Значение
Масса единовременной загрузки сыра	кг	G	
Число ножей в механизме	шт.	z	
Частота вращения ножевого вала	мин ⁻¹	n	

Последовательность расчета

1. Определяем геометрический объем рабочей емкости чаши V , м³:

$$V = \frac{G}{\rho \cdot \varphi}, \quad (6.1)$$

где G – масса единовременной загрузки сыра, кг;

ρ – плотность сыра, кг/м³ (для фарша $\rho = 900 \dots 1100$ кг/м³);

φ – коэффициент заполнения объема чаши;

для куттеров с гладкой откидной крышкой, на которой не установлены подшипники ножевого вала, $\varphi = 0,6$,

для куттеров, в которых подшипники ножевого вала установлены на крышке чаши с выступом внутрь чаши, $\varphi = 0,55$.

Вычисленное значение объема округляем до серийно выпускаемых (л): 40, 45, 60, 65, 80, 90, 100, 125, 150, 200, 250, 325, 500.

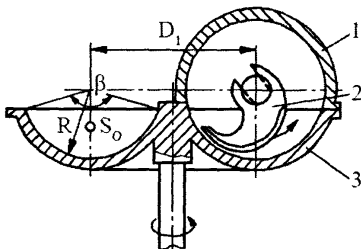


Рис. 3.1. Режущий механизм куттера:
1 - крышка; 2 - серповидный нож; 3 - чаша

2. Определяем расчетный радиус чаши R , м. Анализ серийно выпускаемых куттеров показал, что радиус связан с объемом чаши V следующей зависимостью:

$$R = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi^2 \cdot 0,85}}, \quad (6.2)$$

где V – геометрический объем рабочей емкости чаши, м^3 .

3. Определяем площадь сегмента S_0 , которым образована внутренняя часть чаши куттера, при этом по конструктивным соображениям радиус вращения центра тяжести площади S_0 вокруг вертикальной оси вращения принимается $R_l = (1,15 \dots 1,20) \cdot R$, м:

$$S_0 = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot R_l}, \quad (6.3)$$

где R_l – радиус вращения центра тяжести площади S_0 вокруг вертикальной оси вращения, м.

4. Вычисляем площадь сечения слоя фарша S_1 , м^2 подаваемого под ножи:

$$S_1 = \frac{V_3}{2 \cdot \pi \cdot R_l} = \varphi \cdot S_0 \approx \frac{G}{2 \cdot \pi \cdot R_l \cdot \rho}, \quad (6.4)$$

где V_3 – объем загрузки, м^3 .

5. Рассчитываем минимально необходимое время измельчения порции продукта:

$$t_u = \frac{60 \cdot G \cdot F_1}{\varphi_0 \cdot F_0} = \frac{60 \cdot G \cdot F_1}{\varphi_0 \cdot S_1 \cdot z \cdot n}, \quad (6.5)$$

где F_1 – площадь разреза при измельчении 1 кг продукта, $\text{м}^2/\text{кг}$,

($F_1 = 2,3 \text{ м}^2/\text{кг}$)

φ_0 – коэффициент использования режущей способности механизма измельчителя, $\varphi_0 = (0,7 \dots 0,8)$;

F_0 – режущая способность механизма, $\text{м}^2/\text{мин}$;

S_1 – площадь разреза слоя фарша одним ножом за один оборот, м^2 ;

z – число ножей в режущем механизме, шт;

n – частота вращения ножевого вала, мин^{-1} .

Полученное значение сравниваем с рекомендованным $t_u = 180 \dots 240$ с.

6. Находим продолжительность цикла обработки порции продукта.

$$T_{\text{ц}} = t_u \cdot (1 + \alpha_0), \quad (6.6)$$

где α_0 – доля продолжительности подсобных операций от продолжительности операции измельчения (0,5...0,6).

7. Определяем производительность куттера периодического действия:

$$Q = \frac{3600 \cdot G}{T_{\text{ц}}}. \quad (6.7)$$

8. Определяем мощность, необходимую для измельчения сырья:

$$N_1 = \frac{a \cdot S_1 \cdot z \cdot n \cdot \eta_a}{60 \cdot \eta \cdot \eta_{\text{ч}}}, \quad (6.8)$$

где a – удельный расход энергии на перерезание слоя фарша одним ножом за один оборот, Дж/м^2 (при измельчении мясного сырья при окружной скорости ножей до 30 м/с без добавления в фарш воды $a = 270 \dots 310$ Дж/м^2 , с добавлением в фарш воды - $a = 200 \dots 240$ Дж/м^2);

η_a – коэффициент запаса мощности, ($\eta_a = 1,3 \dots 1,5$);

η – КПД передач от двигателя к ножевому валу ($\eta = 0,8 \dots 0,9$).

$\eta_{\text{ч}}$ – коэффициент, учитывающий потери энергии на вращение чаши куттера ($\eta_{\text{ч}} = 0,9$).

Задание 7. Расчет шпигорезки

Задание. Определить время измельчения t_u ; размеры проходного сечения b и c ; мощность электродвигателя N . Данные для расчета приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1 Варианты индивидуальных заданий

Последняя цифра шифра	Производительность Q , кг/ч	Размеры нарезаемого кубика, $a \times a \times a$, мм	Предпоследняя цифра шифра	Длина загрузочного бункера L , м	Частота вращения рабочего органа n , мин^{-1}
0	500	8×8×8	0	0,4	200
1	600	6×6×6	1	0,45	180
2	700	12×12×12	2	0,5	210
3	800	24×24×24	3	0,55	190
4	400	16×16×16	4	0,6	220
5	750	4×4×4	5	0,65	230
6	650	12×12×12	6	0,7	240
7	550	16×16×16	7	0,57	250
8	480	6×6×6	8	0,47	170
9	630	8×8×8	9	0,67	260

Из таблицы 7.1 выписываем данные в соответствии с шифром зачетной книжки и заносим в таблицу 7.2.

Таблица 7.2 Исходные данные для расчета

Показатель	Единица измерения	Условное обозначение	Значение
Производительность	кг/ч	Q	
Размеры нарезаемого кубика	мм	$a \times a \times a$	
Длина загрузочного бункера	м	L	
Частота вращения рабочего органа	мин ⁻¹	n	

Последовательность расчета

1. Определяем время измельчения порции шпика t_u , с:

$$t_u = \frac{60 \cdot L}{x \cdot z \cdot n}, \quad (7.1)$$

где L – длина загрузочного короба, м;

x – подача продукта за время одного оборота отсекающего ножа, м;

z – число вращающихся ножей, шт.;

n – частота вращения отсекающего ножа, мин⁻¹.

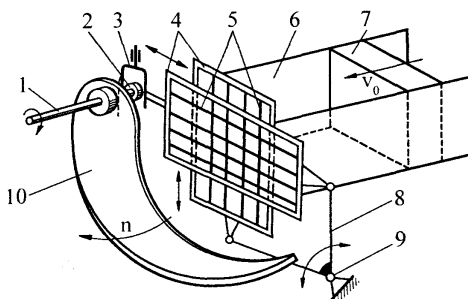


Рис. 4.1. Принципиальная схема режущего узла шпигорезки:

1 - *приводной вал*; 2 - *эксцентрик*; 3 - *вилка*; 4 - *ножевые рамки*; 5 - *пластинчатые ножи*; 6 - *короб питателя*; 7 - *толкатель*; 8 - *угловой рычаг*; 9 - *шарнир*; 10 - *серповидный нож*.

За время одного оборота отсекающего ножа толкатель питателя должен продвинуть шпик через блок ножевых рамок на расстояние, равное длине стороны кубика $x = a$.

2. Определим скорость подачи v_o , м/с:

$$v_o = x \cdot n, \quad (7.2)$$

где x – подача продукта за время одного оборота отсекающего ножа, м;

n – частота вращения отсекающего ножа, с⁻¹.

3. Считая проходное сечение квадратным, $b = c$, при постоянной частоте

вращения отсекающего ножа определяем размеры проходного сечения.

$$b = \sqrt{\frac{Q}{3600 \cdot v_0 \cdot \rho \cdot \gamma}}, \quad (7.3)$$

где Q – производительность, кг/ч.

b – сторона проходного сечения горловины питателя, м;

v_0 – скорость подачи продукта, м/с.

ρ – плотность сырья, кг/м³, (для шпика $\rho = 920 \dots 960$ кг/м³);

γ – коэффициент заполнения загрузочного короба, $\gamma = 0,7 \dots 0,8$

Округляем до серийно выпускаемых $b = c = 0,10; 0,11; 0,12; 0,14; 0,15$

м.

4. Определяем производительность машины при заданных параметрах:

$$Q = \frac{3600 \cdot V \cdot \rho \cdot \gamma}{t_3 + t_u} \quad (7.4)$$

где V – объем загрузочного короба, м³;

$$V = b^2 \cdot L; \quad (7.5)$$

t_3 – время, затрачиваемое на укладку кусков шпика в загрузочный короб и поворот короба в рабочее положение, с, ($t_3 = 15 \dots 20$ с)

t_u – время измельчения порции шпика, с.

5. Определяем количество пластинчатых ножей в ножевой рамке:

$$z_n = \frac{b}{a} - 1 \quad (7.6)$$

6. Определяем площадь проходного сечения горловины питателя:

$$F_0 = b \cdot c \quad (7.7)$$

7. Определяем суммарную площадь плоских ножей, перекрывающих проходное сечение горловины питателя, при толщине ножа $\delta = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м и числе рамок $z_p = 2$ определяем по формуле:

$$F_c = b \cdot \delta \cdot z_n \cdot z_p. \quad (7.8)$$

8. Определяем коэффициент эффективного использования сечения горловины:

$$\varphi = \frac{F_{жс}}{F_0} = \frac{(F_0 - F_c)}{F_0}, \quad (7.9)$$

где $F_{жс}$ – «живое сечение» блока ножевых рамок, м²;

F_0 – площадь проходного сечения горловины питателя, м²;

F_c – суммарная площадь элементов ножевых рамок, перекрывающих проходное сечение горловины питателя, м².

9. Определяем режущую способность механизма F , м²/мин:

$$F = 2 \cdot v_0 \cdot z_n \cdot b + b^2 \cdot z_n \quad (7.10)$$

где v_0 – скорость подачи шпика по коробу в м/мин;

z_n – число пластинчатых ножей в рамке;

z – число серповидных ножей;

n – число оборотов вала серповидных ножей, мин⁻¹.

10. Мощность, затрачиваемая на перерезание шпика серповидным ножом, N_1 , Вт;

$$N_1 = \frac{q \cdot \varphi \cdot F \cdot \eta_a}{60 \cdot \eta}, \quad (7.11)$$

где q – удельный расход энергии на перерезывание шпика, Дж/м², $q = (90 \dots 100) \cdot 10^3$ Дж/м²;

φ – коэффициент эффективного использования проходного сечения блока ножевых рамок;

F – режущая способность механизма, м²/мин.

η_a – коэффициент запаса мощности, ($\eta_a = 1,3 \dots 1,5$);

η – КПД передач от двигателя к ножевому валу ($\eta = 0,8 \dots 0,9$).

11. Определяем суммарную длину лезвий ножей ножевых рамок:

$$l_c = b \cdot z_n \cdot z_p \quad (7.12)$$

12. Определяем усилие резания

$$P_p = F_p \cdot \sigma_p + l_c \cdot a_{max} \cdot \tau_p, \quad (7.13)$$

где F_p – площадь поверхности резания, м², ($F_p = F_c$);

σ_p – нормальное напряжение, возникающее в продукте под действием давления, создаваемого питателем, Н/м², $\sigma_p = (4 \dots 6) \cdot 10^3$ Н/м²;

τ_p – касательное напряжение, действующее на поверхности разреза продукта, Н/м², $\tau_p = (8 \dots 10) \cdot 10^3$ Н/м²;

l_c – суммарная длина лезвий плоских ножей ножевых рамок, м;

a_{max} – наибольшая величина подачи шпика за один оборот ножа, м.

13. Определяем мощность, необходимую для продвижения шпика:

$$N_2 = P_p \cdot v_0, \quad (7.14)$$

где P_p – усилие резания плоскими ножами, Н.

14. Технологическая мощность шпигорезки

$$N = N_1 + N_2, \quad (7.15)$$

где N_1 – мощность, затрачиваемая на перерезание шпика серповидным ножом, Вт;

N_2 – мощность, затрачиваемая на продвижение шпика питателем через блок ножевых рамок, Вт.

Задание 8. Расчет двухлопастной фаршемешалки

Задание. Определить размеры дежи; производительность Q и мощность двигателя N фаршемешалки периодического действия.

Данные для расчета приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1 Варианты индивидуальных заданий

Последняя цифра шифра	Объем рабочей камеры V , л	Продукт фарш для колбас	Предпоследняя цифра шифра	Частота вращения лопастей, n , мин ⁻¹
0	65	вареных	0	130
1	70	полукопченых	1	135
2	75	вареных	2	90
3	80	полукопченых	3	95
4	85	вареных	4	100
5	90	полукопченых	5	105
6	95	вареных	6	110
7	100	полукопченых	7	115
8	110	вареных	8	120
9	120	полукопченых	9	125

Из таблицы 8.1 выписываем данные в соответствии с шифром зачетной книжки и заносим в таблицу 8.2.

Таблица 8.2 Исходные данные для расчета

Показатель	Единица измерения	Условное обозначение	Значение
Объем рабочей камеры	м ³	V	
Частота вращения лопастей	мин ⁻¹	n	
Продукт			

Последовательность расчета

1. Определяем производительность фаршемешалки Q , кг/ч:

$$Q = \frac{3600 \cdot m}{T_{\text{ц}}} = \frac{3600 \cdot \alpha \cdot \rho \cdot V}{t_0 + t_n} = \frac{3600 \cdot \alpha \cdot \rho \cdot V}{t_0 (1 + \varphi)}, \quad (8.1)$$

где m – масса продукта, загруженного в дежу, кг;

$T_{\text{ц}}$ – время полного цикла обработки продукта, с;

α – коэффициент заполнения дежи, $\alpha = 0,65 \dots 0,75$;

ρ – плотность перемешиваемого продукта, кг/м³ ($\rho = 1000 \dots 1100$ кг/м³).

V – вместимость дежи, м³;

t_0 – время, необходимое для равномерного перемешивания всех компонентов, с ($t_0 = 180 \dots 300$ с);

t_n – время, необходимое для загрузки и разгрузки камеры, с;

φ – доля подготовительно заключительных операций (для мешалок периодического действия $\varphi = 0,1 \dots 0,3$).

2. Определяем радиус желоба дежи R , м:

$$R = \sqrt{\frac{V}{L \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot z + 2 \cdot a \cdot z + a^2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \right)}}, \quad (8.2)$$

где z – количество параллельных желобов, образующих объем дежи;

L – длина отдельного желоба или дежи, м ($L=1,2\dots 2$ м);

a – отношение глубины расположения оси валов лопастей к радиусу желоба, $a = h/R = 1,2\dots 1,6$;

h – глубина расположения оси валов лопастей, м.

γ – угол расширения желоба, $\gamma = 10\dots 15^\circ$.

3. Радиус лопасти или винта $R_{\text{л}}$ принимают в зависимости от радиуса желоба:

$$R_{\text{л}} = R - c, \quad (8.3)$$

где R – радиус желоба дежи, мм;

c – зазор между обечайкой дежи и лопастью, мм ($c = 2\dots 4$ мм).

4. Длину вала лопастного $L_{\text{л}}$ принимают в зависимости от длины желоба

$$L_{\text{л}} = L - b, \quad (8.4)$$

где L – длина желоба дежи, мм;

b – зазор между торцом дежи и лопастью, мм ($b = 5\dots 8$ мм).

5. Определяем площадь поверхности лопасти мешалки шнекового типа:

$$F_{\text{л}} = \frac{(D_{\text{л}} - d_{\text{л}})}{2} \cdot L_{\text{л}}, \quad (8.5)$$

где $D_{\text{л}}$ – диаметр лопасти, м;

$L_{\text{л}}$ – длина месильной лопасти, м;

$d_{\text{л}}$ – внутренний диаметр лопасти, м ($d_{\text{л}} = 0,04\dots 0,06$ м).

6. Определяем площадь лобовой поверхности лопасти

$$F = F_{\text{л}} \cdot \cos \beta \quad (8.6)$$

где $F_{\text{л}}$ – площадь поверхности месильной лопасти, м²;

β – угол между лопастью и осью месильного винта (вала), град, для двухлопастных с лопастями шнекового типа $\beta = 8\dots 10^\circ$.

7. Определяем окружную скорость месильных лопастей v , м/с по среднему диаметру:

$$v = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{(D_{\text{л}} + d_{\text{л}})}{2}, \quad (8.7)$$

где n – частота вращения лопастей, мин⁻¹.

8. Определяем удельное сопротивление, испытываемое единицей лобовой поверхности лопасти при перемешивании фарша:

$$\sigma_{\text{ф}} = \sigma_0 + \xi \cdot v \quad (8.8)$$

где σ_0 – удельное начальное сопротивление, Н/м² (для фаршей вареных колбас, котлетного фарша $\sigma_0 = 4000\dots 8000$ Н/м², для фаршей полукопче-

ных колбас $\sigma_0 = 13000 \dots 15000 \text{ Н/м}^2$;

ξ – параметр, зависящий от вида фарша, $(\text{Н} \cdot \text{с})/\text{м}^3$ (для фаршей вареных колбас $\xi = (4 \dots 5) \cdot 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{с})/\text{м}^3$, полукопченых колбас $\xi = (8 \dots 10) \cdot 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{с})/\text{м}^3$).

9. Определяем сопротивление, испытываемое лопастями P , Н:

$$P = \sigma_\phi \cdot F \quad (8.9)$$

где σ_ϕ – удельное сопротивление, испытываемое единицей лобовой поверхности лопасти, Па .

10. Определяем скорость осевого смещения продукта одной лопастью с учетом трения продукта о рабочие органы:

$$v_0 = \omega \cdot R_\lambda \cdot (\sin\beta - f \cdot \cos\beta) \cdot \cos\beta, \quad (8.10)$$

где ω – угловая скорость смещения продукта, с^{-1} .

$$\omega = (\pi \cdot n)/30 \quad (8.11)$$

f – коэффициент трения, $f = 0,26 \dots 0,30$.

11. Определяем среднюю скорость поступательного движения продукта вдоль оси мешалки v_{oc} :

$$v_{oc} = v_0 \cdot \psi, \quad (8.12)$$

где v_0 – скорость осевого смещения продукта одной лопастью, м/с ;

ψ – коэффициент, учитывающий периодичность смещения продукта вдоль оси мешалки.

$$\psi = \frac{b \cdot \sin \beta}{2 \cdot \pi \cdot R_\lambda}, \quad (8.13)$$

здесь b – ширина лопасти, м , обычно равна радиусу вращения лопасти R_λ .

12. Определяем мощность электродвигателя фаршемешалки N , кВт

$$N = \frac{P \cdot v_{oc} \cdot z \cdot \eta_a}{1000 \cdot \eta}, \quad (8.14)$$

где P – сопротивление, испытываемое ведущей и ведомой месильными лопастями, Н;

v_{oc} – средняя скорость поступательного движения продукта вдоль оси мешалки, м/с ;

η_a – коэффициент запаса мощности, $\eta_a = 1,1 \dots 2,0$.

η – КПД передаточного механизма $\eta = 0,8 \dots 0,9$

9. Расчет аппаратов, работающих под внутренним и внешним избыточным давлением

Задание. Рассчитать аппарат (рисунок 9.1) работающий под давлением, если заданы: внутренний диаметр обечайки аппарата $D = 1,3$ м; высота цилиндрической обечайки аппарата $H=2,4$ м избыточное давление пара в рубашке $p=0,25$ МПа; температура пара в рубашке $t = 138,2$ °С; материал обечайки - сталь 12Х18Н10Т; материал паровой рубашки - сталь ВСт3пс; избыточное давление в аппарате $p_a = 0,1$ МПа; температура продукта $t_n = 100$ °С; толщина паровой рубашки $b = 0,04$ м.

Гидростатическое давление жидкости в аппарате не учитывать.

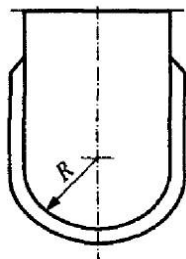


Рис 9.1. Расчетная схема аппарата со сферическим дном.

Параметры	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр обечайки D , м	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,4
Избыточное давление пара в аппарате p_a , МПа	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,15
Температура пара в рубашке t , °С	132	145	128	133	141	152

Расчет паровой рубашки.

Обечайку паровой рубашки рассчитывают как тонкостенную оболочку, работающую под внутренним избыточным давлением. Расчетную температуру t_p °С принимают равной температуре греющего пара t °С ($t_p = t = 138,2$ °С)

1. Допускаемые напряжения:

1.1 В рабочем состоянии $[\sigma]$, МПа:

$$[\sigma] = \eta \cdot \sigma^* = 1 \cdot 132 = 132 \text{ МПа}$$

где η – коэффициент, учитывающий вид заготовки (для стального проката; $\eta = 1$)

$\sigma = 132$ МПа допускаемое напряжение стали ВСт3пс при рабочей температуре, МПа (табл. 9.1);

1.2 При гидравлическом испытании $[\sigma]_и$ МПа

$$[\sigma]_и = \frac{\sigma_{T20}}{1,1} = \frac{210}{1,1} = 190,9 \text{ МПа}$$

где $\sigma_{T20} = 210$ МПа предел текучести стали ВСт3пс при 20° С.

2. Расчетное давление p_p МПа равно избыточному давлению пара в рубашке p_a МПа ($p_a = 0,25$ МПа)

3. Пробное давление при гидравлическом испытании p_u МПа, при $p_p < 0,5$ МПа.

$$p_u = \max \left\{ \frac{1,5 \cdot p_p \cdot [\sigma]_{20}}{0,2}, [\sigma] \right\} = \max \left\{ \frac{1,5 \cdot 0,25 \cdot 140}{0,2}, 132 \right\} = 0,4 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_{20} = 140$ МПа – допускаемое напряжение стали ВСт3пс при 20°C (табл.9.1).

4. Внутренний диаметр обечайки паровой рубашки D_p , м:

$$D_p = D + 2b = 1,3 + 2 \cdot 0,04 = 1,38 \text{ м}$$

5. Расчетная толщина обечайки паровой рубашки S_p м:

$$S_p = \max \left\{ \frac{p_p D_p}{2\varphi[\sigma] - p_p}, \frac{p_u D_p}{2\varphi[\sigma] - p_u} \right\} =$$

$$\max \left\{ \frac{0,25 \cdot 1,38}{2 \cdot 0,95 \cdot 132 - 0,25} = 1,37 \cdot 10^{-3}, \frac{0,4 \cdot 1,38}{2 \cdot 0,95 \cdot 190 - 0,4} = 1,52 \cdot 10^{-3} \right\} = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

где φ – коэффициент прочности сварного шва ($\varphi = 0,95$).

6. Исполнительная толщина стенки паровой рубашки S , м:

$$S = S_p + C + C_0 = 1,52 + 1 + C_0 = 4 \text{ мм}$$

где C – конструктивная прибавка на коррозию, м. Примем $C = 0,001$ м;

C_0 – прибавка из условия округления толщины стенки до ближайшей большей стандартной величины, м (ГОСТ 19903-74*).

Таблица 9.1. Нормативное допускаемое напряжение σ^* (МПа) сталей

Марка стали	Расчетная температура стенки t , °C							
	20	100	150	200	250	300	350	375
ВСт3пс; ВСт3пс; ВСт3Гпс	140	134	131	126	120	108	98	93
10	130	125	139	118	112	100	88	82
20; 20К	147	142	122	136	132	119	106	98
09Г2С; 16ГС	170	160	154	148	145	134	123	116
12ХМ; 12ХМ*	147	-	-	145	145	141	137	135
15ХМ*	155	-	-	152	152	147	142	140
15Х5М	146	141	138	134	127	120	114	110
12Х18Н10Т; 12Х18Н12Т; 10Х17Н13М2Т; 10Х17Н13М3Т	160	152	146	140	136	130	126	124

Таблица 9.2. Минимальное значение предела текучести (σ_T , МПа) сталей

Температура	Марка стали						
t , °C	ВСт3	10	20 20К	09Г2С 16ГС	12ХМ 12Мх* 15ХМ*	15Х5М	12Х18Н10Т 12Х18Н12Т 10Х17Н13М2Т 10Х17Н13М3Т
20	210	195	220	280	240	220	240
100	201	188	213	240	235	210	228
150	197	183	209	231	226	207	219
200	189	177	204	222	218	201	210
250	180	168	198	218	218	190	204
300	162	150	179	201	212	180	195
350	147	132	159	185	206	171	190
375	140	123	147	174	202	164	186

Задание 10. Расчет укрепления отверстий в аппарате

Задание: рассчитать укрепление отверстия, если заданы: внутренний диаметр оболочки $D = 2500$ мм; расчетное давление $p = 0,8$ МПа; расчетная температура $t = 200^\circ \text{C}$; длина неукрепленной части оболочки $L = 2900$ мм; диаметр отверстия $d = 300$ мм; длина внешней части штуцера $l_1 = 200$ мм; длина внутренней части штуцера $l_2 = 5$ мм; прибавка к расчетной толщине стенки $C = 1,0$ мм; тип оболочки – цилиндрическая; марка стали, из которой изготовлены оболочка, штуцер, укрепляющий элемент, ВСт3; вид нагружения – наружное давление; тип укрепления отверстия накладное кольцо; коэффициент прочности сварных швов $\phi = 1,0$.

Параметры	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
Расч. давление p , МПа	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	0,9
Длина L , м	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3
Диаметр отв. d , мм	250	260	270	280	290	300

Определение основных расчетных размеров.

1. Расчетный диаметр, (мм), укрепляемого элемента определяют по формуле:

- для цилиндрической обечайки

$$D = D_p = 2500 \text{ мм.}$$

2. Расчетный диаметр круглого отверстия штуцеров для цилиндрической или конической обечайки, если ось отверстия нормальна (рис. 10.1) к ее оси или наклонена (рис. 10.2а, 10.2б) в плоскости поперечного сечения обечайки

$$d_p = d + 2C_{ш} = 300 + 2 \cdot 1 = 302 \text{ мм,}$$

где $C_{ш} = 1,0$ мм – прибавка к расчетной толщине стенки штуцера ($C_{ш} = C = 1$ мм).

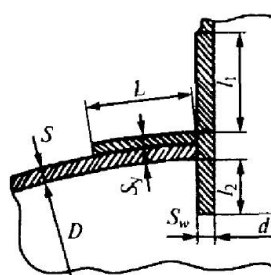


Рис 10.1. Конструкция укрепления отверстия накладным кольцом и утолщением стенки штуцера

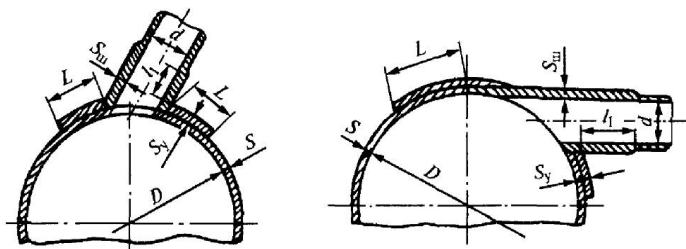


Рис. 10.2. Укрепление отверстия штуцера:

а – лежащего в плоскости поперечного сечения; б – тангенциально расположенного

3. Исполнительную S и расчетную S_p толщину укрепляемой оболочки определяют по формулам:

$$S_p = \max \left\{ \frac{K_2 \cdot D_p \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot P \cdot D_p / (2[\sigma])} \right\} = \max \left\{ \frac{0,85 \cdot 2500 \cdot 10^{-2} = 21,25 \text{ мм}}{1,1 \cdot 0,8 \cdot 2500 / (2 \cdot 126) = 8,73 \text{ мм}} \right\} = 21,25 \text{ мм},$$

$$S = S_p + C + C_0 = 21,25 + 1 + C_0 = 25 \text{ мм}$$

где $[\sigma] = 126 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение:

$$[\sigma] = \eta \cdot \sigma^* = 126 \text{ МПа}$$

здесь η – коэффициент, учитывающий вид заготовки (для стального проката $\eta = 1$);

$\sigma^* = 126 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение стали ВСт3 при рабочей температуре, МПа (см. табл. 9.1);

$K_2 = 0,85$ – коэффициент, находится по номограмме (рис. 10.4) при известных расчетных коэффициентах.

$$K_1 = \frac{n_y \cdot P}{2,4 \cdot 10^{-2} \cdot E} = \frac{2,4 \cdot 0,8}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,81 \cdot 10^5} = 4,42;$$

$$K_3 = \frac{l_p}{D_p} = \frac{2900}{2500} = 1,16$$

где $n_y = 2,4$ – коэффициент запаса устойчивости в рабочих условиях;

$E = 1,81 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ модуль упругости для стали ВСт3 при рабочей температуре $t = 200^\circ\text{C}$;

l_p – расчетная длина обечайки, принимается равной длине неукрепленной части оболочки ($l_p = l = 2900 \text{ мм}$).

4. Расчетную $S_{u,p}$ и исполнительную толщину S_{ui} стенки штуцера находят по формулам:

$$S_{u,p} = \max \left\{ \frac{K_2 d_p 10^{-2}}{1,1 \cdot P \cdot d_p / (2[\delta])} \right\} = \max \left\{ \frac{0,73 \cdot 3020 \cdot 10^{-2} = 2,2 \text{ мм}}{1,1 \cdot 0,8 \cdot 303 / (2 \cdot 126) = 1,05 \text{ мм}} \right\} = 2,2 \text{ мм}$$

$$S_{ui} = S_{u,p} + C + C_0 = 2,2 + 1 + C_0 = 4 \text{ мм}$$

где $K_2 = 0,73$ – коэффициент, находится по номограмме при известных расчетных коэффициентах.

$$K_1 = \frac{n_y \cdot P}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot E} = \frac{2,4 \cdot 0,8}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 10^5} = 4,42,$$

$$K_3 = \frac{l_{u,p}}{d_p} = \frac{240}{202} \approx 0,8$$

здесь $l_{u,p} = 240$ – расчетная длина штуцера, определяется (см. рис. 10.1).

$$l_{u,p} = l_1 + l_2 + S + S_y = 200 + 5 + 25 + 10 = 240 \text{ мм}$$

В расчетах по формуле $S_{ui} = S_{u,p} + C + C_0$ необходимо добиться выполнения условия $S_{ui} = S$ поэтому $S_{ui} = 25 \text{ мм}$.

5. Расчетная длина внешней l_{1p} и внутренней l_{2p} частей штуцера, участвующих в укреплении отверстия,

$$l_{1p} = \min \left\{ l_1; \frac{1,25 \sqrt{(d + 2C_{ui})(S_{ui} - C_{ui})}}{1,25 \sqrt{(300 + 2 \cdot 1)(25 - 1)}} \right\} = \left\{ 200; 106,4 \right\} = 106,4 \text{ мм};$$

$$6429,7 \text{ мм}^2 > 2167,5 \text{ мм}^2,$$

следовательно, условие укрепления отверстия накладным кольцом выполняется (здесь $\chi_1 = [\sigma]_{\text{ш}} / [\sigma] = 1$ и $\chi_2 = [\sigma]_y / [\sigma] = 1$ – соответственно отношение допускаемого напряжения материала штуцера и усиливающего элемента к допускаемому напряжению материала укрепляемой оболочки; так как все элементы выполнены из одной марки стали, $\chi_1 = \chi_2 = 1$).

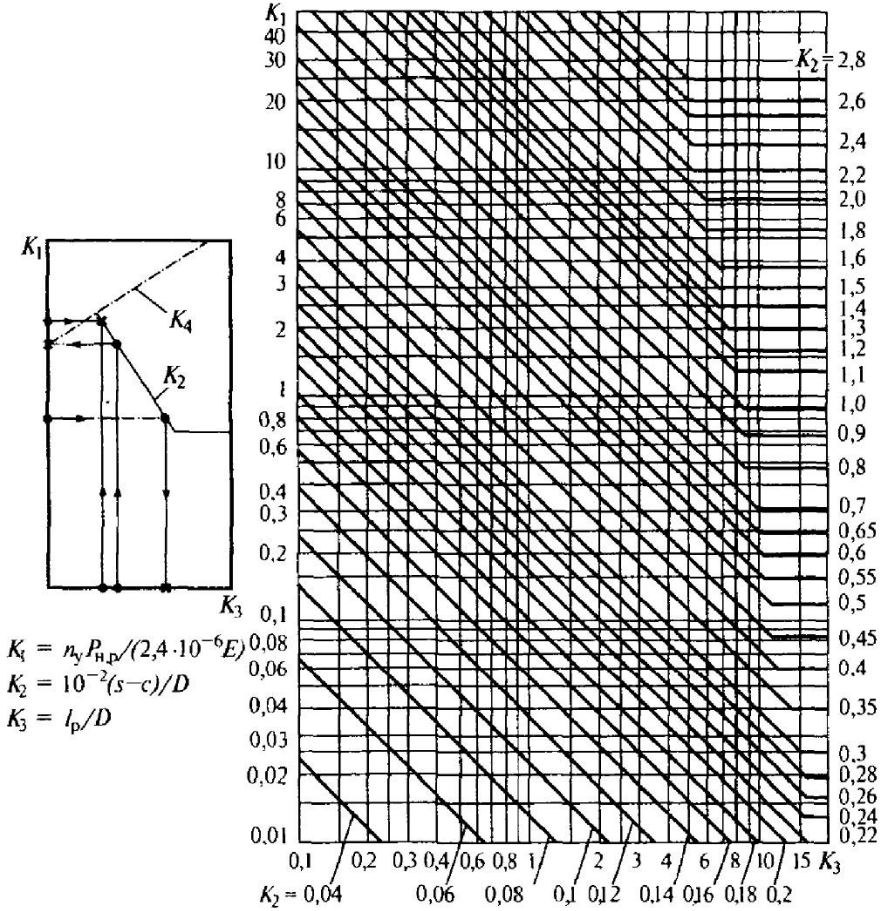


Рис. 10.4 Номограмма для расчета на устойчивость в пределах упругости обечаек, работающих под наружным давлением

Задание 11. Расчет фланцевых соединений.

Задание: определить основные размеры стального фланцевого соединения, а также выполнить расчет на прочность и герметичность фланцевого соединения аппарата, работающего под внутренним давлением, если заданы: внутренний диаметр аппарата $D = 500$ мм; толщина стенки обечайки $S = 6$ мм; внутреннее давление в аппарате $p_p = 0,7$ МПа; температура обрабатываемой среды $t = 180^\circ \text{C}$; внешние изгибающий момент и осевая сила отсутствуют ($F=0, M=0$); прибавка к расчетной толщине стенки $C = 1$ мм; коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1,0$; материал фланца - сталь 12X18H10T; материал болтов - сталь 20; фланцы неизолированные; тип фланца - свободный; тип уплотнительной поверхности - гладкая.

Варианты:

Определение конструктивных размеров фланца.

1. Толщина S_0 втулки фланца (рис.11.1) в зависимости от его конструкции (тип фланца – свободный) принимается $S = 8$ мм, что удовлетворяет условию $S_0 > S$ ($8 > 6$ мм).

2. Высота h_e втулки свободного фланца

$$h_e \geq 0,5\sqrt{D(S_0 - C)} = \\ = 0,5\sqrt{500(8 - 1)} = 29,6 \approx 32 \text{ мм.}$$

3. Диаметр D_6 болтовой окружности фланцев $D_6 > D_s + 2(d_6 + u_1) = 530 + 2(20 + 8) = 586 = 600$ мм,

где u_1 – нормативный зазор между гайкой и обечайкой ($u_1 = 8$ мм);

$d_6 = 20$ мм – наружный диаметр болта, выбираемый по стандарту;

4. D_s – внутренний диаметр свободного кольца

$$D_s > D + 2S_0 = 500 + 2 \cdot 8 = 516 \text{ мм,}$$

принимаем $D_s = 530$ мм.

5. Наружный диаметр фланца

$$D_n \geq D_6 + a = 600 + 40 = 640 \approx 650 \text{ мм,}$$

где $a = 40$ мм – конструктивная добавка для размещения гаек по диаметру фланца (табл. 11.2).

6. Наружный диаметр прокладки

$$D_{nn} < D_{s1}; \text{ принимаем } D_{nn} = 560 \text{ мм,}$$

где $D_{s1} = 560$ мм – наружный диаметр бурта ($D_{s1} < D_6 - d_6 = 600 - 20 = 580$ мм).

7. Средний диаметр прокладки:

$$D_{c.n} = D_{nn} - b = 560 - 15 = 545 \text{ мм,}$$

где $b = 15$ мм – ширина прокладки, принимаемая по табл. 11.3.

8. Количество болтов, необходимое для обеспечения герметичности соединения:

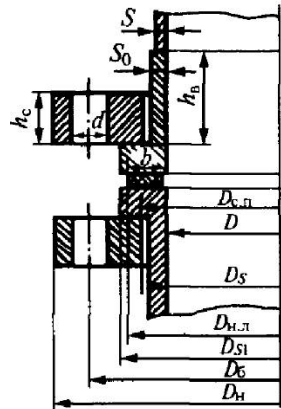


Рис.11.1 Свободный фланец

$$n_6 \geq \frac{\pi \cdot D_6}{t_u} = \frac{3,14 \cdot 600}{80} = 23,55 \text{ шт},$$

где $t_u = 80$ мм – рекомендуемый шаг расположения болтов выбираемый в зависимости от давления.

При $p_p = 0,6 \dots 1,0$ МПа, $t_u = (3,5 \dots 4,2) d_6 = 4,0 \cdot 20 = 80$ мм.

Полученное значение n_6 округляем до значения, кратного четырем, то есть $n_6 = 24$ шт.

9. Высота (толщина) фланца ориентировочно:

$$h_\phi \geq \lambda_\phi \sqrt{DS_{\text{экв}}} = 0,46 \sqrt{0,5 \cdot 0,011} = 0,034 \approx 0,04 \text{ м},$$

где $\lambda_\phi = 0,46$ – коэффициент, принимаемый по рис. 11.2.

10. $S_{\text{экв}}$ – эквивалентная толщина втулки фланца, м.

$$S_{\text{экв}} = S_0 \left[1 + \frac{h_e (\beta_1 - 1)}{h_e + 0,25 (\beta_1 + 1) \sqrt{DS_0}} \right] =$$

$$= 0,008 \left[1 + \frac{0,032 (2,1 - 1)}{0,032 + 0,25 (2,1 + 1) \sqrt{0,5 \cdot 0,008}} \right] = 0,011 \text{ м},$$

здесь $\beta_1 = 2,1$ — коэффициент, определяемый из рис. 11.3.

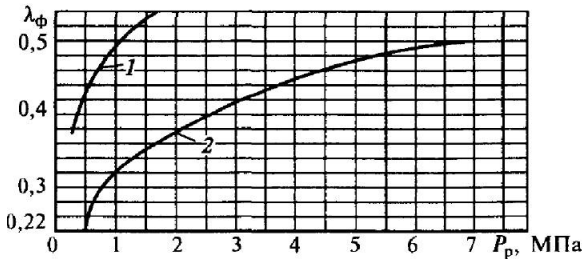


Рис. 11.2. График для определения коэффициента в плоских (1) и приварных встык (2) фланцах

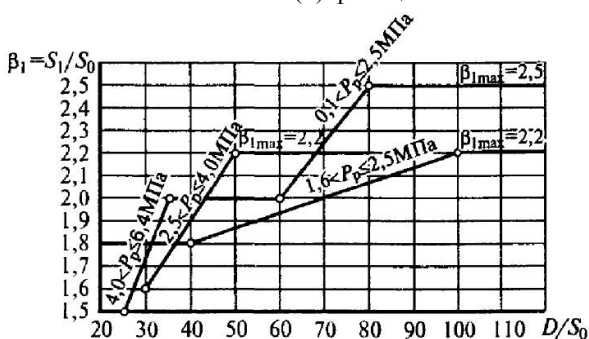


Рис. 11.3. График для определения коэффициента β_1

Таблица 11.1. Рекомендуемые диаметры болтов (шпилек) d_b (мм) в зависимости от давления и диаметра аппарата

Давление p_0 , МПа	Диаметр аппарата, мм							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	>2000
0 – 0,6	20	20	20	20	20	20	24	24-30
0,6 – 1,0	20	20	20	20	24-30	24-30	30	30
1,0 – 1,6	20	20	24-30	24-30	24-30	24-30	30	30
1,6 – 2,5	20	20	24-30	24-30	24-30	30	30	-
2,5 – 4,0	30	30	36	36	36	42	42	-

Таблица 11.2. Вспомогательные величины для определения размеров фланца

Диаметр болта, d_b мм	Диаметр отверстия под болт d , мм	Конструктивная добавка a , мм		Нормативный параметр e , мм	
		для гаек шести-гранных (обычных)	для гаек с уменьшенным размером под ключ	для плоских прокладок	для прокладок овального сечения
20	23	40	36	30	50
22	25	42	40	32	52
24	27	47	42	34	57
27	30	52	47	37	60
30	33	58	52	42	64
36	40	60	63	48	71
42	46	80	69	58	78

Таблица 11.3. Размеры прокладок

Прокладки	Диаметр аппарата D , мм	Ширина прокладки b , мм
Плоские неметаллические	$D \leq 1000$	12...15
	$1000 < D \leq 2000$	15...25
	$D > 2000$	25
Плоские металлические	$D \leq 1000$	10...12
	$D > 1000$	12...15
Плоские в металлической оболочке и зубчатые металлические	$D \leq 1600$	12...18
	$D > 1600$	13...25
Овального и восьми угольного сечения для $P \geq 6,4$ МПа	$D \leq 600$	12...13
	$600 < D \leq 800$	16...22
	$800 < D \leq 1000$	18...28
	$1000 < D \leq 1600$	22...42

Параметры	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
Внутренний диаметр аппарата D , мм	450	550	600	700	650	750
Внутреннее давление в аппарате p_0 МПа.	0,6	0,7	0,8	0,9	0,75	0,85
C прибавка к расч. толщ; мм.	1,0	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9

Задание 12. Расчет барабана сепаратора

Выполнить прочерочный расчет

Барабан изготовлен из стали 40Х; предел текучести для данного материала: $\sigma_T = 800$ МПа; частота вращения барабана $n = 6000$ мин⁻¹; плотность рабочей жидкости $\rho_{ж} = 1080$ кг/м³; внутренний радиус барабана $R = 130$ мм; радиус внутренней цилиндрической поверхности жидкости $R_1 = 55$ мм; толщина стенки цилиндрической обечайки $\delta = 10$ мм; угол полураствора конической крышки $\alpha = 36^\circ$; наружный радиус соединительного кольца $R_k = 157,5$ мм; ширина борта $b = 7,5$ мм; толщина борта $\delta_b = 15$ мм; шаг резьбы $t = 12$ мм; наружный радиус крышки $R_{кр} = 141$ мм.

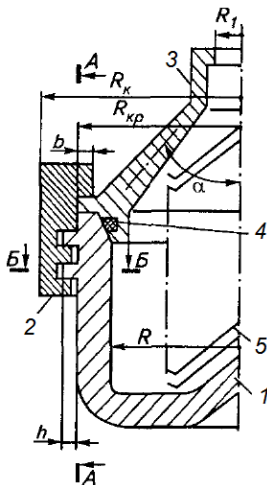


Рис. 12.1. Схема барабана сепаратора: 1 – корпус; 2 – кольцо; 3 – крышка; 4 – резиновое кольцо (прокладка); 5 – пакет тарелок; А-А и Б-Б – опасные сечения

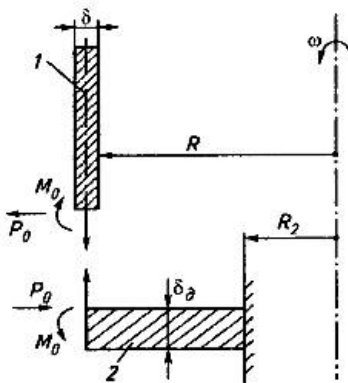


Рис. 12.2 Расчетная схема сопряжений цилиндрической оболочки с днищем барабана сепаратора

1. Определяем допустимое напряжение при растяжении по формуле

$$[\sigma] = \sigma_T / n_T$$

где n_T – коэффициент запаса прочности;

σ_T – предел текучести материала, МПа.

Если рассматривать барабан сепаратора как бесшовную трубу, то коэффициент запаса прочности примем равным 1,7:

$$[\sigma] = 800 / 1,7 = 470,6 \text{ МПа}$$

2. Определяем угловую скорость вращения барабана по формуле:

$$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 6000 / 30 = 628 \text{ рад/с.}$$

3. Определяем линейную скорость жидкости у внутренней поверхности цилиндрической обечайки по формуле

$$V = \omega R = 628 \cdot 0,13 = 81,6 \text{ м/с}$$

где R – внутренний радиус барабана, м.

4. Коэффициент заполнения ψ подсчитываем по формуле:

$$\psi = \left[1 - \frac{R_1^2}{R^2} \right] = \left[1 - \frac{0,055^2}{0,13^2} \right] = 0,821$$

5. Определяем давление, оказываемое вращающейся жидкостью на стенку обечайки, по формуле

$$p = 0,5 \rho_{ж} v^2 \psi$$

Принимаем коэффициент заполнения $\psi = 1$. Тогда

$$p = 0,5 \cdot 1080 \cdot 81,6^2 \cdot 1 = 36 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

6. Находим напряжение в стенке обечайки от сил инерции по формуле

$$\sigma_0 = \rho_m \omega^2 R^2$$

Принимаем плотность материала барабана (сталь) $\rho_m = 7850 \text{ кг/м}^3$

$$\sigma_0 = 7850 \cdot 628^2 \cdot 0,13^2 = 523 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Определяем суммарное окружное нормальное напряжение в стенке обечайки по формуле:

$$\sigma_t = \sigma_0 (0,5 \lambda \psi R / \delta + 1)$$

Отношение плотностей жидкости и материала барабана:

$$\lambda = \rho_{ж} / \rho = 1080 / 7850 = 0,138.$$

$$\sigma_t = 523 \cdot 10^5 (0,5 \cdot 0,138 \cdot 1 \cdot 0,13 / 0,01 + 1) = 992 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Находим усилие от давления жидкости на днище по формуле:

$$Q = 0,25 \pi \rho_{ж} v^2 R^2 \psi^2.$$

$$Q = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 1080 \cdot 81,6^2 \cdot 0,13^2 \cdot 1^2 = 95400 \text{ Н}.$$

Меридиональное напряжение в обечайке определяем по формуле:

$$\sigma_{жс} = 0,125 \sigma_0 \lambda \psi^2 R / \delta.$$

$$\sigma_{жс} = 0,125 \cdot 523 \cdot 10^5 \cdot 0,138 \cdot 1^2 \cdot 0,13 / 0,01 = 117,3 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

В соответствии с третьей теорией прочности принимаем

$$\sigma_{\sigma} = \sigma_t = 992 \cdot 10^5 \text{ Па} = 99,2 \text{ МПа}.$$

Поскольку условие $\sigma_{\sigma} = \sigma_t < [\sigma]$ соблюдено, так как $99,2 < 470,6$, то все исходные параметры остаются без изменений.

7. Для расчета цилиндрического корпуса барабана на прочность с учетом его сопряжения с плоским массивным днищем найдем краевые силы и краевые моменты в месте сопряжения по формуле

$$p_0 = \frac{-p(2-\mu)}{2K_u}; \quad M_0 = \frac{p(2-\mu)}{4K_u^2},$$

где

$$K_u = \sqrt[4]{3(1-\mu^2) / \sqrt{R_{cp} \delta}} = \sqrt[4]{3(1-0,3^2) / \sqrt{0,135 \cdot 0,01}} = 35,7 \text{ м}^2.$$

Тогда

$$p_0 = -\frac{36 \cdot 10^5 (2-0,3)}{2 \cdot 35,7} = 85700 \text{ Н/м};$$

$$M_0 = \frac{36 \cdot 10^5 (2-0,3)}{4 \cdot 35,7^2} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{м}$$

Находим внутренние усилия от давления, краевых сил и моментов в месте сопряжения по формулам.

$$S_u^p = 0,5 p R_{cp} = 0,5 \cdot 36 \cdot 10^5 \cdot 0,135 = 243000 \text{ Н}; \quad T_u^p = p R_{cp} = 36 \cdot 10^5 \cdot 0,135 = 486000 \text{ Н/м};$$

$$S_u^{p0} = 0;$$

$$T_u^{p0} = 2 K_u R_{cp} P_0 = 2 \cdot 37,5 \cdot 0,135 (-85700) = -829686 \text{ Н/м}; \quad M_u^{p0} = K_u^{p0} = 0; \quad S_u^{m0} = 0;$$

$$T_u^{m0} = 2 K_u^2 R_{cp} M_0 = 2 \cdot 37,5^2 \cdot 0,135 \cdot 1200 = 412934 \text{ Н/м};$$

$$M_u^{m0} = M_0 = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м/м}; \quad K_u^{m0} = \mu M_0 = 0,3 \cdot 1200 = 360 \text{ Н} \cdot \text{м/м};$$

8. Суммарные внутренние нагрузки определяем по формулам:

$$S_c = S_u^p + S_u^{p0} + S_u^{m0} = 243000 \text{ Н/м};$$

$$T_c = T_u^p + T_u^{p0} + T_u^{m0} = p R_{cp} = 486000 - 829686 + 412934 = 69267 \text{ Н/м};$$

$$M_c = M_u^{m0} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м/м};$$

$$K_c = K_u^{m0} = 360 \text{ Н} \cdot \text{м/м};$$

Определяем меридиональные и кольцевые напряжения в месте сопряжения по формулам:

$$\sigma_s = \frac{S_c}{\delta} \pm \frac{6 M_c}{\delta^2}; \quad \sigma_t = \frac{T_c}{\delta} \pm \frac{6 K_c}{\delta^2}.$$

$$\sigma_s = \frac{243000}{0,01} \pm \frac{6 \cdot 1200}{0,01^2} = 243 \cdot 10^5 \pm 720 \cdot 10^5 = \begin{bmatrix} +963 \cdot 10^5 \\ -147 \cdot 10^5 \end{bmatrix} \text{ Па};$$

$$\sigma_t = \frac{69267}{0,01} \pm \frac{6 \cdot 360}{0,01^2} = 69 \cdot 10^5 \pm 216 \cdot 10^5 = \begin{bmatrix} +285 \cdot 10^5 \\ -147 \cdot 10^5 \end{bmatrix} \text{ Па}.$$

Находим эквивалентные напряжения для внутренних и наружных волокон корпуса барабана по формулам:

$$\sigma_9^B = \sqrt{(963 \cdot 10^5)^2 + (285 \cdot 10^5)^2 - 963 \cdot 10^5 \cdot 285 \cdot 10^5} = 857 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$\sigma_9^B = \sqrt{(-477 \cdot 10^5)^2 + (-147 \cdot 10^5)^2 - (-477 \cdot 10^5)(-147 \cdot 10^5)} = 423 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Полученные значения эквивалентных напряжений не превышают допускаемых. Следовательно, исходные параметры не требуют изменений.

Рассчитываем днище на прочность. При этом радиус конической части днища принимаем равным 70 мм. Радиус серединной цилиндрической части барабана.

$$R_{cp} = R + 0,5\delta = 0,13 + 0,5 \cdot 0,01 = 0,135 \text{ мм}$$

Предварительно найдем расчетные коэффициенты:

$$k_1 = R_2/R_{cp} = 0,070/0,135 = 0,519; \quad k_2 = R_2/\delta = 0,070/0,01 = 7; \quad k_3 = 0,254.$$

Тогда

$$\sigma_d = 7850 \cdot 628^2 \cdot 0,13^2 \cdot (0,175 + 0,825 - 0,519^2 + 0,375 \cdot 0,138 \cdot 7^2 - 0,254) = 541 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Величина напряжения меньше допускаемой.

9. Поскольку в исходных данных толщина крышки не задана, то найдем ее расчетным путем. Опасным будем считать цилиндрическое сечение крышки на радиусе $R_{кр} - b = 133,5 \text{ мм}$.

Условную величину принимаем равной единице, определим толщину крышки:

$$\delta_{кр} = \frac{0,1335}{2 \cdot \cos 36^\circ} \cdot \frac{0,138 \cdot 1 \cdot 523 \cdot 10^5}{4706 \cdot 10^5 - 523 \cdot 10^5} = 0,00144 \text{ м} = 1,44 \text{ мм.}$$

Учитывая заданную толщину стенки цилиндрической части корпуса ба-
рабана, толщину стенки конической крышки конструктивно можно принять
равной: у широкого края $\delta_{кр.ш} = 10$ мм, у узкого $\delta_{кр.у} = 6$ мм.

Допускаемое напряжение при изгибе борта соединительного кольца
принимаем равным допускаемому напряжению при растяжении, т. е. $[\sigma_{и}] =$
 $[\sigma] = 470,6$ МПа.

Фактическое напряжение при изгибе борта найдем по формуле:

$$\sigma_{и} = (95,4 \cdot 10^3 \cdot 0,0075/2) \cdot [6/(2 \cdot 3,14 \cdot 0,141 \cdot 0,015^2)] = 107,7 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Полученное значение напряжения меньше допускаемого. Условие проч-
ности выполнено.

10. Производим проверку борта на срез. Допускаемое напряжение при
срезе принимаем равным:

$$[\tau_{ср}] = 0,8 \cdot [\sigma] = 0,8 \cdot 470,6 = 376,5 \text{ МПа} = 3765 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Найденное значение напряжения среза удовлетворяет условию прочно-
сти.

По формуле проверяем на прочность кольцо из условия его работы на
растяжение (сечение $B - B$). Предварительно найдем радиус резьбы кольца.

$$\tau = \frac{Q}{2\pi R_{кр} \delta_{б}} = \frac{95,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,141 \cdot 0,015} = 71,83 \cdot 10^5 \text{ Па} \leq [\tau_{ср}]$$

где $h = 6,5$ мм – глубина резьбы (принимаем из конструктивных соображе-
ний)

$$\sigma = Q/\pi (R_{к}^2 - R_{р}^2) = 95,4 \cdot 10^3 / 3,14 (0,1575^2 - 0,1475^2) = 99,6 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Полученное значение напряжения гарантирует прочность кольца в ука-
занном опасном сечении.

11. Определяем окружное напряжение в кольце от действия центробеж-
ных сил по формуле.

$$\sigma_t^K = 0,25 \rho \omega^2 [(3 + \mu) R_{к}^2 + (1 - \mu) R_{р}^2]$$

Принимаем $\mu = 3$

$$\sigma_t^K = 0,25 \cdot 7850 \cdot 628^2 [(3 + 0,3) \cdot 0,1575^2 + (1 - 0,3) \cdot 0,1475^2] = 751 \cdot 10^5 \text{ Па} \leq [\sigma].$$

Запишем условие прочности резьбы: при изгибе одного витка ($z = 1$) по
формуле

$$\sigma_{и}^p = 95,4 \cdot 10^3 \cdot 0,0065 \cdot (6/[2 \cdot 3,14 \cdot 0,1475 \cdot 1 \cdot (0,012/2)^2]) = 111,6 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Полученное напряжение меньше допускаемого, следовательно, условие
прочности выполнено.

При смятии одного витка – допускаемое напряжение определим из усло-
вия:

$$[\sigma_{см}] = 1,8[\sigma] = 1,8 \cdot 470,6 = 847,1 \text{ МПа} = 8471 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Фактическое напряжение смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = 95,4 \cdot 10^2 / 3,14(0,1475^2 - 0,141^2) = 162 \cdot 10^5 \text{ Па} < [\sigma_{\text{см}}].$$

Угол подъема винтовой линии резьбы определим из формулы

$$\varphi = \arctg(0,012/(2 \cdot 3,14 \cdot 0,1475)) = 0,742^\circ = 44,3'.$$

Все условия прочности выполнены. Полученные напряжения меньше соответствующих допускаемых. Наибольшее напряжение оказалось в стенке цилиндрической оболочки барабана (если не учитывать напряжение, возникающее при изгибе одного витка резьбы). В связи с этим можно считать проверочный расчет барабана сепаратора окончанным. Исходные параметры барабана сепаратора остаются без изменений.

Во время работы сепаратора подводимая к нему мощность расходуется на сообщение кинетической энергии ротору сепаратора и выбрасываемой жидкости, а также на преодоление трения ротора о воздух и в приводном механизме.

Указанные статьи расхода энергии имеют различное значение в пусковой период работы сепаратора и при установившемся режиме.

12. Кинетическая энергия ротора сепаратора, Дж,

$$A = J \cdot \omega^2 / 2 = g \cdot R_u^2 \cdot \omega^2 / 2g$$

где J – момент инерции ротора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

G – сила тяжести ротора, Н;

R_u – радиус инерции ротора, м.

13. Средняя потребная мощность, на сообщение ему кинетической энергии в период разгона.

$$N_{cp} = A / 1000\tau, \text{ Вт},$$

где τ – время разгона ротора, с.

Кинетическая энергия ротора находится в прямой зависимости от угловой скорости, которая в период разгона, постепенно увеличиваясь, достигает максимума к концу пускового периода. Поэтому можно считать

$$N_{\text{max}} = 2N_{cp}, \text{ Вт}.$$

14. Мощность, необходимая для сообщения кинетической энергии выбрасываемой жидкости в сепараторах открытого типа

$$N_1 = \varphi \cdot Q \cdot \omega^2 \cdot R^2 \rho_{\text{ж}} / 2 \cdot 1000 \cdot g, \text{ Вт}.$$

или

$$N_1 = \varphi \cdot \frac{Q \pi^2 n^2 R^2 \rho_{\text{ж}}}{900 \cdot 2g \cdot 10^2},$$

где φ – коэффициент, учитывающий радиальную скорость струи, $\varphi = 1 \dots 1,2$;

Q – производительность сепаратора, $\text{м}^3/\text{с}$;

ω – угловая скорость, $\text{рад}/\text{с}$;

n – частота вращения ротора, мин^{-1} ;

K – расстояние от оси вращения до выходных отверстий, м;

$\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

В сепараторах полужакрытого типа на выходе жидкой фракции создается

противодавление, для преодоления которого требуется мощность, κBm ,

$$N_I = Q \cdot p / 1000 \cdot \eta,$$

где p – давление на выходе жидкости, создаваемое напорным диском, $Па$;

η – КПД напорного диска, $\eta = 0,3$.

У сопловых сепараторов на выход осадка через сопла иногда расходует-ся значительно больше мощности, чем на все остальные статьи расхода энергии вместе взятые, тогда расход мощности определяют по формуле

$$N_1 = \varphi \cdot \frac{Q \omega^2 R^2 \rho_{ж}}{2 \cdot 1000 g}, \kappa Bm.$$

15. Мощность, необходимая для преодоления трения ротора о воздух, κBm ,

$$N_2 = \beta^{4300 / F_1 n} 10^{-6} \omega^3 \sum_{i=1}^{i=k} (F R_{cp}^3) \rho_{\epsilon} / g,$$

где β – эмпирический коэффициент, равный в среднем 1,85;

F_1 – общая поверхность трения ротора, $м^2$;

n – частота вращения ротора, $мин^{-1}$;

k – количество выделенных участков на роторе;

F – поверхность трения определенного участка ротора, $м^2$;

R_{cp} – средний радиус определенного участка поверхности трения ротора, $м$;

ρ_{ϵ} – плотность воздуха при $20\text{ }^{\circ}C$, $кг/м^3$.

Мощность, необходимая для преодоления трения в приводном механизме, сравнительно невелика. Общий КПД винтовой пары с учетом трения в опорах.

$$\eta = tg(\alpha - \varphi) / tg \alpha (1 - 0,26 f) \eta_0,$$

где α – угол подъема винтовой линии, град;

φ – угол трения;

f – коэффициент трения;

η_0 – коэффициент, учитывающий потери на трение в опорах; при установке подшипников качения $\eta_0 = 0,999$.

16. Общие затраты мощности, κBm , в рабочий период

$$N = (N_1 + N_2) / \eta.$$

В период разгона мощность необходима и для преодоления трения в пусковом механизме. Пусковые приспособления представляют собой фрикционные муфты с колодками или с раздвигающимися кулачками. Ими в среднем поглощается 40 % мощности, потребной в период разгона. Обычно в этот период необходима мощность, примерно, в 1,5 раза большая, чем в период рабочего хода.

Параметры	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
Част. вращ. бараб. n , $мин^{-1}$	5000	5500	6500	6400	9000	8500
Плотность рабоч. жидк. $\rho_{ж}$, $кг/м^3$	1030	1050	1080	1100	1200	1250
Толщ. стенки обечайки δ , $мм$	8	9	10	11	12	14

Задание 13. Расчет макаронного прессы

Задача: с целью улучшения качества продукции и повышения надежности работы заменить вакуумную камеру шнека другим вакуумным устройством.

При проработке спецзадания рассматривают технологический процесс, протекающий в одношнековом макаронном прессе ЛПЛ-2М, имеющем одну камеру смешивания, дозаторы муки, воды и другие конструктивные элементы. Вакуумирование теста в этом прессе производится в шнековой камере. Воздух, находящийся в тесте, способствует окислению и разрушению пигментных веществ группы каротиноидов, придающих изделиям приятный желтый цвет. Кроме того, наличие воздушных включений вызывает растрескивание изделий в процессе сушки; для улучшения качества необходимо удаление воздуха.

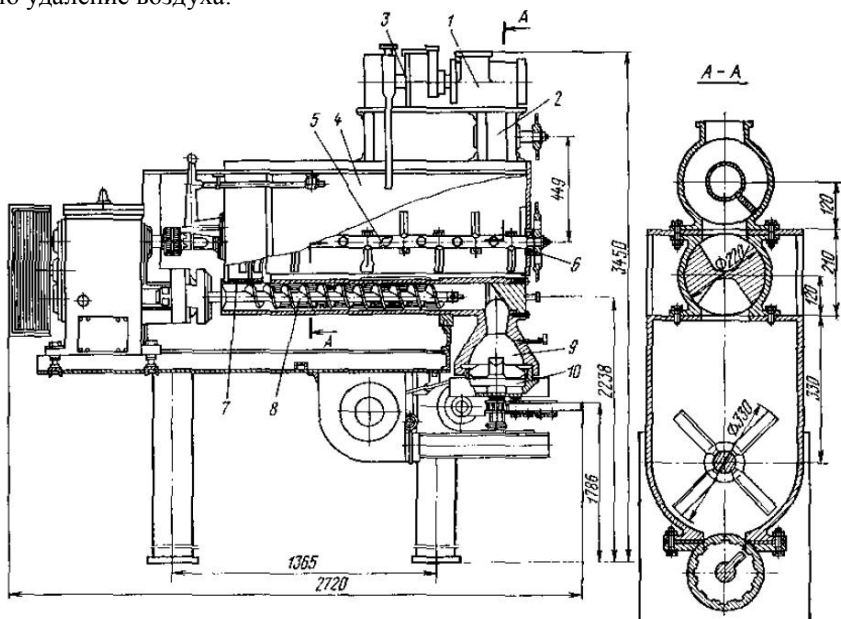


Рис 13.1. Сборочный чертеж макаронного прессы МПЛ-2М (модернизированного):

1 – дозатор муки; 2 – вакуумный затвор; 3 – дозатор воды; 4 – смеситель; 5 – вал смесителя; 6 – подшипник; 7 – переходное отверстие; 8 – шнек; 9 – прессующая головка; 10 – матрица.

Вакуумирование теста в шнековой камере не обеспечивает достаточного удаления воздуха из уплотненного теста. Поэтому переносим вакуумную камеру к тестосмесителю, т.е. устанавливаем там вакуумный затвор. При выборе местоположения затвора учитывают наиболее простую возможность установки новых элементов (самого затвора, его привода, крепления и т.д.),

снятия заменяемого оборудования, а также конструктивные изменения устройства, которые следует свести к минимуму. При установке затвора на тестосмесителе перепускную камеру и вакуум-клапан снимают с корпуса шнека, а перепускные отверстия заваривают. На самом шнеке шайба, обеспечивающая движение теста по вакуумкамере, заменяется витком шнека. Затвор может быть расположен между камерой смесителя и шнековой камерой или между дозатором муки и камерой смесителя.

Установка вакуумного затвора между смесителем и шнековой камерой нецелесообразна, так как сам шнек, значительно уплотняющий тесто, является своего рода затвором. Установка затвора между дозатором муки и смесителем обеспечит необходимое разрежение в прессе, кроме того, эту установку достаточно просто выполнить, так как дозатор муки имеет отдельный привод. Вращение затвора можно обеспечить зубчатой или цепной передачей непосредственно с вала смесителя. Затвор допускает минимальное поступление воздуха из дозатора муки, благодаря тщательной притирке ротора к корпусу.

Для улучшения уплотнения и уменьшения сил трения поверхность ротора покрывают фторопластом или тефлоном. Одновременно для поддержания вакуума в смесителе необходимо обеспечить герметичность его корпуса и крышки. Герметичность можно получить установкой прокладок и дополнительных прижимов на крышке смесителя.

Этот вариант установки затвора позволяет повысить качество теста, так как удаление воздуха происходит в смесителе, где тесто еще рыхлое, а не в шнековой камере, в которой тесто уплотнено.

Для передачи вращения затвору (рис. 13.1) устанавливают новый удлиненный вал смесителя 5, подшипник со сквозной крышкой 6 и зубчатую или цепную передачу.

Работа пресса. После внесенных конструктивных изменений работа пресса будет осуществляться следующим образом: шнек дозатора муки 1 через отверстие в корпусе подает ее в вакуумный затвор 2, карман затвора заполняется мукой, которая при повороте затвора высыпается в смеситель. Сюда же, из дозатора 3 подается вода с температурой 60°C. В смесителе 4 мука и вода (при необходимости и обогатители) перемешиваются до получения однородной массы мелкокомковатой структуры. Из смесителя через специальный фильтр паровоздушная смесь откачивается водокольцевым вакуум-насосом ВВН-1,5.

Вакуумное устройство работает эффективно при создании в смесителе остаточного давления не менее 0,02 МПа.

Замешенное тесто переходит из смесителя 4 через отверстие 7 в его нижней части и шнеком 8 направляется в прессующую головку 9. При этом, регулируя заслонкой размер выходного отверстия смесителя, можно изменять количество теста, подаваемого в прессующую головку, в которой тесто уплотняется и затем продавливается через формирующие отверстия матрицы 10. Выходящие из матрицы отформованные макаронные изделия проходят обдувное устройство.

Отформованные макаронные изделия имеют температуру около 50°C. При обдувке в результате разности температур теста и окружающей среды с поверхности изделий происходит интенсивное испарение влаги. На поверхности изделия возникает защитная корочка, которая препятствует слипанию изделий в процессе их дальнейшей обработки.

При выработке короткорезанных изделий (лапши, вермишели), рожков, фигурных изделий используют универсальный режущий механизм УРМ.

При изготовлении длинных макаронных изделий выходящие из матрицы пряди принимаются на специальный стол, раскладываются в кассеты, режутся и в кассетах транспортируются в сушильные камеры.

Технологический расчет

1. Часовой расход муки $M_{\text{ч}}$ (в кг/ч), необходимый для приготовления теста равен:

$$M_{\text{ч}} = G \frac{100 - W_u}{100 - W_m} = 375 \frac{100 - 13}{100 - 14,5} = 382 \text{ кг/ч},$$

где G – производительность пресса по сухим изделиям, кг/ч;

W_u – влажность готовых изделий (принимается 13%);

W_m – влажность муки, % (принимается 14,5%);

2. Часовую производительность пресса (в кг/ч) по тесту вычисляют по формуле.

$$G_T = G \frac{100 - W_u}{100 - W_m} = 375 \frac{100 - 13}{100 - 32} = 480 \text{ кг/ч}.$$

где W_m – влажность теста, % (принимается 30...32);

3. Количество воды $B_{\text{ч.з}}$ (в л/ч), идущее на замес теста, рассчитывают по формуле

$$B_{\text{ч.з}} = \frac{M_{\text{ч}}(W_m - W_u)}{100 - W_m} = \frac{382(32 - 14,5)}{100 - 32} = 98,3$$

4. Частоту вращения шнека $n_{\text{ш}}$ определяют из формулы его производительности:

$$n_{\text{ш}} = \frac{G}{0,25mk(R_2^2 - R_1^2) \left(S - \frac{b_1 + b_2}{2 \cos \alpha} \right) p K_n K_m K_c}, \text{ мин}^{-1}$$

где m – число заходов шнека ($m=1$);

k – количество шнеков ($k=1$);

R_2 – наружный радиус шнека, мм ($R_2 = 60$ мм);

R_1 – внутренний радиус шнека, мм ($R_1 = 34,5$ мм);

S – шаг винтовой лопасти шнека, мм ($S=100$ мм);

b_1 – ширина винтовой лопасти шнека в нормальном сечении по внутреннему радиусу, мм ($b_1=30$ мм);

b_2 – ширина винтовой лопасти шнека в нормальном сечении по наружному радиусу, мм ($b_2=7$);

K_n – коэффициент заполнения полости тестом ($K_n=0,9$);

K_m – коэффициент прессования ($K_m = 0,56$);

K_c – коэффициент, учитывающий степень уменьшения подачи теста в зависимости от его физико-механических свойств ($K_c = 0,93$);

α – угол подъема винтовой линии лопасти по среднему диаметру шнека,

ρ – плотность теста, кг/м^3 ($\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$).

Угол α рассчитывают по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{\pi R_{cp}} = \frac{100}{3,14 \cdot 47,25} = 0,647;$$

$$R_{cp} = \frac{R_1 + R_2}{2};$$

$$\alpha = 33^\circ 59'.$$

Размеры шнека S ; R_1 ; R_2 и др. определяют по чертежу. Тогда частота вращения шнека $n_{ш}$ (мин^{-1}) равна:

$$n_{ш} = \frac{480}{0,25 \cdot 1 \cdot 1(0,062 - 0,0345^2) \left(0,01 - \frac{0,03 + 0,07}{2 \cdot 0,829} \right) \cdot 0,9 \cdot 0,56 \cdot 1200 \cdot 60} = 8,062 \text{ мин}^{-1}.$$

5. Частота вращения ротора вакуум-затвора n_3 определяется по формуле:

$$n_3 = \frac{G}{\rho \cdot V \cdot m \cdot \varphi} = \frac{375}{550 \cdot 0,01 \cdot 2 \cdot 0,8} = 42,6 \text{ мин}^{-1},$$

где ρ – плотность муки, кг/м^3 ($\rho = 550 \text{ кг/м}^3$);

V – объем кармана, м^3 (принимается $V = 0,01 \text{ м}^3$);

m – количество карманов ($m = 2$);

φ – коэффициент заполнения карманов ($\varphi = 0,8$).

6. Мощность, необходимую для вращения ротора вакуум-затвора N (в кВт), можно определить по формуле потребной мощности для барабанного дозатора

$$N = \frac{T \cdot v}{1000 \cdot \eta} K_n,$$

где T – сила трения муки в карманах о вышележащие слои, H ;

v – окружная скорость точек, расположенных на образующей поверхности ротора, м/с ;

η – КПД механизма привода ($\eta = 0,98$);

K_n – коэффициент, учитывающий сопротивление трения в подшипниках и трения муки о кожух ротора ($K_n = 2 \dots 3$).

$$T = p F f,$$

p – давление муки на уровне поверхности затвора, Па ;

F – площадь горизонтального сечения бункера, м^2 .

С чертежа общего вида размеры отверстия 0,18 и 0,36 м;

$$F = 0,18 \cdot 0,36 = 0,064 \text{ м}^2$$

f – коэффициент трения муки о муку ($f=0,6\dots0,7$);

$$p = \frac{\rho \cdot R \cdot g}{f \cdot K_{II}},$$

R – гидравлический радиус выпускного отверстия, м;

$$R = F / S;$$

S – периметр горизонтального сечения отверстия, м;

$$S = 2(0,18 + 0,36) = 1,08 \text{ м.}$$

$$T = pF^2 / SK_{II} = \frac{550 \cdot 0,064^2}{1,08 \cdot 2} = 1,04 \text{ Н};$$

$$N = \frac{1,04 \cdot 0,503 \cdot 2}{1000 \cdot 0,98} = 0,002 \text{ кВт.}$$

$$v = \frac{\pi dn}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,22 \cdot 43,75}{60} = 0,503 \text{ м/с};$$

В прессе для смешивания компонентов в смесителе и выпрессовывания шнеком теста через матрицы затрачивается значительная энергия (общий электродвигатель привода имеет мощность 17 кВт).

Так как мощность, потребляемая вакуум-затвором, очень незначительна, а электродвигатели машин подбирают с запасом на преодоление пускового момента, неточности сборки, то нецелесообразно заменять двигатель прессы.

Кинематический расчет

Частота вращения вала смесителя задается ($n_c = 82 \text{ мин}^{-1}$), частота вращения вакуум-затвора получена ($n_3 = 42,6 \text{ мин}^{-1}$).

7. Передаточное отношение передачи, приводящей в движение ротор вакуумного затвора,

$$u = n_c / n_3 = 82/42,6 = 1,9.$$

Выбираем число зубьев шестерни (для зубчатой передачи); $z_1 = 15$ как наименьшее, рекомендуемое. Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = u \cdot z_1 = 1,9 \cdot 15 = 28,9.$$

Принимается $z_2 = 29$;

8. Число зубьев звездочки (для цепной передачи) $z_1 = 20$, тогда

$$z_2 = u \cdot z_1 = 1,9 \cdot 20 = 38.$$

Для выбора типа передачи (зубчатой или цепной) ориентировочно определяют их геометрические размеры. Находят межцентровое расстояние между валом смесителя и валом вакуум-затвора. Задаемся размерами затвора: диаметр ротора $d_p = 220$ мм, длина 360 мм. С учетом размеров переходных патрубков, прокладок, фланцев и т. д. расстояние от центра вала затвора до крышки смесителя принимаем 110...120 мм. Высота верхней части емкости смесителя от центра его вала до крышки равна 330 мм (см. рис.13.1).

Суммируя эти величины, получаем межцентровое расстояние $a_w = 450$ мм.

Определяем геометрические размеры зубчатой передачи. Межцентровое

расстояние a_w (в мм).

$$a_w = 0,5 (z_1 + z_2)m,$$

где m – модуль передачи, мм;

z_1 и z_2 — число зубьев зубчатой пары,

Отсюда

$$m = \frac{a_w}{0,5(z_1 + z_2)} = \frac{450}{0,5(15 + 29)} \approx 20_{мм}.$$

Диаметры делительных окружностей зубчатого колеса и шестерни соответственно

$$d_k = z_1 m = 15 \cdot 20 = 300 \text{ мм};$$

$$d_{ш} = z_2 m = 29 \cdot 20 = 580 \text{ мм}.$$

Размеры цепной передачи определяют, исходя из следующих расчетов.

9. Вращающий момент на валу ротора вакуум-затвора и ведомой звездочки M_6 , Н·м

$$M_6 = 0,5 T d_p = 0,5 \cdot 1,952 \cdot 0,22 = 0,214 \text{ Н·м}.$$

10. Момент на валу ведущей звездочки при КПД цепной передачи $\eta = 0,94$.

$$M = M_6 / \eta = 0,214 / 0,94 = 0,228 \text{ Н·м}.$$

Определяют шаг цепи (по ориентировочному допускаемому среднему давлению $[p] = 27 \text{ МПа}$,

$$t = 2,83 \sqrt{\frac{M}{z_1 [p]}} = 2,83 \sqrt{\frac{1,21}{20 \cdot 27}} = 0,364 \text{ мм}.$$

Цепь с таким малым шагом в промышленности обычно не применяется. Наименьший шаг роликовой цепи, рекомендуемой к применению, равен 12,7 мм.

$$D_1 = \left(0,6 + ctg \frac{180^\circ}{z_1} \right) = 87,75 \text{ мм};$$

$$D_2 = \left(0,6 + ctg \frac{180^\circ}{z_2} \right) = 153,19 \text{ мм}.$$

Очевидно, что нецелесообразно проектировать зубчатую передачу таких размеров. Цепная передача в данном случае будет более конструктивна.

Таким образом, с учетом всех конструктивных и технологических факторов выбирают вакуумный затвор с установкой между дозатором муки и смесителем. Для его привода выбирают цепную передачу.

12. Вычерчивают кинематическую схему пресса и его компоновку с вакуум-затвором.

Параметры	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
Производительность G , кг/ч.	350	380	400	500	600	1000
Влажность макарон W_u , %	12	12,5	13	13,5	11,0	11,5
Влажность муки W_m , %	14	14,2	14,5	14,6	14,7	14,3
Влажность теста $W_{тс}$, %	31	31,5	32	32,5	33,0	32,4

Задание 14. Расчет установок с медленно вращающимися рабочими органами

В пищевой промышленности часто встречаются такие виды технологического оборудования, в которых рабочий орган совершает медленное вращение. К ним в первую очередь следует отнести барабанные аппараты и шнековые прессы.

Барабан приводится во вращение с помощью венцовой шестерни, связанной с шестерней на валу редуктора. Для передачи давления от действия сил тяжести барабана и обрабатываемого продукта барабан имеет бандаж, которые опираются на ролики опорных станций. Одна из этих опорных станций имеет устройство, препятствующее осевому перемещению барабана.

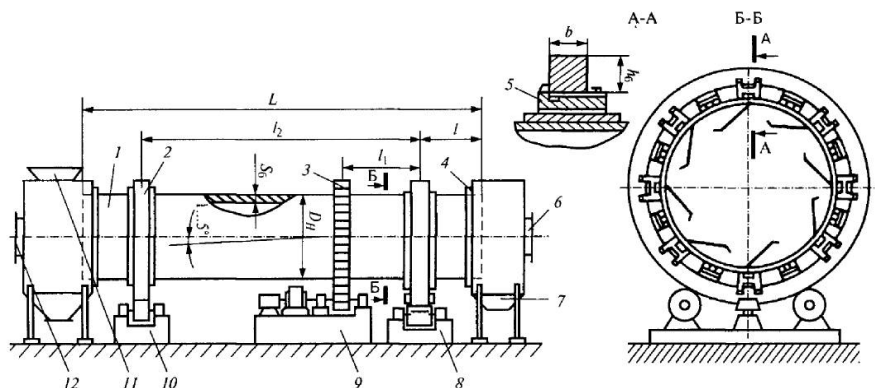


Рис. 14.1. Барабанная сушилка:

1 – барабан; 2 – бандаж; 3 – венцовая шестерня; 4 – уплотнение; 5 – башмак; 6 – патрубок для подачи теплоносителя; 7 – камера выгрузки; 8, 10 – опорные станции; 9 – привод; 11 – камера загрузки; 12 – патрубок для выхода отработанного теплоносителя.

1. Расчет барабана на прочность

1.1. Толщина стенки барабана

$$S_0 = (0,007 \dots 0,01) D_n$$

где D_n – наружный диаметр барабана

1.2. Масса обрабатываемого материала, находящегося в аппарате

$$m_m = \rho_m L \psi \frac{\pi D_g^2}{4},$$

где D_g – внутренний диаметр барабана ($D_g = D_n - 2S$);

ψ – коэффициент заполнения барабана;

L – длина барабана;

ρ_m – плотность насыпная материала

1.3 Масса футеровки (теплоизоляции)

$$m_\phi = \rho_\phi L_\phi \pi (D_g^2 - D_\phi^2) / 4,$$

где D_ϕ – внутренний диаметр футеровки ($D_\phi = D_e - 2S_\phi$);

ρ_ϕ , S_ϕ , L_ϕ – плотность, толщина, длина футеровки.

1.4. Поперечная сила, действующая на барабан в месте крепления венцовой шестерни

$$Q_6 = (m_{ш} + m_{кр}) g$$

где $m_{ш}$ – масса венцовой шестерни;

$m_{кр}$ – масса элементов крепления венцовой шестерни;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

1.5. Общая масса

$$m = m_m + m_\phi + m_k$$

где m_k – масса корпуса барабана.

1.6. Линейная нагрузка

$$q = mg/L.$$

1.7. Реакции опор от действия q и Q_6

$$\begin{cases} R_A = qL/2 + Q_6 l_1 / l_2 \\ R_B = qL/2 + Q_6 (l_2 - l_1) / l_2 \end{cases}$$

1.8. Максимальный изгибающий момент

$$M_{\max} = qL(2l_2 - L)/8 + Q_6(l_2 - l_1)l_1/l_2.$$

1.9. Момент сопротивления сечения барабана

$$W = \frac{S_\phi \pi D_{cp}^2}{4},$$

где D_{cp} – средний диаметр барабана.

1.10 Напряжение на барабане

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma],$$

$[\sigma] = 5 \dots 10 \text{ МПа}$ для сталей марок Ст2; Ст3; Ст15 без футеровки.

$$\sum M_A = q \frac{L^2}{2} + Q(l_2 - l_1) - R_B l_2 = 0;$$

$$R_B = \frac{qL^2/2 + Q(l_2 - l_1)}{l_2};$$

$$\sum M_B = R_A l_2 - q \frac{L^2}{2} - Q l_1 = 0;$$

$$R_A = \frac{qL^2/2 + Q l_1}{l_2},$$

где $L = 2l + l_2$; $l_2 = L - 2l$.

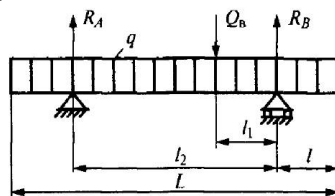


Рис. 14.2 Распределение нагрузок на барабан

2. Расчет барабана на жесткость

2.1. Максимальный прогиб

$$y_{\max} = \frac{D_{cp}^3}{8EI_x} (0,04q_1 + 0,002q_2),$$

где q_1 – линейная нагрузка от массы обрабатываемого материала;

q_2 – линейная нагрузка от масс футеровки, насадки и барабана;

E – модуль упругости материала корпуса;

$I_x = I \cdot S_0^3 / 12$ – момент инерции единичного кольцевого сечения барабана.

2.2. Относительный прогиб

$$\varepsilon = \frac{y_{\max}}{D_{cp}} \leq [\varepsilon],$$

где $[\varepsilon] = 1/300$ – допускаемый относительный прогиб (барабан с футеровкой); $[\varepsilon] = 1/200$ – допускаемый относительный прогиб.

Варианты параметры	1	2	3	4	5	6
Диаметр барабана наружный (мм)	1500	1800	200	2200	2400	2500
Длина барабана (мм)	18000	20000	22000	24000	25000	26000
Плотность футеровки ρ (кг/м ³)	2,3	2,35	2,4	2,45	2,50	2,6
Длина футеровки (м)	16	17	18	19	20	21
Масса корпуса барабана (м)	14	16	20	21	22	23

Задание 15. Расчет молотковых дробилок

Определить основные параметры рабочих органов молотковой дробилки и дать схему поперечного сечения ротора, если известны следующие данные: масса измельчаемой частицы $m = 3 \cdot 10^{-5}$ кг, продолжительность удара молотка по частице продукта $t = 10^{-5}$ с, сила сопротивления частицы разрушению $P = 120$ Н, передаваемая мощность $N = 10$ кВт, производительность дробилки $q = 0,41$ кг/с.

1. Минимально необходимая окружная скорость молотка равна:

$$v_{\min} = P \cdot t / m = 120 \cdot 10^{-5} / (3 \cdot 10^{-5}) = 40 \text{ м/с}.$$

Связь между размерами барабана и заданной производительностью выражается через показатель удельной нагрузки

$$q' = q_p / DL,$$

где q_p – секундная производительность, кг/с:

D – диаметр барабана, м;

L – длина барабана, м.

В существующих дробилках величина удельной нагрузки $q' = 2 \dots 3$ кг/(с · м²) при скоростях молотков $v = 45 \dots 55$ м/с или $q' = 3 \dots 6$ кг/(с · м²) при $v = 70 \dots 80$ м/с и средней крупности помола (решето в камере с отверстиями диаметром 7 мм).

2. Длина барабана $L = D/K$, где $K = 1...2$. Учитывая это равенство, найдем диаметр барабана.

$$D = \sqrt{Kq_p / q'}, \text{ или } D = A\sqrt{q_p},$$

где A – коэффициент $A = 0,7... 0,9$.

$$D = 0,7\sqrt{0,41} = 0,45\text{ м} = 450\text{ мм}$$

3. Чтобы обеспечить устойчивость молотка, рекомендуется подбирать его размеры радиус оси подвеса молотков l и диска барабана R_0 по условию.

$$R_0 = 2,25l$$

так как $R_0 = (D/2 - l)$

$$l = \frac{4}{9}R_0 = \frac{4}{9}\left(\frac{D}{2} - l\right)$$

$$4. \quad l = 0,154D = 0,145 \cdot 0,45 = 0,0693\text{ м} = 69,3\text{ мм}$$

$$5. \quad R_0 = 0,364D = 0,346 \cdot 0,45 = 0,1557\text{ м} = 155,7\text{ мм}.$$

Длину a и ширину b молотка ориентировочно принимают по отношениям

$$a = 1,5 \cdot l = 0,23 \cdot D; \quad b = (0,4...0,5)a = 0,1D$$

6. Примем длину молотка $a = 100$ мм. Тогда ширина молотка

$$b = 0,4 \cdot 0,1 = 0,04\text{ м} = 40\text{ мм}.$$

7. Толщину молотка δ_m примем равной 10 мм: молотки будем изготавливать с одним отверстием. При этом расстояние от центра масс (тяжести.) молотка до оси отверстия равно

$$c = \frac{(0,1^2 + 0,04^2)}{6 \cdot 0,1} = 0,0193\text{ м} = 19,3\text{ мм}.$$

8. Квадрат радиуса инерции молотка относительно его центра массы находим по формуле:

$$R_c^2 = 0,5 \cdot 0,1 \cdot 0,0193 = 0,000965\text{ м}^2 = 9,65\text{ см}^2.$$

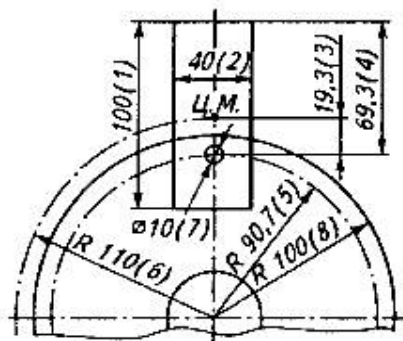


Рис. 15.1 Схема установки молотка на диске

9. Квадрат радиуса инерции молотка относительно оси подвеса определим по формуле

$$R^2 = 0,000965 + 0,0193^2 = 0,001337 \text{ м}^2 = 13,37 \text{ см}^2.$$

Радиус инерции $R = 3,66 \text{ см} = 36,6 \text{ мм}$.

10. В соответствии с принятыми размерами молотка расстояние от конца молотка до оси его подвеса определим по зависимости:

$$l = 19,3 + 0,5 \cdot 100 = 69,3 \text{ мм}$$

что соответствует ранее принятому.

11. Проверим найденное значение R по формуле

$$R^2 = 0,0693 \cdot 0,0193 = 0,001337 \text{ м}^2 = 13,37 \text{ см}^2.$$

Произведенная проверка подтверждает правильность сделанных вычислений.

12. Угловая скорость наиболее удаленной точки молотка

$$\omega = v_{\min} / (R_0 + l) = 2v_{\min} / D$$

$$\omega = 40/10(0,1557 + 0,0693) = 177,7 \text{ рад/с}$$

примем ее с некоторым запасом равной 190 рад/с.

13. Масса молотка, изготовленного из стали плотностью 7850 кг/м³.

$$m_m = ab\delta\rho$$

$$m_m = 0,1 \cdot 0,04 \cdot 0,01 \cdot 7850 = 0,314 \text{ кг} = 314 \text{ г}$$

14. Радиус окружности расположения центр массы молотков определим по формуле

$$R_c = R_0 + c$$

$$R_c = 0,1557 + 0,0193 = 0,175 \text{ м} = 175 \text{ мм},$$

15. Центробежную силу молотка определим по формуле

$$P_u = 0,314 \cdot 190^2 \cdot 0,175 = 1983,7 \text{ Н}.$$

16. Диаметр оси подвеса молотка, принимая допускаемое напряжение на изгиб равным 100 МПа, найдем по формуле.

$$d = 1,36 \sqrt[3]{1983,7 \cdot 0,01 / 100 \cdot 10^6} = 0,00793 \text{ м} = 7,93 \text{ мм}.$$

в соответствии с рядом нормальных линейных размеров Ra5 по ГОСТ 8032—84 принимаем $d = 10 \text{ мм}$. Для диска из стали Ст5 допускаемые напряжения при смятии $[\sigma_{см}] = 65 \text{ МПа}$ и при срезе с учетом предела текучести

$$[\sigma_{ср}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T,$$

$$\sigma_{ср} = 0,22 \cdot 275 = 60,5 \text{ МПа}$$

17. Толщину диска определим из формулы

$$\delta = P_u / d [\sigma_{см}] = 1983,7 / 0,01 \cdot 65 \cdot 10^6 = 0,003 \text{ м} = 3 \text{ мм}.$$

18. Примем толщину диска равной 5 мм. Минимальный размер перемычки (втулки) определим,

$$h_{\min} \geq 0,5 P_u / \delta [\sigma_{ср}] = 0,5 \cdot 1983,7 / 0,005 \cdot 60,5 \cdot 10^6 = 0,00327 \text{ м} = 3,27 \text{ мм}.$$

19. Минимальный размер перемычки между отверстиями под оси вала и наружной кромкой диска принимаем равным 4 мм. Наружный радиус диска

$$R = R_0 + 0,5 + h_{\min} = 0,1557 + 0,5 \cdot 0,01 + 0,004 = 0,1647 \text{ м} = 164,7 \text{ мм}.$$

Примем его равным 165 мм, тогда размер перемычки окажется равным 4,3 мм, что допустимо ($h > h_{\min}$).

20. Диаметр вала в опасном сечении у шкива определим по формуле

$$d_0 = 0,052 \sqrt{10/190} = 0,01193 \text{ м} = 11,9 \text{ мм}.$$

Учитывая ослабление вала шпоночным пазом, принимаем диаметр вала $d = 16$ мм. И с учетом далее четырех ступеней увеличения диаметра вала по условию.

$$d_6 = 16 \cdot 1,2^4 = 33,2 \text{ мм}$$

Окончательно принимаем $d_6 = 40$ мм

21. Суммарное напряжение на образующей определим по формуле

$$\sigma = 6,56 \cdot 10^5 + 33 \cdot 10^5 \text{ Па} = 3,9 \text{ МПа}.$$

т.е. оно находится в допустимых пределах.

В результате произведенных расчетов были получены следующие параметры молотковой дробилки:

- диаметр барабана $D = 0,45 \text{ м} = 450 \text{ мм}$;
- длина барабана $L = 0,45 \text{ м} = 450 \text{ мм}$;
- длина молотка $a = 100 \text{ мм}$;
- ширина молотка $b = 40 \text{ мм}$;
- толщина молотка $\delta_m = 10 \text{ мм}$;
- радиус окружности расположения центров осей подвеса молотка $R_0 = 0,1557 \text{ м} = 155,7 \text{ мм}$;
- расстояние от оси подвеса до центра массы молотка $c = 0,0193 \text{ м} = 19,3 \text{ мм}$;
- квадрат радиуса инерции молотка:
- относительно его центра массы $R_c^2 = 9,65 \text{ см}^2$
- относительно оси его подвеса $R^2 = 13,37 \text{ см}^2$

Параметры	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
Масса измельчаемых частиц $m = \times 10^{-5} \text{ кг}$	2	2,5	4	4,5	5	5,5
Продолжительность удара $t = \times (10^{-5}) \cdot c$	1,2	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5
Производительность дробилки, кг/с	0,3	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55
Сила сопро-т. частицы разрушению, H	100	110	130	135	140	145

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лобанов В.И. Процессы и аппараты: Методические указания к выполнению курсовой работы. Барнаул: Изд-во АГАУ. 2003. -52 с
2. Остриков А Н. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. А Н Остриков, О.В. Абрамов. - СПб.: ГИОРД, 2003. - 350 с.
3. Панфилов В.А. Машины и аппараты пищевых производств /А.В. Панфилов. СЛ. Антипов. М : Высшая школа. 2001. – 703 с.
4. Соколов А.Я. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. - М :Пищепромиздат. 1960. 742 с.
5. Бредихин С.А. Технологическое оборудование для мясокомбинатов / С.А. Бредихин. – М.: Колос, 2000.– 476 с. - Предм. указ.: с. 468-474.
6. Ивашов, И.В. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности [Текст]: учебник для студентов вузов. - СПб: Ги-орд, 2010. - 736 с. [ЭБС Лань].
7. Курочкин А.А. Технологическое оборудование для переработки продукции животноводства/ А.А. Курочкин, В.В. Лященко; Под ред. В.М. Баутина. – М.: Колос, 2001.– 440 с.: ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – Библиогр.: с. 372. - Предм. указ.: с. 373-376.
8. *Зимняков В.М.* Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств: учебник / В.М. Зимняков, А.А. Курочкин, И.А. Спицын, В.А. Чугунов. — М. : ИНФРА-М, 2019. — 360 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — www.dx.doi.org/10.12737/17664. - ISBN: 978-5-16-010566-6 - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/1016412>
9. *Курочкин А.А.* Оборудование перерабатывающих производств : учебник / А.А. Курочкин, Г.В. Шабурова, В.М. Зимняков [и др.]. — Москва : ИНФРА-М, 2020. — 363 с. + Доп. материалы [Электронный ресурс]. — (Высшее образование: Бакалавриат). — DOI 10.12737/11738. - ISBN 978-5-16-010779-0. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1062370>. – Режим доступа: по подписке.
10. Пелеев А.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности . Изд . 3 - е , перераб . и доп . - М . : Пищевая промышленность 1971. - 519с.
11. Рогов И.А., Забашта А.Р., Казюлин Г.П. Общая технология получения и переработки мяса. - М.: Колос,1994. -367 с.
12. Чаблин Б.В., Евдокимов И.А. Практикум по механическому оборудованию предприятий общественного питания. – М.: ДеЛи принт, 2007. – 312 с.

Содержание

	Стр.
Введение.....	3
Методология конструирования машин и аппаратов.....	4
Задание 1. Модернизация аналога.....	12
Задание 2. Кинематический и проверочные расчеты привода.....	15
Задание 3. Расчет овошечемочных машин.....	19
Задание 4. Расчет просеивателей.....	26
Задание 5. Расчет ленточной пилы.....	31
Задание 6. Расчет шпигорезки.....	34
Задание 7. Расчет куттера.....	36
Задание 8. Расчет двухлопастной фаршемешалки.....	40
Задание 9. Расчет аппаратов, работающих под внутренним и внешним избыточным давлением.....	43
Задание 10. Расчет укрепления отверстий в аппарате.....	45
Задание 11. Расчет фланцевых соединений.....	49
Задание 12. Расчет барабана сепаратора.....	52
Задание 13. Расчет макаронного пресса.....	58
Задание 14. Расчет установок с медленно вращающимися рабочими органами.....	64
Задание 15. Расчет молотковых дробилок.....	66
Библиографический список.....	70

Составители: доцент, к.т.н., доцент А.А. Мезенов
доцент, к.т.н., доцент Е.А. Пшенов

**ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ
МАШИН И АППАРАТОВ
ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ**

Практикум

Печатается в авторской редакции
Компьютерная вёрстка Е.А. Пшенов

Подписано в печать 28 марта 2023 г.
Формат 84×108/32. Объем 4,5 уч.-изд. л
Тираж 35 экз. Изд. № . Заказ №

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института
630039, г. Новосибирск, ул. Никитина, 147