Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное агентство по образованию

Саратовский государственный технический университет

Г.И. Старшов, С.Н. Никоноров, А.И. Никитин

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Учебное пособие к практическим занятиям,
курсовому и дипломному проектированию
по курсам «Технологическое оборудование»
и «Технологическое оборудование отрасли»
для студентов специальности 260601

Саратов 2008

УДК 664.002.5
ББК 814.4-5
С 77

Рецензенты:
Кафедра «Детали машин и подъемно-транспортные машины»
Саратовского государственного аграрного
университета им. Н.И. Вавилова
Кандидат технических наук, доцент
М.С. Марадудин

Одобрено
редакционно-издательским советом
Саратовского государственного технического
университета

Старшов Г.И.
С 77 Основы проектирования и расчет технологического оборудования пищевых предприятий: учеб. пособие / Г.И. Старшов, С.Н. Никоноров, А.И. Никитин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2008. – 187 с.
ISBN 978–5–7433–1952-7

В учебном пособии освещены вопросы устройства, расчета и конструирования отдельных видов технологического оборудования, применяемого в пищевой промышленности.

Содержатся задания для выполнения практических занятий и методики расчёта оборудования, применяемые при изучении курса «Технологическое оборудование» и при выполнении курсового и дипломного проектов.

Приведен перечень нормативных и справочных материалов.

Предназначено для студентов специальности «Машины и аппараты пищевых производств».

УДК 664.002.5
ББК 814.4-5

© Саратовский государственный
технический университет, 2008
© Старшов Г.И., Никоноров С.Н.,
Никитин А.И., 2008

ISBN 978–5–7433–1952-7

Введение

Пособие по расчетам технологического оборудования пищевых производств предназначено для студентов, обучающихся по специальности 260601 «Машины и аппараты пищевой промышленности», при изучении дисциплины «Технологическое оборудование», предметов узкой специализации, курсовом и дипломном проектировании.

Предмет «Технологическое оборудование» является одним из завершающих при изучении технических дисциплин. Этот предмет знакомит технологов и механиков с оборудованием отрасли, его устройством, основными методами расчета и проектирования.

Настоящее пособие позволяет углубить и расширить знания студентов, необходимые им в производственной деятельности, когда приходится выполнять следующие виды расчетов: подбор оборудования (в том числе количество единиц), поверочные расчеты (производительность, режим), подбор мощности электродвигателя и др.

Задачи в пособии сгруппированы по отдельным темам, что дает возможность лучше ориентироваться при выборе задач. Задачи охватывают все основные разделы дисциплины в полном соответствии с действующей программой и предназначены либо для общего разбора на практических занятиях, либо для решения в качестве домашних заданий. Необходимой предпосылкой для решения задач является предварительное усвоение студентами теоретического материала, изложенного в учебнике. Расчетные формулы и справочный материал, помещенные в начале каждого раздела, служат лишь дополнением к материалу учебника и освещают только отдельные вопросы.

При большом разнообразии конструкций отдельных видов оборудования тематика задач ограничивается типовыми машинами и аппаратами пищевого производства.

Прикладной характер большинства задач в определенной степени должен способствовать повышению интереса студентов к их решению, так как аналогичные вопросы приходится решать работникам промышленности.

При разборе задач не следует ограничиваться принципиальным их решением, получение цифрового результата обязательно. Все расчеты должны выполняться в единицах СИ. Желательно также придерживаться принятых буквенных обозначений.

Используемые при решении формулы должны иметь ссылку на номер или соответствующий источник, если они не общеизвестны, а все приведенные в них обозначения должны быть расшифрованы. Численные значения величин также должны иметь ссылку, если они взяты по справочным данным.

Уточненные рабочие параметры, а также необходимые дополнительные сведения могут быть даны преподавателем на занятиях либо при выдаче задания. Во всех остальных случаях эти сведения могут быть почерпнуты из литературных источников.

При решении задач серьезное внимание надо обратить на составление схем (принципиальных, расчетных и др.). Опыт показывает, что составление грамотных схем представляет для учащихся определенные трудности, иногда даже большие по сравнению с вычерчиванием общего вида машины или аппарата.

Весьма полезны разбор различных вариантов постановки и решения задач и выбор оптимальных результатов.

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

Расчет мощности привода желательно заканчивать подбором стандартного электродвигателя.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

1. СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ И КАРТЫ МАШИНЫ

1.1. Общие положения

1.1.1. Технологический процесс и его схема

Технологический процесс, являясь частью производственного процесса, включает в себя подготовку орудий труда; получение и хранение исходного материала; переработку и обработку (на всех стадиях) исходного сырья; транспортировку исходного сырья и готового продукта; технико-физический и химический контроль качества сырья и продукта; упаковку и реализацию продукции. Технологические процессы, как правило, состоят из технологических и вспомогательных операций, а последние — из элементов операций (частей).

Под технологической операцией понимают искусственное воздействие на предмет труда (продуктового сырья) с целью изменения структурно-механических, физико-химических, биологических или других его свойств, а также его формы, размеров и пр. К технологическим относятся операции, дающие непосредственно технологические результаты, например измельчение мяса в волчке, сепарирование молока в сепараторе и т. д.

Под вспомогательной операцией понимают действие, направленное на закрепление, перемещение предмета труда, контроль качества готового продукта и др. (установочно-съемные, транспортные, контрольные, управления и др.).

Под элементом операции понимают часть операции, выполняемую одним рабочим органом (одним орудием труда).

Технологические и вспомогательные операции могут быть простыми и сложными. Простая технологическая операция состоит из одного технологического элемента и одного или нескольких вспомогательных элементов, а сложная – из нескольких технологических и нескольких вспомогательных элементов. Простая вспомогательная операция состоит из одного основного элемента и одного или нескольких вспомогательных элементов, а сложная – из нескольких основных и вспомогательных элементов.

Вспомогательные элементы операций могут быть одними и теми же, как при выполнении технологических, так и при выполнении вспомогательных операций, например прижатие обрабатываемого объекта (оно необходимо при выполнении технологических и вспомогательных операций).

Разбивка операций на элементы позволяет перейти от технологической задачи к кинематической. Таким образом, уже технологический процесс предопределяет в какой-то мере будущую конструкцию машины.

Для создания машины оптимальной конструкции необходимо тщательно изучить технологический процесс, чтобы достаточно полно представить его структуру и активно влиять на изменение структуры в случае необходимости. Для полного представления технологического процесса как на стадии создания машины, так и на стадии ее эксплуатации разрабатывают технологическую схему и технологическую карту машины.

Технологические схема и карта являются важными частями документации машины. Они разрабатываются и составляются инженерно-техническими работниками тех организаций, которые занимаются конструированием и изготовлением машин.

Технологической схемой машины называется графическое изображение технологического процесса в порядке последовательности выполнения технологических и вспомогательных операций и их элементов.

Технологической картой называется таблица, в которой указаны технологические и вспомогательные операции, элементы этих операций, рабочие органы, их обозначения по технологической схеме и позиции, где выполняются элементы или совокупности элементов операций.

В ряде случаев, для того чтобы технологический процесс мог быть выполнен при помощи машины, его приходится видоизменять — разделять на иные, чем при ручной работе, операции, изменять порядок их выполнения.

Правильно оформленные технологические схема и карта машины должны давать исчерпывающее представление о последовательности выполнения операций обработки, о положении обрабатываемых объектов или перерабатываемого сырья внутри машины в периоды воздействия на них рабочих органов, о количестве рабочих органов, их движении (в первом приближении), о системе транспортировки объектов или сырья в машине, о распределении операций обработки между позициями и т.п. В конечном итоге технологическая схема и карта определяют взаимодействие рабочих органов и обрабатываемых объектов.

Разработка технологических схемы и карты является первой и наиболее ответственной задачей при расчете и конструировании машины, так как они определяют основные параметры будущей машины, ее структуру, кинематику, конструкцию рабочих органов, последовательность и синхронность выполнения операций, условия эксплуатации, технико-экономические показатели и т. п. Выбор технически рациональной и экономически эффективной технологической схемы машины является одной из важнейших и трудоемких задач.

Для составления технологической схемы и технологической карты прежде всего расчленяют весь технологический процесс на элементы операций так, чтобы каждый отдельный элемент операции в машине выполнял один рабочий орган, т. е. чтобы расчленение технологического процесса было увязано с механикой машины. После этого составляются отдельные схемы (кадры) взаимного расположения обрабатываемого объекта или перерабатываемого продукта и рабочих органов во время их взаимодействия, как это представляется в натуре. Для большей наглядности технологические схемы желательно выполнять цветными, вводя соответствующие цвета для различных материалов или частей обрабатываемых объектов.

Отдельные схемы взаимного расположения обрабатываемого объекта и рабочего органа для некоторых машин можно выполнять в зависимости от выбранной величины угла поворота ведущего звена (главного или распределительно-управляющего вала) машины. Количество поворотов вала ведущего звена каждый раз на выбранный угол, до полного оборота вала, будет определять количество кадров одной операции или всего процесса.

Рабочие органы на схеме обозначают арабскими цифрами, позиции – римскими цифрами и прописными буквами русского алфавита, движения рабочих органов – стрелками. Все цифровые и буквенные обозначения поясняются на чертеже в соответствии с требованиями ЕСКД.

В сложных многопозиционных машинах циклического действия наряду со стремлением разъединить технологические операции на элементы операций (с целью выполнения каждой из них в одной позиции) часто встречается и обратное – соединить несколько элементов операции (с целью выполнения их также в одной позиции). Первое делается тогда, когда элементы операций по длительности их выполнения примерно одинаковые, а второе – когда разные.

Некоторые элементы операции в этих машинах выполняются даже между позициями – во время транспортировки изделия от позиции к позиции.

Технологические схемы машин могут выполняться и в других вариантах, например с нанесением поясняющих надписей непосредственно на схеме. Однако такие схемы уступают первым двум по полноте представления технологического процесса и его связей с машиной.

1.1.2. Структура машин

Современная машина состоит из питающего устройства, привода (трансмиссии), исполнительных механизмов с рабочими органами,

механизмов регулирования, контроля, управления, защиты, блокировки и др.

Питающее устройство предназначено для непрерывной или периодической подачи объектов (сырья) в машину. Часто такая подача осуществляется путем отмеривания заданных порций продукта (по объему и реже по массе).

В составе привода у машин имеются электродвигатель, как правило, редуктор, передачи гибкой связи, зубчатые и цепные передачи. Заканчивается привод рабочими или распределительно-управляющими валами. На рабочем валу закрепляют рабочий орган, на распределительно-управляющем — ведущие звенья исполнительных механизмов. Распределительно-управляющий вал может служить одновременно и промежуточным, и рабочим валом. Механизмы привода и приводных устройств (трансмиссионные) служат для передачи движения от двигателя к ведущим звеньям исполнительных механизмов или непосредственно к рабочим органам машины.

Исполнительные механизмы служат для преобразования движения (иногда энергии) ведущего звена и передачи его в преобразованном виде ведомому звену (рабочему органу). Исполнительные механизмы, как правило, являются механизмами циклического действия.

Рабочие органы машин бывают основными (обрабатывающими) и вспомогательными (например, удерживающими объект). Они также бывают различными у машин периодического и непрерывного действия. Отличаются они и функциональным назначением. Движение рабочих органов осуществляется по определенным законам и в определенное заданное время.

Механизмы регулирования, контроля, управления, защиты, блокировки и другие обычно состоят из исполнительного механизма циклического действия со вспомогательным рабочим органом. Ведущие звенья этих механизмов также могут закрепляться на распределительно-управляющих валах машины.

Создание машины начинается с представления ее структуры. Анализ условий работы машины немыслим без знания ее структуры. Структуру любой машины представляют в виде структурной схемы. На основании структурной схемы определяют основные размеры машины, осуществляют первое компоновочное решение и набрасывают предварительную кинематическую схему. Структурные схемы машин составляют в соответствии с рекомендуемыми условными обозначениями элементов машин. Нанесение и соединение (линиями или стрелками) условных обозначений для получения структурной схемы начинают от двигателя в последовательности присоединения передач, валов рабочих органов и механизмов. На структурной схеме указывают мощность

двигателя, условные скорости вращения вала двигателя и валов машины, передаточные числа промежуточных передач, порядковые номера валов (римскими цифрами), названия исполнительных механизмов, а также названия рабочих органов, укрепленных непосредственно на валах (обычно в конце того или иного ответвления схемы).

Структурная схема машины дает представление о распределении энергии от двигателя к механизмам. Схема весьма удобна при определении общего КПД машины.

Кинематическая схема машины разрабатывается при конструировании новой и модернизации старой машины или снимается при исследовании (анализе) имеющейся машины.

Кинематическая схема является исходным документом для кинематического и силового расчетов машины. Она также входит как обязательное приложение к описанию и инструкции по эксплуатации машины. Она помогает в условиях эксплуатации быстрее разобраться в принципе действия машины, представить ее структуру и состав, поэтому каждый инженер должен не только уметь читать и понимать кинематические схемы, но и быстро и четко составлять их.

Кинематическая схема представляет собой условное плоскостное или перспективное изображение всех ее механизмов и звеньев в их взаимосвязи и должна давать представление о порядке присоединения механизмов, распределении потоков энергии, кинематических связях элементов машин, о взаимном расположении ведущих звеньев.

Все элементы на схеме изображают с помощью условных графических обозначений или упрощенных внешних очертаний элементов машины. Допускается кинематические схемы вписывать в контур изображения машины.

Полную кинематическую схему сложной машины выполнять на высоком качественном уровне часто бывает трудно, поэтому в таких случаях можно рекомендовать раздельное составление кинематических схем привода (трансмиссии) и исполнительных механизмов циклического действия. Такое разделение оправдывается тем, что в целом ряде машин двигатель и трансмиссия представляют собой обособленную конструкцию, кинематика механизмов которой может изучаться и разрабатываться независимо от кинематики остальных механизмов машины. В большинстве случаев механизмы привода обладают постоянными для определенных режимов передаточными отношениями. Эти механизмы обычно являются механизмами непрерывного действия, однако они могут быть и механизмами прерывистого, но однонаправленного действия. В последнем случае их работа должна быть увязана с работой других механизмов машины.

Цикличность работы исполнительных механизмов, как правило, должна быть подчинена цикличности технологического процесса, выполняемого машиной.

Разделение машин на привод и исполнительные механизмы облегчает выполнение кинематических схем частей машин в соответствии с требованиями ГОСТ 2.703–68 и 2.770–68. Непосредственно на кинематической схеме привода указывают мощность двигателя, угловую скорость вращения выходного вала двигателя и всех валов машины, диаметры шкивов, длину и тип ремня, числа зубьев колес, звездочек, храповиков, модули зубчатых передач, шаги цепных передач, числа и значения ходов рабочих органов. Все валы нумеруются римскими цифрами. Все элементы машины на схеме нумеруются арабскими цифрами в порядке обхода схемы слева направо или справа налево и поясняются на свободном поле чертежа текстовой частью, например с помощью таблицы (ГОСТ 2.702–75). Элементы покупных или заимствованных механизмов (например, редукторов, вариаторов) не нумеруют, а порядковый номер присваивают всему механизму в целом. При описании принципа действий и устройства машины ссылки на цифровые обозначения элементов схемы обязательны.

Кинематические схемы исполнительных и других механизмов циклического действия изображаются в отличие от кинематической схемы привода в масштабе с точным соблюдением относительного расположения звеньев и пар. На схеме указывают расстояния между неподвижными шарнирами, а также между ними и осевыми линиями поступательно движущихся звеньев, а также угловые характеристики изогнутых звеньев. Неподвижные шарниры обозначают буквой О с индексом внизу – порядковым номером; подвижные – прописными буквами латинского алфавита. Звенья нумеруют арабскими цифрами. Направление вращения ведущего звена указывают стрелкой. Рядом со схемой помещают таблицу, в которой указывают порядковые номера звеньев, буквенные обозначения отдельных частей звеньев и их размерные характеристики.

К выполнению кинематических схем исполнительных механизмов предъявляются те же требования, что и к выполнению кинематической схемы привода. Конструктивные особенности звеньев и механизма в целом, не оказывающие влияния на движение механизма и его элементов, кинематической схемой не учитываются.

1.2. Составление технологической схемы и карты макаронного пресса

Разработка технологической схемы и карты является первой и наиболее ответственной задачей при расчете и конструировании макаронного пресса.

Перед составлением технологической схемы и карты необходимо ознакомиться с назначением машины, принципом действия, технологическим процессом, который осуществляет машина, назначением и принципом действия всех ее рабочих органов. Такое ознакомление проводится по технической документации, по литературе или по работающей модели машины.

Для составления технологической схемы и карты расчленяем весь технологический процесс, происходящий на прессе, на простейшие операции, так чтобы каждой отдельной операции соответствовал один рабочий орган, то есть расчленение технологического процесса должно увязываться с механикой машины.

1.2.1. Описание технологического процесса получения сырых короткорезаных макаронных изделий на прессе

Аппаратурная схема макаронного пресса представлена на рис.1.

Мука, очищенная на мукопросеивателе, подается в промежуточный бункер 1, в котором вращается ворошитель 2. Из бункера 1 мука барабанным дозатором, имеющим корпус 3 и вращающийся барабан 4, в заданной пропорции подается в мукоувлажнитель, состоящий из корпуса 5 и ротора 6, где происходит предварительное смешивание муки с водой, которая дозируется плунжерным насосом-дозатором 7. Полученная смесь попадает в трехкорытный тестосмеситель. Первое и второе корыта 8,9 объединены в один блок, в каждом из корыт вращаются тестомесильные валы 10,11 с лопатками. Тесто из первого корыта 8 во второе корыто 9 подается через перегрузочное окно валом 10. В этих корытах происходит замес макаронного теста, в том числе и перераспределение влаги во всем объеме теста, а также проникновение влаги внутрь мучного зерна. Далее макаронное тесто через шлюзовой затвор, состоящий из корпуса 12 и вращающегося ротора 13, подается в третье корыто 14, в котором также имеется тестомесильный вал 15. Здесь происходят окончательный замес и вакуумирование теста, что улучшает качество готовой продукции. Из третьего корыта 14 макаронное тесто подается в тубус 16, где шнеком 17 происходит подача его в предматричную камеру 18, в которой закреплен формующий элемент 19. Макаронное тесто под давлением, создаваемое шнеком 17, продавливается через отверстия формующего элемента 19. Выпрессовываемые макаронные пряди режутся на одинаковые по длине

части ножом 20 отрезного устройства. Полученные сырые макаронные изделия пневмотранспортом подаются на сушку.

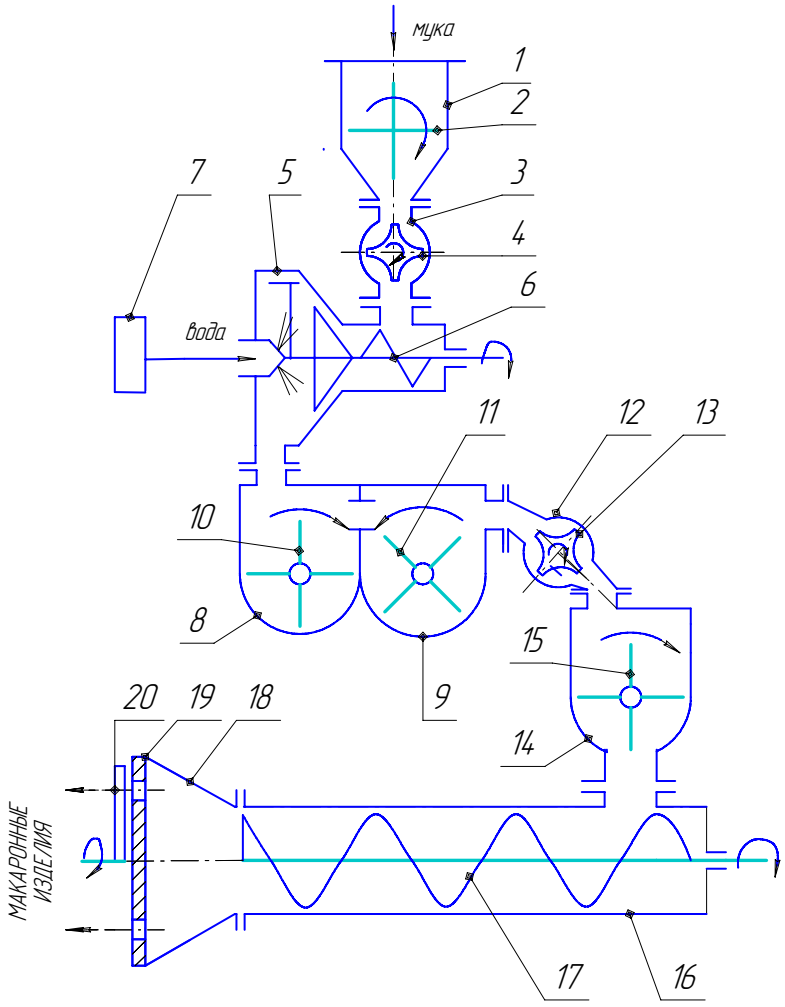


Рис.1. Аппаратурная схема макаронного пресса

1.2.2. Технологические и вспомогательные операции технологического процесса получения сырых макаронных изделий

Первая основная технологическая операция – замес макаронного теста:

а) дозирование муки: ворошение муки в бункере и загрузка ее в карманы барабана дозатора; подача объемных доз муки в мукоувлажнитель;

б) первая стадия замеса: образование ротором мукоувлажнителя мучного кольца и предварительное смешивание с водой;

в) вторая стадия замеса: равномерное распределение воды во всем объеме теста тестомесильными валами в первом и втором корытах тестосмесителя;

г) третья стадия замеса: перемещение макаронного теста ротором шлюзового затвора в третье корыто тестосмесителя; окончательный замес теста тестомесильным валом, а также вакуумирование теста; подача теста в тубус шнека.

Вторая основная технологическая операция – формование сырых макаронных изделий:

а) транспортирование и прессование теста шнеком в предматричной камере;

б) формование макаронных прядей на формующем элементе;

в) резка макаронных прядей на части ножом отрезного устройства.

На основании описанных операций составляем технологическую схему макаронного пресса, которая представлена на рис.2.

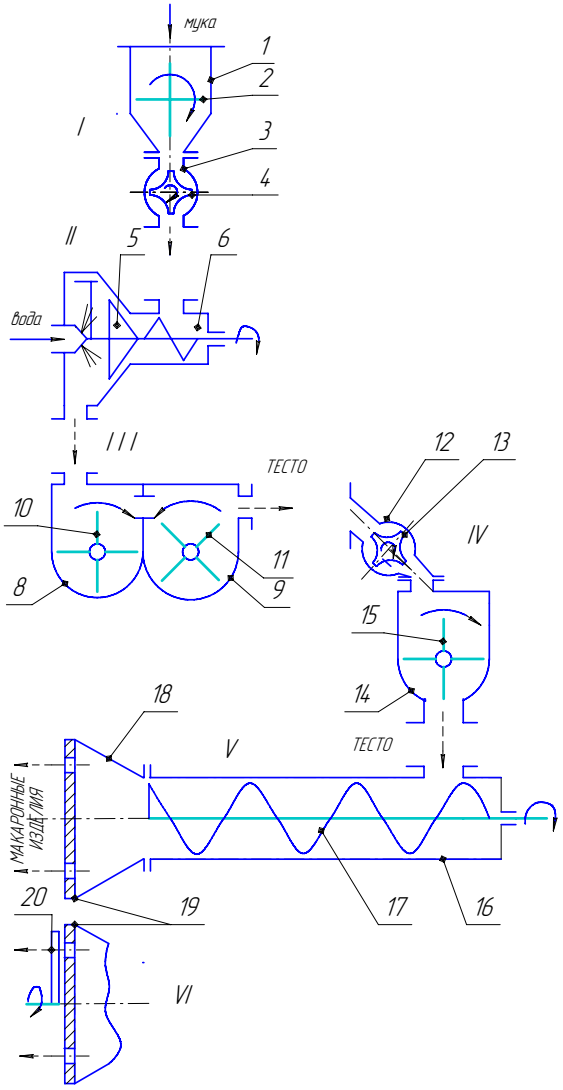


Рис.2. Технологическая схема макаронного пресса

Как видно из схемы, это машина линейного типа. Арабскими цифрами обозначены рабочие органы, римскими цифрами – позиции, сплошными стрелками – движение рабочих органов, штриховыми стрелками – движение продукта.

Как видно из технологической схемы, движение сырья и продукта соответствует технологическому процессу.

Технологическая карта является неотъемлемой частью технологической схемы и представлена в виде табл. 1.

Таблица 1

Технологическая карта макаронного пресса

Основная технологическая операция	Первичная технологическая и вспомогательная операции	Рабочий орган, выполняющий операцию	Номер рабочего органа	Номер позиции
			См. рис.2	
Замес макаронного теста	1.Перемешивание муки	Бункер Ворошитель	1 2	I
	2.Дозирование муки и подача ее в мукоувлажнитель	Корпус Барабан	3 4	I
	3.Первая стадия замеса теста и подача его в первое корыто	Корпус Ротор	5 6	II
	4.Вторая стадия замеса теста и подача его в шлюзовой затвор	Первое корыто Первый вал Второе корыто Второй вал	8 10 9 11	III
	5.Третья стадия замеса теста и подача его в тубус шнека	Корпус Ротор Третье корыто Третий вал	12 13 14 15	IV
Формование сырых макаронных изделий	1.Транспортирование и прессование теста	Тубус Шнек	16 17	V
	2.Формование макаронных прядей	Предматричная камера Формующий элемент (матрица)	18 19	V
	3.Резка макаронных прядей и получение сырых короткорезаных макаронных изделий	Нож	20	VI

Таким образом, после составления технологической схемы и карты видна прямая взаимосвязь рабочих органов выполняющих соответствующие операции.

1.3. Составление структурной и кинематической схем макаронного пресса

Разработка структурной схемы – это первый этап конструирования новой машины. На основании этой схемы определяют основные размеры машины, осуществляют первое компоновочное решение и набрасывают предварительную кинематическую схему.

Структурная схема машины составляется в соответствии с рекомендуемыми условными обозначениями двигателя, передач, валов, исполнительных и других механизмов (Приложение 1).

Нанесение и соединение (линиями или стрелками) условных обозначений для получения структурной схемы начинают от двигателя в последовательности присоединения отдельных передач и механизмов.

На структурной схеме необходимо указывать мощность двигателей, скорости вращения рабочих органов, передаточные числа промежуточных передач, порядковые номера валов (римскими цифрами), название исполнительных механизмов, а также название рабочих органов (можно на выносных линиях).

Для составления структурной схемы конкретной машины силовые и кинематические характеристики берут из технологических расчетов, из технической документации, из литературы.

В нашем случае у макаронного пресса следующие характеристики.

Мотор-редуктор МЦ2С-80, мощность электродвигателя N=2,2 кВт с частотой вращения $\omega_{Э1}$ = 149 с $^{-1}$, обеспечивает вращение выходного вала ω_1 = 9,42 с $^{-1}$, вращение вала барабана дозатора с ω_2=4,21 с$^{-1}$, при этом сам барабан за счет кулачково-храпового механизма изменяет частоту вращения $\omega_б$ =0…4,21 с$^{-1}$, ворошитель мучного бункера вращается со скоростью ω_3=2,1 с$^{-1}$. Тестомесильные валы первого и второго корыт вращаются соответственно со скоростями ω_1 =9,42 с$^{-1}$ и ω_4 =7,85 с$^{-1}$. Передача крутящего момента происходит следующим образом. От электродвигателя крутящий момент через редуктор передается тестомесильному валу первого корыта, затем через зубчатую передачу на тестомесильный вал второго корыта. От тестомесильного вала первого корыта через цепную передачу крутящий момент передается на вал дозатора, а от вала дозатора, также через цепную передачу, на вал ворошителя.

Мотор-редуктор МЦ2С-80, мощность электродвигателя N=1,5 кВт с частотой вращения $\omega_{Э2}$ = 146,5 с $^{-1}$, обеспечивает вращение выходного вала ω_5 = 5,86 с$^{-1}$, а также тестомесильного вала третьего корыта с той же скоростью и вращение ротора шлюзового затвора со скоростью ω_6 = 3,08 с$^{-1}$. От электродвигателя крутящий момент через редуктор передается на

тестомесильный вал третьего корыта, с этого вала цепной передачей крутящий момент передается на ротор шлюзового затвора.

Электродвигатель мощностью N = 1,1 кВт, с частотой вращения выходного вала $\omega_{Э3}$ = 98,4 $с^{-1}$ обеспечивает вращение ротора мукоувлажнителя $\omega_7=\omega_{Э3}=98,4$ $с^{-1}$.

Электродвигатель мощностью N = 7,5 кВт, с частотой вращения выходного вала $\omega_{Э4}$ = 149 $с^{-1}$ через ременную передачу передает вращение на быстроходный вал редуктора, который вращается со скоростью ω_8 =85,63 $с^{-1}$ и редуктор обеспечивает вращение шнека со скоростью ω_9=2,72 $с^{-1}$.

Электродвигатель постоянного тока мощностью N= 0,175 кВт обеспечивает вращение ножа отрезного устройства с переменной скоростью ω_{10}=0…15,7 $с^{-1}$.

Передаточные отношения проставлены на структурной схеме рис.3.

Соединение приводов с валами рабочих элементов осуществляется через муфты.

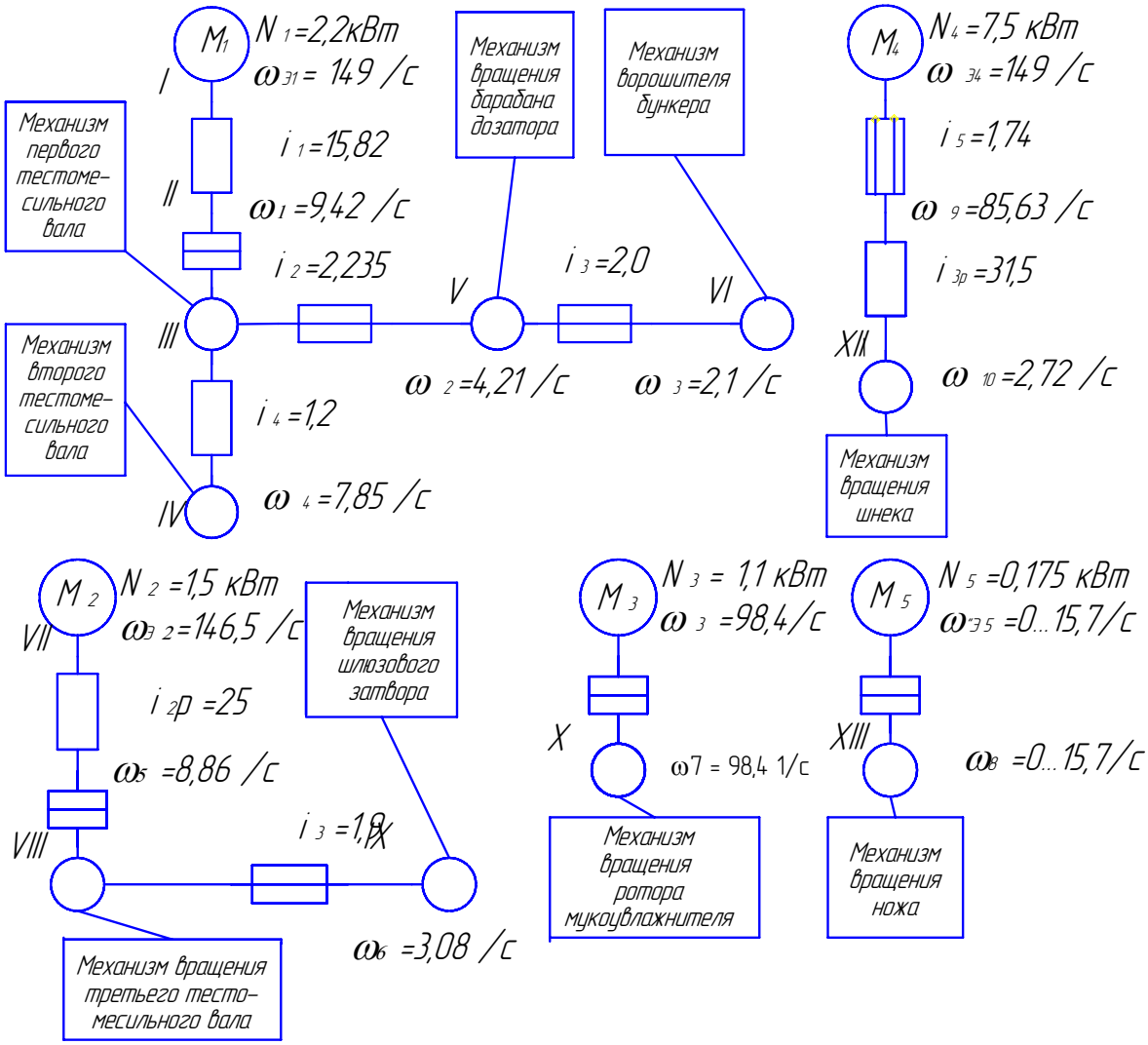


Рис.3. Структурная схема макаронного пресса

Разработка кинематической схемы необходимо при конструировании новой машины, при модернизации старой, а также при исследовании работающей машины.

Кинематическая схема является исходным документом для кинематического и силового расчетов машины.

Кинематическая схема машины представляет собой условное плоскостное, либо перспективное изображение всех ее механизмов и звеньев в их взаимосвязи и должна давать представление о порядке присоединения механизмов, распределении потоков энергии, кинематических связей элементов машины, о взаимном расположении ведущих звеньев.

Кинематическая схема оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.770-68.

Непосредственно на кинематической схеме привода указываются: мощность двигателей, скорости вращения всех валов, в том числе и электродвигателя, диаметры шкивов, длина и тип ремня, число зубьев колес, звездочек, храповиков, модули зубчатых передач, числа и величины ходов рабочих органов. Все валы должны быть пронумерованы римскими цифрами. Все повторяющиеся элементы схемы, такие как кривошипы, кулачки и т.д., должны быть пронумерованы арабскими цифрами в порядке обхода схемы слева направо либо справа налево и пояснены на свободном поле чертежа текстом.

При описании принципа действия машины ссылки на цифровые обозначения элементов схемы обязательны.

Перед составлением схемы необходимо ознакомиться с устройством и принципом действия машины по технической документации, по литературным данным или проследить за работой машины в естественных условиях.

На рис.4 представлена кинематическая схема макаронного пресса.

Для самостоятельного составления технологической схемы и карты, а также структурной и кинематической схем приведены задания в табл. 2.

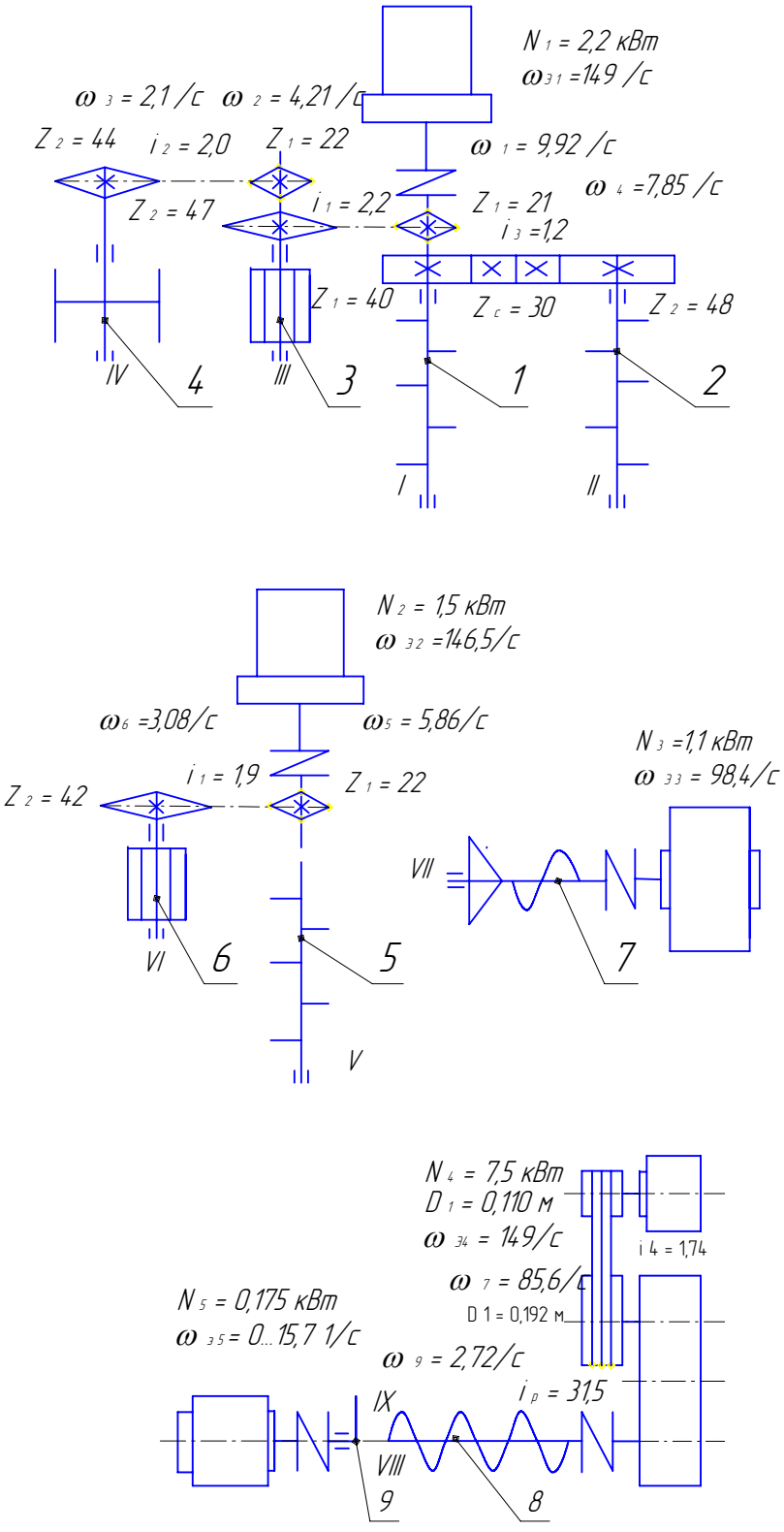


Рис.4.Кинематическая схема макаронного пресса:
1,2,5 – тестомесильные валы: первого, второго и третьего корыт;
3 – барабан дозатора; 4 – ворошитель бункера; 6 – ротор шлюзового затвора;
7 – ротор мукоувлажнителя; 8 – шнек; 9 – вал отрезного устройства

Таблица 2

Исходные данные для составления технологической схемы и карты, а также структурной и кинематической схем

Номер варианта	Название машины	Производи-тельность, т/ч	Рабочие органы	Частота вращения, n, $с^{-1}$	Мощность двигателя, кВт
1	2	3	4	5	6
1	Сепаратор зерноочиститель-ный А1-БЛС-100	100	Ситовой кузов	6,25	1,5
2	Сепаратор для разделения зерна на фракции А1-БЦШ	50	Корпус решетный	4,08	5,5
3	Триер дисковый А9-УТ2-О-6	6	1.Ротор с дисками 2.Конвейер винтовой.	0,83 1,66	2,2
4	Триер дисковый А9-УТ2-К-6	6	Ротор с дисками	0,83	3,0
5	Сепаратор зерноочисти-тельный А1-БМС-6	6	1.Корпус решетный 2.Шнек	5,5 1,8	1,5 0,55
6	Сепаратор зерноочисти-тельный А1-БЛС-12	12	Ситовой кузов	5,4	1,1
7	Камнеотборник Р3-БКТ-150	14	Ситовой стол	15,3	0,37
8	Машина обоечная, Р3-БГО-6	5	Ротор бичевой	18	5,5
9	Машина обоечная вертикальная Р3-БМО-6	6	Ротор бичевой	8	11
10	Машина бичевая МБО-01	5	Ротор	16	5,5
11	Станок вальцовый ЗМ.2	100	Вальцы	6,5	11
12	Станок вальцовый ВМ-2П	40	Вальцы	16,3	7,5
13	Рассев ЗРШ4-4М	16	Кузов ситовой	3,7	4

Окончание таблицы 2

1	2	3	4	5	6
14	Машина ситовеечная А1-БСО	2,2	Ситовые рамки	8	1,1
15	Машина вымольная А1-БВГ	1,6	Ротор бичевой	16,7	5,5
16	Станок шелушильный 2ДШС-3А	5,5	Валок	8	5,5
17	Дробилка молотковая ДДМ	5	Ротор с молотками	25	22

2. СОВМЕЩЕНИЕ ДВИЖЕНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

2.1. Общие положения

С целью создания машин наименьших габаритов, часто в одной позиции сосредоточивают несколько рабочих органов, работа которых происходит в последовательно-параллельном режиме. Другими словами, одни рабочие органы еще не закончили свое движение, как начинают работу другие, т. е. имеет место совмещение движений рабочих органов во времени. Чем больше времени приходится на совместную работу рабочих органов, тем меньше общий для них кинематический цикл, тем большая пропускная способность данной позиции — большая производительность.

По цикловой диаграмме можно определить, в какой момент времени, в каком состоянии находятся рабочие органы машин: стоят, совершают рабочее или холостое перемещение. Однако циклограмма не может дать ответа, в какой точке своей траектории находится тот или иной рабочий орган в данный момент времени. Такой ответ дает синхронная диаграмма (синхрограмма), т. е. совмещенные графики состояний рабочих органов на всем протяжении кинематического цикла, выполненные в функции времени.

Чаще всего перемещение рабочего органа задается законом изменения ускорения за кинематический цикл. Этот закон может быть задан в аналитической форме или графически. В любом случае путем двойного интегрирования заданной зависимости изменения ускорения во времени получают синхрограмму перемещения рабочего органа.

К наиболее распространенным законам движения рабочих органов относятся: А – закон постоянной скорости; П – закон постоянного ускорения; К – закон изменения ускорения по косинусоиде; С – закон

изменения ускорения по синусоиде; Т – закон изменения ускорения по треугольнику и ряд других законов.

Для выполнения совмещения движений рабочих органов во времени необходимо освоить методику такой работы.

Не останавливаясь на выборе законов движения рабочих органов и методов построения по ним графиков перемещений [1, 2], разберем методику совмещения на классическом, как нам кажется, примере акад. И. И. Артоболевского [3].

Пусть необходимо поочередно закрыть боковые клапаны коробки, осуществляя их прижатие к последней для приклеивания, и переместить закрытую коробку на заданное расстояние. Эти операции можно осуществить, например, с помощью устройства, состоящего из планок 1 и 2 (рис. 5), шарнирно укрепленных на стойке, и транспортера 3. Планки могут поворачиваться вокруг осей на 90^{o} . Расстояние между осями поворота планок L. Расстояние от коробки до оси поворота любой из планок К. Движение транспортера периодическое. Каждый цикл лента транспортера перемещается на расстояние H_p.

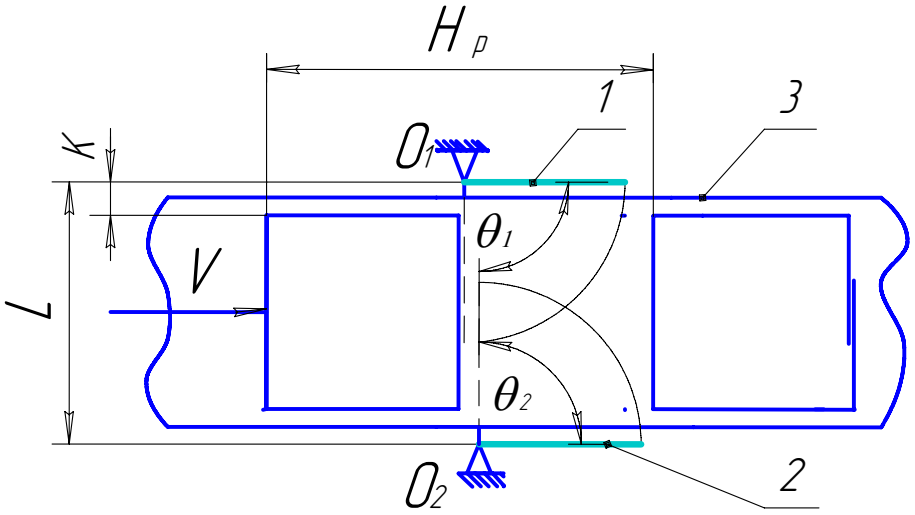


Рис.5. Принципиальная схема устройства
для закрытия клапанов коробки

Заданные операции могут быть выполнены в следующей последовательности:

1) планка 1 поворачивается на угол $\theta_1 = 90°$, закрывает один клапан коробки, возвращается в исходное положение, где и остается неподвижной, пока другие рабочие органы выполняют свои операции;

2) планка 2 также поворачивается на угол $\theta_2 = 90^{o}$, закрывает второй клапан коробки, возвращается в исходное положение, где и остается неподвижной, как планка 1;

3) транспортер 3 удаляет коробку из зоны закрытия клапанов на расстояние H_p и подает в эту зону очередную дозу, а затем останавливается .

Таким образом, циклы работы планок будут состоять из интервалов времени: рабочий поворот t_p; холостой поворот t_x; и выстой t_o, а цикл работы транспортера — из рабочего хода и выстоя.

Условимся, что:

а) каждый рабочий орган начинает выполнение операции только после того, как рабочий орган, выполнивший предыдущую операцию, вернулся в свое первоначальное положение, т. е. совершил холостой ход;

б) все ведущие звенья рабочих органов установлены на распределительно-управляющем валу (РУВ), один оборот которого совершается за кинематический цикл, равномерно с угловой скоростью ω.

Тогда кинематическое время цикла можно определить по формуле:

$$T_K = t_{1P} + t_{1X} + t_{2P} + t_{2X} + t_{3P}, \quad (1)$$

или по формуле:

$$2 \cdot \pi = \varphi_{1P} + \varphi_{1X} + \varphi_{2P} + \varphi_{2X} + \varphi_{3P}, \quad (2)$$

где φ – углы поворота РУВ. Индексы указывают номер рабочего органа и его состояние.

В качестве основного выбран механизм привода планки 1.

При принятой последовательности выполнения операций, каждый из рабочих органов должен иметь после своего холостого перемещения выстой. Очевидно, что время выстоя каждого из них соответственно можно определить по формулам:

$$t_{1O} = T_K - (t_{1P} + t_{1X}), \quad (3)$$

$$t_{2O} = T_K - (t_{2P} + t_{2X}), \quad (4)$$

$$t_{3O} = T_K - t_{3P}. \quad (5)$$

Для того чтобы отдельные операции были выполнены в заданной последовательности, цикловые диаграммы исполнительных механизмов должны занимать по отношению друг к другу положения, показанные на рис.6. Смещение цикловой диаграммы работы планки 2 относительно диаграммы работы планки 1 определяется временем по формуле:

$$t_{21} = t_{1P} + t_{1X}, \quad (6)$$

а смещение цикловой диаграммы транспортера – временем определяемым по формуле:

$$t_{31} = t_{1P} + t_{1X} + t_{2P} + t_{2X} = t_{21} + t_{32}. \quad (7)$$

Время, определяющее смещение цикловой диаграммы каждого из рабочих органов относительно начала диаграммы основного рабочего органа (или механизма), называется полным фазовым временем данного рабочего органа (t_{21} и t_{31}).

Время смещения цикловой диаграммы последующего рабочего органа по отношению к циклограмме предыдущего называется частным фазовым временем рабочего органа. Например, t_{32} (рис.6) – частное фазовое время рабочего органа 3 (по отношению ко второму).

Углы поворота ведущих звеньев или РУВ, соответствующие каждый фазовому времени своего рабочего органа, называются фазовыми углами.

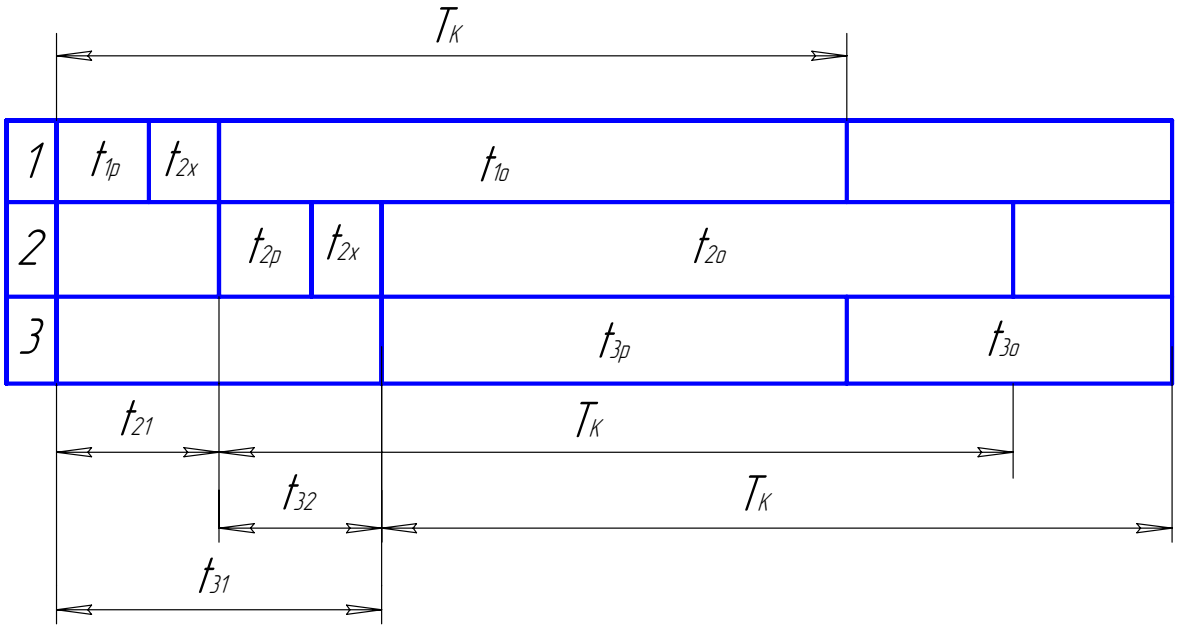


Рис.6. Исходные положения циклограмм исполнительных механизмов

Итак, началу цикловой диаграммы машины может соответствовать исходное положение каждого из ее рабочих органов. Обычно за начало цикловой диаграммы машины принимается начало цикловой диаграммы основного рабочего органа. Следовательно, полное фазовое время данного рабочего органа есть время, отсчитанное от времени начала работы машины, по истечении которого этот рабочий орган начинает свою работу.

Прямоугольники цикловых диаграмм, расположенные правее прямоугольников рабочих и холостых ходов, пропорциональны полному фазовому времени каждого из механизмов. Если эти прямоугольники полностью или частично перенести влево, то получим циклограмму машины (рис. 7, а).

Циклограмма машины состоит из циклограмм отдельных исполнительных механизмов (рабочих органов). Полное фазовое время определяет относительное положение циклограмм в кинематическом цикле машины-автомата.

Так как за один кинематический цикл будет выдаваться одно готовое изделие (коробка), то рабочий цикл в данном случае равен кинематическому. Производительность устройства будет обратно пропорциональна кинематическому циклу.

С целью увеличения производительности устройства кинематический цикл его по возможности необходимо сократить. В данном случае попытаемся это сделать совмещением движений рабочих органов во времени (а не за счет, например, сокращения времени их передвижения).

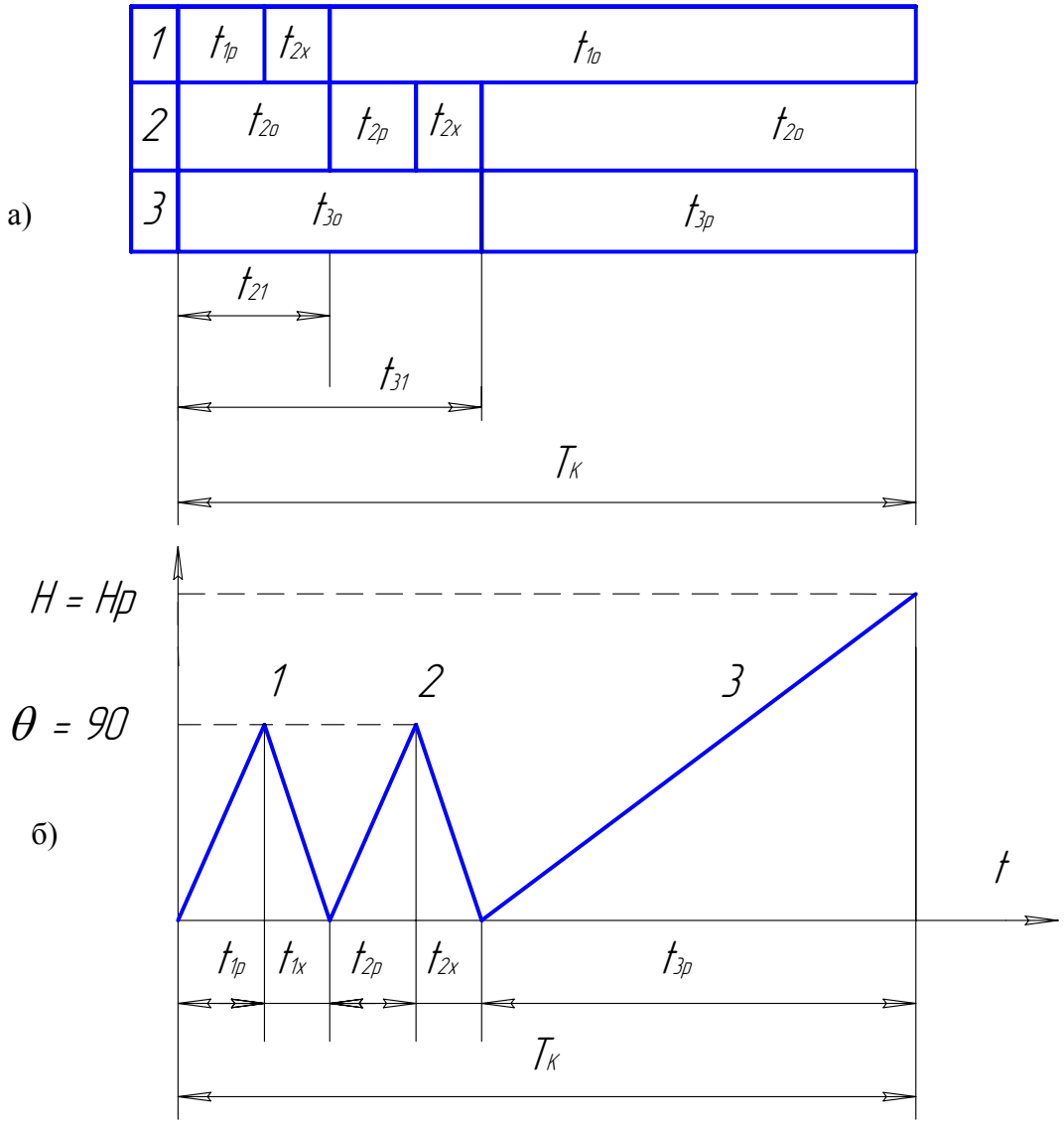


Рис.7. Циклограмма и синхрограмма работы устройства

Из схемы устройства (рис. 5), а также циклограммы и синхрограммы его работы (рис. 7, а,б*)* видно, что совмещение движений рабочих органов возможно. Например, начало поворота планки 2 можно назначить раньше, чем планка 1 займет свое первоначальное положение. Другими словами, циклограмму работы планки 2 можно сдвинуть влево, осуществив некоторое перекрытие интервала холостого перемещения планки 1. При этом остается выяснить величину возможного перекрытия, а следовательно, и новое фазовое время для планки 2.

Когда планка 1 (рис. 8,а), совершая свой холостой поворот, окажется в положении, характеризуемом точкой а пересечения траекторий

движения конечных точек планок, или, что то же, углом θ^1_{1x}, планка 2 может находиться, совершая свой рабочий ход, в положении, характеризуемом точкой б, или углом θ^1_{2p}. Угол θ^1_3 (принимается конструктивно) назовем углом запаздывания планки 2. Он гарантирует исключение столкновения планок во время работы.

Характерные углы указанных положений планок (рис.5 и 8, а) можно определить по выражениям:

$$\theta_{1X} = \arccos\frac{0.5 \cdot L}{aO_1}, \tag{8}$$

$$\theta^1_{2P} = 90^\circ - (\theta^1_{1X} + \theta_3). \tag{9}$$

Чтобы определить углы поворота ведущих звеньев исполнительных механизмов планок 1 и 2, надо знать законы (графики) перемещений этих рабочих органов. Пусть эти законы будут прямолинейными (рис. 7, б) и представлены в виде выражений:

$$\theta_P = A_P \cdot t, \tag{10}$$

$$\theta_X = \theta_i - A_X \cdot t, \tag{11}$$

где A_p и A_x — коэффициенты пропорциональности, численно равные тангенсам углов наклона прямых (должны быть заданными); i =1; 2.

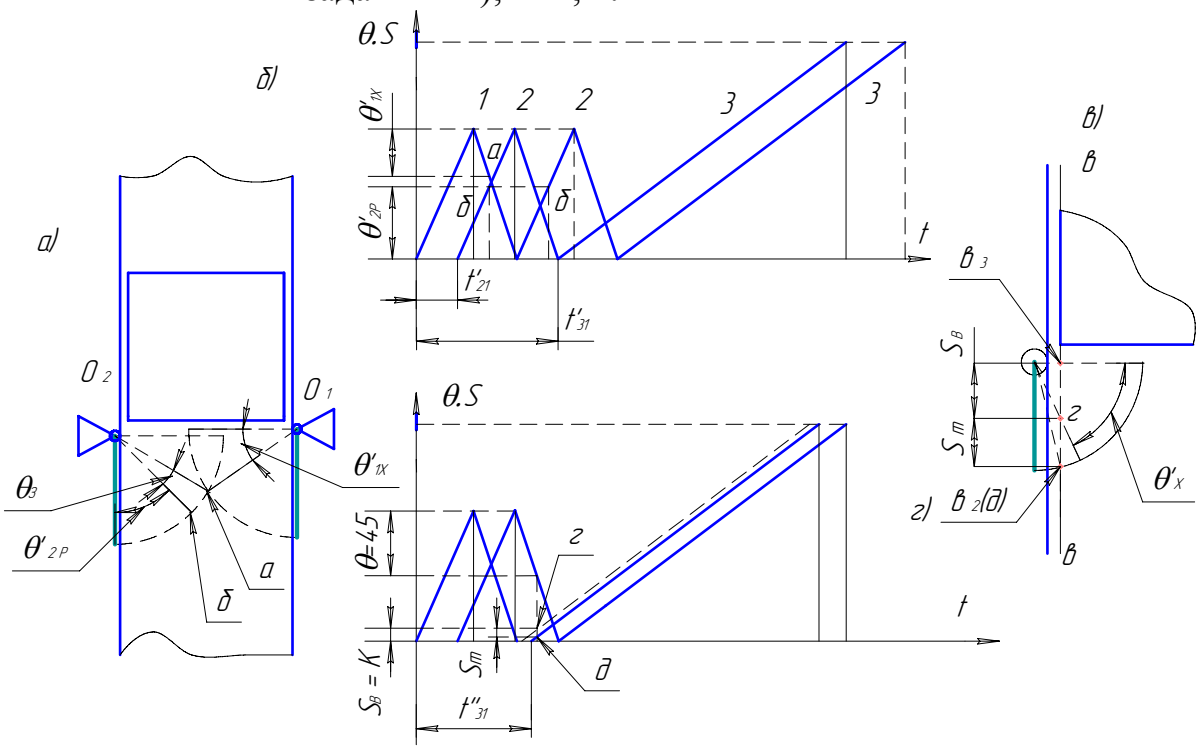


Рис. 8. Расчетные схемы и синхрограммы совмещений движений 1 и 2, 2 и 3 рабочих органов устройства

Время прихода планки 1 в положение а при холостом повороте и при отсчете времени от начала цикловой диаграммы определяем по формуле:

$$t_{1X}^{1} = t_{1p} + \left(t_{1X} - \frac{\theta_{1X}^{1}}{A_X} \right) . \qquad (12)$$

Время прихода планки 2 в положение в, отсчитанное от начала ее рабочего хода, будет определяться зависимостью:

$$t_{2p}^{1} = \frac{1}{A_p} \cdot \theta_{2p}^{1} . \qquad (13)$$

После совмещения движения планок новое фазовое время можно получить по выражению:

$$t_{21}^{1} = t_{1X}^{1} - t_{2P}^{1} . \qquad (14)$$

Если вместо аналитической зависимости $\theta = f(t)$ даны графики (рис. 7,б), то после определения характерных углов θ_{1x}^{1}, θ_{2p}^{1} (рис. 8) их откладывают на оси ординат графика, и через полученные точки проводят прямые, параллельные оси абсцисс. В местах пересечений этих прямых с соответствующими кривыми (в интервале холостого перемещения планки 1 и в интервале рабочего перемещения планки 2*)* получают искомые точки (а) и (б). Проводят через них вертикальные прямые, которые на оси абсцисс указывают время (или углы) поворота РУВ, соответствующие заданным положениям рабочих органов.

В определенный момент времени планки 2 и 1 должны занимать положения б и а (рис. 8, а). Для совмещения движений рабочих органов необходимо кривую перемещения планки 2 (рис. 9, б) сместить влево так, чтобы точка б оказалась на одной вертикали с точкой а.

Совмещенная синхрограмма показана на рис.8,б, из которой определяется новое значение фазового времени t_{21}^{1} второго рабочего органа. Из этой же синхрограммы можно определить новое значение кинематического цикла устройства.

Транспортер 3 может начать перемещение коробки раньше, чем планка 2 вернется в свое первоначальное положение. Надо лишь предотвратить возможное столкновение коробки с отходящей планкой, т.е. чтобы за все время поворота планки 2 на угол θ_{2x}^{1} (рис. 8, в) точка $в_3$, левое ребро коробки была бы позади переменной точки $в_2$ пересечения планки с прямой вв — траекторией движения точки $в_3$. Последняя перемещается по закону движения транспортера 3. Пусть этот закон движения также будет прямолинейным и описывается выражением:

$$H = B \cdot t , \qquad (15)$$

где В — коэффициент пропорциональности.

Закон перемещения переменной точки $в_2$ с учетом зависимости (11) можно выразить уравнением:

$$S_B = K \cdot tg\theta_X = K \cdot tg(\theta_2 - A_X \cdot t), \qquad (16)$$

где К — конструктивный размер (см. рис. 5).

Строим график полученной функции S_B от момента времени начала холостого поворота планки 2 (см. рис. 8,г). Столкновение коробки и отходящей планки 2 может произойти в момент времени, определяемый абсциссой точки г, в которой кривая перемещения транспортера касается построенной кривой. Для надежной работы устройства необходимо, чтобы коробка не доходила до планки на расстояние S_m. Это расстояние откладываем от точки г вниз по вертикали; через полученную точку д проводим кривую пути транспортера 3. Эта кривая отсекает на оси абсцисс новое значение полного фазового времени t_{31}^{11} для третьего рабочего органа. Из рис. 8, г видно, что проведенное совмещение также уменьшило кинематический цикл устройства.

Произведем еще одно совмещение. Планка 1 может начать свое рабочее движение раньше, чем остановится транспортер 3, переместив закрытую коробку. Во избежание столкновения планки с коробкой необходимо, чтобы к тому моменту, когда планка повернется на угол θ_{1p}^{1} (рис. 9, а), транспортер 3 переместил коробку на расстояние H_E (меньшее, чем ее полное перемещение H_p.

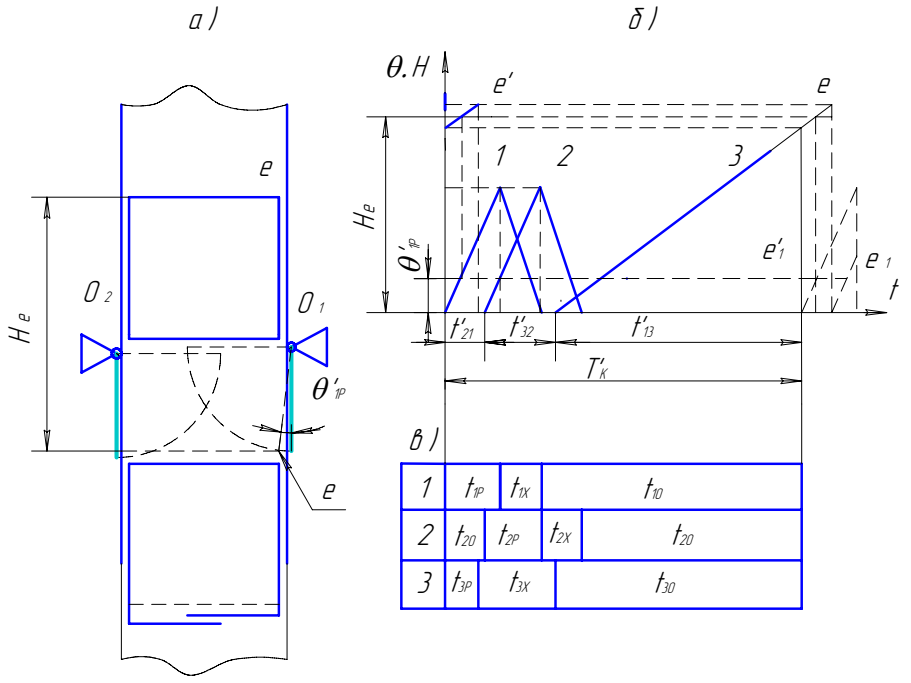


Рис.9. Расчетная схема (а), синхрограмма совмещения движений 3 и 1 рабочих органов (б) и циклограмма работы устройства после трех совмещений (в)

Для определения величины смещения кривой 1 на кривой 3 находим точку e, (рис. 9, б), соответствующую перемещению коробки на расстояние H_e, а на кривой рабочего перемещения планки 1 (в следующем цикле оно показано штрихами) — точку e_1,соответствующую повороту планки 1 на угол θ^1_{1p}. Кривую рабочего перемещения планки 1 сдвигаем влево так, чтобы точка e_1 оказалась на одной вертикали с точкой e (см. точку e^1_1. Абсцисса, отсекаемая этой кривой, определяет новое (третье) значение кинематического цикла устройства. Часть кривой движения транспортера 3, лежащую во втором цикле (справа от ординаты нового T^1_K), переносим в начало синхрограммы (точка e^1).

Сумма частных фазовых значений времени исполнительных механизмов, определяющая кинематический цикл устройства, вычисляется по формуле:

$$T^1_K = t^1_{21} + t^1_{32} + t^1_{13}. \qquad (17)$$

Теперь можно определить новые значения интервалов остановки каждого из рабочих органов по выражению:

$$t_o = T^1_K - (t_P + t_X). \qquad (18)$$

Строим циклограмму устройства при совмещенных перемещениях его рабочих органов (рис. 9, б).

Таким образом, время интервалов перемещения рабочих органов осталось без изменения, а время интервалов их остановок уменьшилось.

2.2. Задание и его выполнение

Выполнить (аналитическим способом) совмещение движений рабочих органов рассмотренного устройства при следующих данных: размер коробки 360x360 мм, размер планок 250 мм, расстояние между осями поворота планок L = 420 мм, ход транспортера H_p = 700 мм, время рабочего поворота планок на 90° $t_{1p} = t_{2p}$ =1/3 с, время холостого поворота планок на 90° $t_{1x} = t_{2x}$ =1/4 с, время перемещения транспортера t_{3P} =5/3 с, закон движения планок и транспортера – закон постоянной скорости А.

При последовательном выполнении всех операций без совмещения движений рабочих органов кинематический цикл устройства по зависимости (1):

$$T_K = \frac{1}{3} + \frac{1}{4} + \frac{1}{3} + \frac{1}{4} + \frac{5}{3} = \frac{17}{6} = 2{,}833 \text{ с}.$$

При этом время выстоя каждого из механизмов по выражениям (3),(4),(5):

$$t_{20} = t_{10} = \frac{17}{6} - \left(\frac{1}{3} + \frac{1}{4}\right) = \frac{27}{12} = 2{,}25 \text{ с.}$$

$$t_{30} = \frac{17}{6} - \frac{5}{3} = \frac{7}{6} = 1{,}166 \text{ с.}$$

Время смещения цикловой диаграммы каждого из рабочих органов по зависимостям (6) и (7):

$$t_{21} = \frac{1}{3} + \frac{1}{4} = \frac{7}{12} = 0{,}583 \text{ с.}$$

$$t_{31} = \frac{7}{12} + \frac{7}{12} = \frac{7}{6} = 1{,}166 \text{ с.}$$

$$t_{13} = t_{3P} = \frac{5}{3} = 1{,}67 \text{ с.}$$

Угол столкновения планок по выражению (8):

$$\theta_{1X}^{1} = \arccos\frac{420}{2 \cdot 250} = \arccos 0{,}84 = 32^{\circ}51'.$$

Принимая угол запаздывания второй планки, $\theta_{З} = 7^{\circ}9'$, определяем угол ее поворота до точки б по условию (9):

$$\theta_{2P}^{1} = 90^{\circ} - (32^{\circ}51' + 7^{\circ}9') = 50^{\circ}.$$

Принимаем масштабы построения синхрограммы: масштаб времени k_t = 0,02 с/мм, масштаб угловых перемещений k_θ = 2 град/мм, масштаб линейных перемещений $k_н$ = 0,01 м/мм.

Коэффициенты пропорциональности рабочих ходов планок, транспортера и холостых ходов планок определяем из выражений:

$$A_P = \frac{\theta_1 \cdot k_t}{k_\theta \cdot t_{1P}} = \frac{90 \cdot 0{,}02}{2 \cdot \frac{1}{3}} = 2{,}7;$$

$$B = \frac{H_P \cdot k_t}{k_H \cdot t_{3P}} = \frac{0{,}7 \cdot 0{,}02}{0{,}01 \cdot \frac{5}{3}} = 0{,}84;$$

$$A_X = \frac{\theta_1 \cdot k_t}{k_\theta \cdot t_{1X}} = \frac{90 \cdot 0{,}02}{2 \cdot \frac{1}{4}} = 3{,}6.$$

Время прихода планки 1 в положение а при холостом повороте и при отсчете времени от начала кинематического цикла согласно равенству (12):

$$t_{1X}^{1} = \frac{1}{3} + \left(\frac{1}{4} - \frac{32{,}85 \cdot 0{,}02}{2 \cdot 3{,}6} \right) = 0{,}492 \text{ с.}$$

Время, соответствующее приходу планки 2 в положение б при рабочем ходе, отсчитанное от начала ее движения по зависимости (13):

$$t_{2P}^{1} = \frac{50 \cdot 0{,}02}{2 \cdot 2{,}7} = 0{,}185 \text{ с.}$$

Новое фазовое время второго рабочего органа по выражению (14):

$$t_{21}^{1} = 0{,}492 - 0{,}185 = 0{,}307 \text{ с.}$$

Время до начала холостого поворота планки 2 определяем по выражению:

$$t_{21}^{1} + t_{2P} = 0{,}307 + 0{,}333 = 0{,}640 \text{ с.}$$

Планка 2 удаляется от угла коробки (отсчитываем по траектории его движения) по закону (16), а угол коробки движется по закону (15). Коробка догонит планку, когда $H = S_B$. Решая совместно уравнения (15) и (16), найдем время соприкосновения коробки с планкой $t_{B2} = 0{,}12$ с.

При этом $H = S_B = 32$ мм.

Принимая гарантированный зазор между планкой и коробкой равным 20 мм, найдем соответствующее время запаздывания:

$$t_{З} = \frac{H \cdot k_t}{k_H \cdot B} = \frac{0{,}02 \cdot 0{,}02}{0{,}01 \cdot 0{,}84} = 0{,}0476 \text{ с.}$$

Время от начала движения коробки до момента касания:

$$t_{B3} = \frac{0{,}032 \cdot 0{,}02}{0{,}01 \cdot 0{,}84} \text{ с.}$$

Новое частное фазовое время коробки (транспортера):

$$t_{32}^{1} = 0{,}333 + 0{,}12 + 0{,}0476 - 0{,}0761 = 0{,}425 \text{ с.}$$

Когда коробка переместится на расстояние 610 мм, равное сумме размера коробки и планки, планка 1 повернется на угол $\theta_{1P}^{1} = 6{,}85^{\circ}$. Это произойдет за время:

$$t_E = \frac{0{,}61 \cdot 0{,}02}{0{,}01 \cdot 0{,}84} = 1{,}451 \text{ с;} \qquad t_{1P}^{1} = \frac{6{,}85 \cdot 0{,}02}{2 \cdot 2{,}7} = 0{,}0254 \text{ с.}$$

Новое частное фазовое время:

$$t_{13}^{1} = 1{,}451 - 0{,}025 = 1{,}426 \text{ с.}$$

Кинематический цикл после совмещения:

$$T_K^1 = t_{21}^1 + t_{32}^1 + t_{13}^1 = 0{,}307 + 0{,}425 + 1{,}426 = 2{,}158 \text{ с}.$$

Экономия во времени будет:

$$\Delta T_K = T_K - T_K^1 = 2{,}833 - 2{,}158 \text{ с},$$

а в процентах к начальному циклу

$$\frac{\Delta T_K}{T_K} \cdot 100 = \frac{0{,}675}{2{,}833} \cdot 100 = 23{,}8 \text{ \%}.$$

Варианты для решения задач приведены в табл. 3. Графическую часть заданий выполнить на бумаге форматом А3 (ватман или миллиметровка). Исходные и расчетные данные оформить отдельными таблицами и поместить их на свободном поле чертежа.

Таблица 3

Исходные данные для выполнения совмещения движений рабочих органов устройства закрытия клапанов и перемещения коробки

№ варианта	Размеры, мм			Расстояние между осями поворота планок, мм	Ход транспортера, мм	Время, с					Закон движения рабочих органов
	коробки	клапана	планки			$t_{1Р}$	$t_{1Х}$	$t_{2Р}$	$t_{2Х}$	$t_{3Р}$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	300х300	170	200	380	600	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	А
2	300х300	170	200	340	550	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	А
3	280х280	160	200	340	550	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	А
4	280х280	160	200	340	500	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	А
5	280х280	160	200	320	550	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	А
6	280х280	160	200	320	500	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	А
7	280х280	160	190	320	550	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	П
8	280х280	160	190	320	500	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	П

Окончание таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
9	320x320	180	220	380	630	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	П
10	320x320	180	220	380	580	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	П
11	320x320	180	210	360	630	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	П
12	320x320	180	210	360	580	1/3	1/4	1/3	1/4	7/5	П
13	320x320	180	205	360	630	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	К
14	320x320	180	205	360	580	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	К
15	300x300	170	220	360	600	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	К
16	300x300	170	220	360	550	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	К
17	300x300	170	210	360	600	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	К
18	300x300	170	210	360	550	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	К
19	300x300	170	200	350	600	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	С
20	300x300	170	200	350	550	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	С
21	360x360	205	230	350	720	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	С
22	360x360	205	230	425	730	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	С
23	360x360	205	230	430	700	2/5	2/7	2/5	2/7	9/7	С

3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ ОБЪЕМНОГО ДОЗИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ

3.1. Общие положения

В пищевых производствах большое значение имеет процесс дозирования отдельных компонентов сырья, промежуточных продуктов и вспомогательных материалов, который должен обеспечить заданную рецептуру, а также правильную и точную фасовку готовых продуктов, поступающих к потребителю. Дозаторы могут быть непрерывного и периодического действия. Последние применяются при фасовочных операциях. По принципу дозирования все дозирующие устройства делятся на объемные и весовые. По способу регулирования выпускают дозаторы с изменением площади поперечного сечения и с изменением скорости поступающего продукта.

Существуют следующие конструкции объемных дозаторов непрерывного действия для сыпучих продуктов: ленточные, шнековые, барабанные, тарельчатые и вибрационные. Они используются и в качестве механизмов для подачи продуктов в машины для получения смесей.

Наиболее часто применяют барабанные (цилиндрические) и тарельчатые объемные дозаторы.

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

Производительность барабанного дозатора Q (кг/ч) определяется по формуле:

$$Q = 60 \cdot F \cdot l \cdot z \cdot n_б \cdot \rho \cdot k\,, \qquad (19)$$

где z – количество канавок в барабане;

F– площадь поперечного сечения канавки, м^2;

l – длина канавки барабана, м;

$n_б$ – частота вращения барабана, мин$^{-1}$;

ρ – объемная масса продукта, кг/м^3;

k – коэффициент заполнения (k = 0,8 … 0,9).

Частоту $n_б$ вращения барабана определяем по формуле:

$$n_б = \frac{\alpha}{360} \cdot n_B\,, \qquad (20)$$

где α – угол поворота барабана за один оборот приводного вала, град;

n_B – частота вращения приводного вала, мин$^{-1}$.

Профиль сечения канавки выбираем в зависимости от параметров дозируемого продукта. Площадь поперечного сечения канавки можно определить математическим способом или графоаналитическим способом (прочертив на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 профиль сечения и затем посчитать площадь сечения канавки).

Форму расходного бункера выбираем в зависимости от вида продукта, а объем бункера – в зависимости от назначения и времени непрерывной работы дозатора.

Мощность для привода барабана дозатора $N_б$ (кВт) определяем по формуле:

$$N_б = 0{,}0005 \cdot p \cdot F_1 \cdot D \cdot n_б \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot tg\varphi\,, \qquad (21)$$

где p – удельное давление продукта на поверхность барабана, кгс/м^2;

F_1– площадь горизонтального сечения горловины бункера над барабаном (площадь опорной поверхности столба продукта), м^2;

D – диаметр барабана, м;

k_1 – коэффициент, учитывающий сопротивление продукта дроблению ($k_1 = 1{,}2…2{,}0$);

k_2 – коэффициент, учитывающий потери на трение рабочих органов дозатора ($k_2 = 1{,}1… 1{,}2$);

φ – угол естественного откоса продукта при движении, град.

Мощность для привода ворошителя $N_В$ (кВт) определяем по формуле:

$$N_B = z \cdot \frac{k_2 \cdot \omega^3 \cdot h}{408} \cdot \left(R_1^4 - r_1^4\right), \quad (22)$$

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

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

R_1 – наружный радиус вращения лопастей, м;

r_1 – внутренний радиус вращения лопастей, м.

Общая мощность на валу барабанного дозатора $N_д$ (кВт) определяется по формуле:

$$N_д = N_б + N_B . \quad (23)$$

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

$$i = \frac{n}{n_{вор}} , \quad (24)$$

где n – частота вращения выходного вала привода, $мин^{-1}$;

$n_{вор}$ – частота вращения ворошителя, $мин^{-1}$, принимаем ее $n_{вор} = n_б/2$.

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

$$i = i_1 \cdot ... \cdot i_n . \quad (25)$$

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

$$\eta = \eta_1 \cdot ... \cdot \eta_n . \quad (26)$$

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

$$N_{пр} = \frac{N_д}{\eta_{пр}} . \quad (27)$$

Крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) определяется по формуле:

$$M_{кр} = \frac{N_{пр} \cdot 30 \cdot 1000}{\pi \cdot n} , \quad (28)$$

где $N_{пр}$ – мощность на рассчитываемом валу, Вт;

n – скорость вращения вала, на котором рассчитывается крутящий момент.

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

Производительность тарельчатого дозатора Q (т/ч) определяется по формуле:

$$Q = 60 \cdot \frac{\pi \cdot h^2 \cdot n}{tg\varphi} \cdot \left(R + \frac{h}{3 \cdot tg\varphi} \right), \quad (29)$$

где h – высота подъема манжеты над тарелкой (диском), м;

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

R – радиус манжеты, м;

φ – угол естественного откоса продукта в движении.

Частоту вращения тарелки n (мин $^{-1}$) определяем по формуле:

$$n \le 30 \cdot \sqrt{\frac{f}{R + \frac{h}{tg\varphi}}}. \quad (30)$$

Принимаем частоту вращения тарелки меньше расчетной.

Наибольший радиус вращения частицы R_1 (м) определяем по формуле:

$$R_1 = R + \frac{h}{tg\varphi}. \quad (31)$$

Максимальный радиус тарелки R_2 (м) определяем по формуле:

$$R_2 = R_1 + \Delta, \quad (32)$$

где Δ - конструктивный запас, м.

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

$$R_O = R + \frac{h}{3 \cdot tg\varphi}. \quad (33)$$

Мощность для привода тарельчатого дозатора N (кВт) определяем по формуле:

$$N = N_1 \cdot (1 + f_2 \cdot \cos\beta) \cdot k, \quad (34)$$

где β – угол установки скребка относительно плоскости сечения кольца материала, град;

f_2 – коэффициент трения материала о скребок;

k – коэффициент, учитывающий другие вредные сопротивления (k = 1.5…2.0);

N_1 – мощность, потребная для преодоления сопротивления от трения материала о тарелку, (кВт), определяем по формуле:

$$N_1 = \frac{P \cdot V_o}{102}, \quad (35)$$

где P – сила трения, возникающая при движении материала по тарелке, Н;

V_o – скорость движения материала, сбрасываемого с тарелки, м/с.

Сила трения P, возникающая при движении материала по тарелке, определяется по формуле:

$$P = F_o \cdot L \cdot \rho \cdot g \cdot f, \quad (36)$$

где L – путь перемещения материала, м;

ρ – объемная масса материала, кг/м^3;

f – коэффициент трения материала о тарелку;

F_o – площадь поперечного сечения кольца сбрасываемого продукта (м^2), определяется по формуле:

$$F_o = \frac{h^2}{2 \cdot tg\varphi}. \quad (37)$$

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

$$V_o = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_o \cdot n}{60}. \quad (38)$$

Разработка кинематической схемы тарельчатого дозатора, выбор и расчет элементов конструкции привода производятся по методике, используемой для расчета барабанного дозатора.

3.2. Задание и его выполнение

3.2.1. Расчет объемного дозатора барабанного типа

Рассчитать барабанный дозатор макаронного пресса для дозирования муки.

Производительность – регулируемая от 0 до 300 кг/ч, мука хлебопекарная, высший сорт. Емкость мучного бункера – 30 кг.

Определить геометрические и кинематические параметры дозатора.

Структурно-механические свойства муки определяем по таблице (Приложение 2).

При влажности муки W=13…14% объемная масса хлебопекарной муки составляет ρ = 550 кг/м^3; угол естественного откоса равен $\varphi_o = 47^o$.

Выбираем схему барабанного дозатора, которая представлена на рис.10.

Дозатор состоит из приемного мучного бункера и собственно дозатора. Мучной бункер имеет ворошитель, для разрушения образующихся сводов. Рабочим органом дозатора является барабан с канавками. Для очистки поверхности барабана служит щетка. Для регулирования частоты вращения барабана, а соответственно, и

производительности используем кулачково-храповой регулятор оборотов вала барабана.

Исходя из литературных данных и физико-механических свойств муки, максимальная частота вращения вала барабана дозатора должна быть $n_б < 45 мин^{-1}$.

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

Диаметр барабана – $D_б = 0,075$ м.

Длина канавок барабана – $l = 0,1$ м.

Число канавок – $z = 8$.

Радиус проточки канавки барабана – $r = 0,0135$ м.

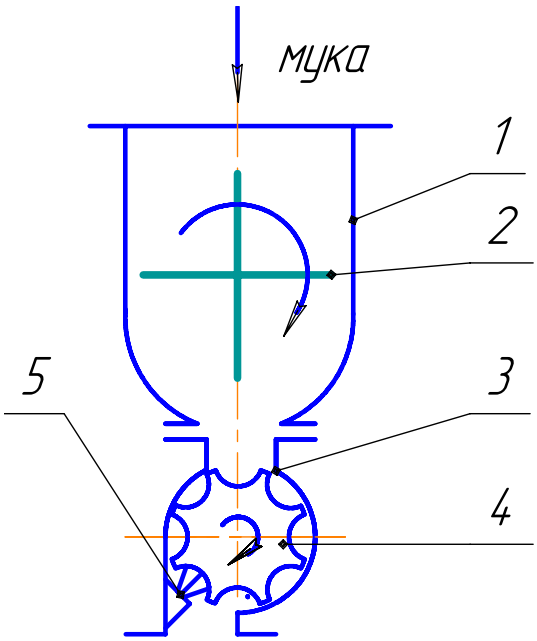


Рис.10. Схема барабанного дозатора:
1 – мучной бункер; 2 – ворошитель; 3 – корпус дозатора; 4 – барабан; 5 – щетка

Рассчитаем площадь поперечного сечения канавки барабана, профиль сечения канавки выбираем в зависимости от параметров хлебопекарной муки в виде сегмента, сечение барабана показано на рис.11.

Площадь поперечного сечения канавки определяем математическим способом, она равна сумме площадей сегментов с радиусами r и R = D/2.

Определяем размеры стрелок h_1 и h_2, зная, что длина хорды у этих сегментов одинакова. Длина [4] хорды определяется по формуле:

$$c = 2 \cdot \sqrt{h \cdot (2 \cdot r - h)}, \qquad (39)$$

где r =13,5 мм; R = 37,5 мм; $h_2 = r - h_1 = (13,5 - h_1)$.

Подставляем значения радиусов и стрелок в формулу (39) и проводим преобразования:

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

$$h_1\cdot(2\cdot 13{,}5-h_1)=(13{,}5-h_1)\cdot(2\cdot 37{,}5-13{,}5+h_1);$$

$$h_1=10{,}896\ \text{мм}.$$

Отсюда:

$$h_2=(13{,}5-h_1)=13{,}5-10{,}896=2{,}604\ \text{мм}.$$

Длину хорды определяем по формуле (39):

$$c=2\cdot\sqrt{10{,}896\cdot(2\cdot 13{,}5-10{,}896)}=26{,}49\ \text{мм}.$$

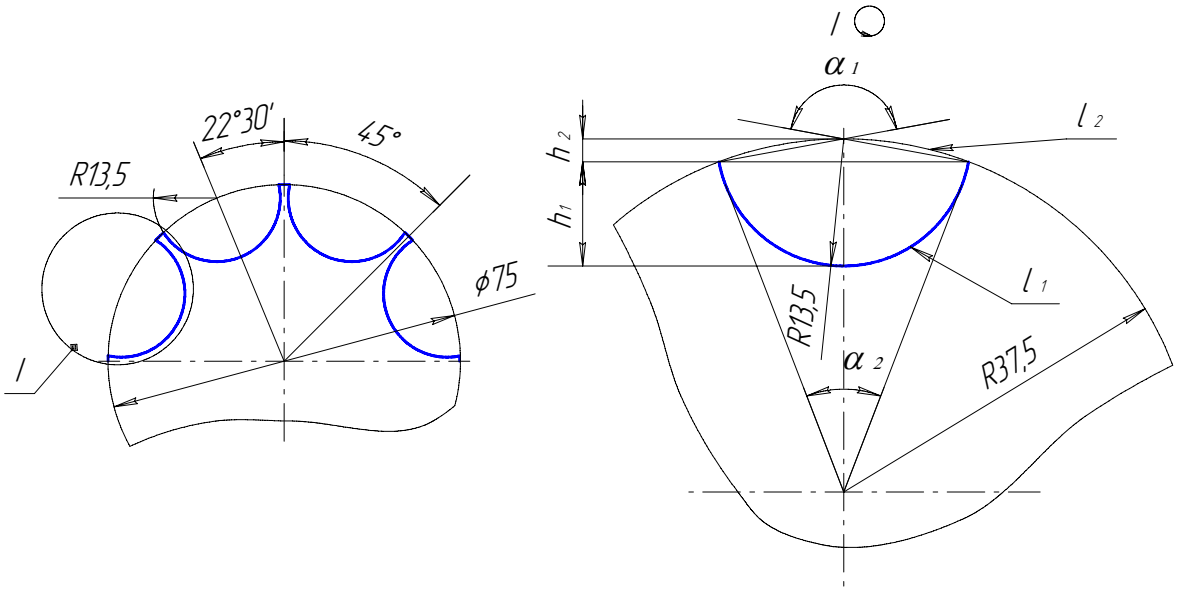


Рис.11. Схема поперечного сечения барабана

Величину центрального угла определяем из формулы:

$$c=2\cdot r\cdot\sin(\alpha/2)\ , \qquad (40)$$

$$\arcsin(\alpha_1/2)=\frac{c}{2\cdot r}=26{,}49/(2\cdot 13{,}5)=0{,}9812\,.$$

Отсюда:

$$\frac{\alpha_1}{2}=78{,}88^o \quad \text{или} \quad \alpha_1=157{,}76^o\,;$$

$$\arcsin(\alpha_2/2)=\frac{c}{2\cdot R}=26{,}49/(2\cdot 37{,}5)=0{,}3784\,.$$

Отсюда:

$$\frac{\alpha_2}{2}=22{,}24^o \quad \text{или} \quad \alpha_2=44{,}47^o\,.$$

Длину дуги соответствующих сегментов определяем по формуле:

$$l=0{,}01745\cdot r\cdot\alpha\,. \qquad (41)$$

$$l_1 = 0{,}01745 \cdot r \cdot \alpha_1 = 0{,}01745 \cdot 13{,}5 \cdot 157{,}76 = 37{,}16 \text{ мм.}$$

$$l_2 = 0{,}01745 \cdot R \cdot \alpha_2 = 0{,}0174 \cdot 37{,}5 \cdot 44{,}47 = 29{,}1 \text{ мм.}$$

Площадь отдельных сегментов определяем по формуле:

$$F = 0{,}5 \cdot \left[r \cdot l - c \cdot (r - h)\right]. \quad (42)$$

Площадь поперечного сечения канавки определяем по формуле:

$$F_C = F_1 + F_2. \quad (43)$$

Подставим в формулу (43) значения площадей отдельных сегментов:

$$F_C = 0{,}5 \cdot \left[r \cdot l_1 - c(r - h_1)\right] + 0{,}5 \cdot \left[R \cdot l_2 - c(R - h_2)\right] = \frac{1}{2} \cdot [13{,}5 \cdot 37{,}16 - 24{,}49 \cdot (13{,}5 -$$

$$-10{,}896)] + \frac{1}{2} \cdot \left[37{,}5 \cdot 29{,}1 - 24{,}49 \cdot (37{,}5 - 2{,}604)\right] = 337{,}268 \quad \text{мм}^2$$

Отсюда площадь поперечного сечения канавки равна: $F_c = 3{,}37 \cdot 10^{-4}$ м^2.

Определяем частоту вращения вала барабана $n_б$ (мин$^{-1}$) из формулы (20), зная все необходимые параметры и задаваясь коэффициентом заполнения канавок (k = 0,8).

$$n_б = \frac{300}{60 \cdot 3{,}37 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}1 \cdot 8 \cdot 550} = 42{,}16 \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем частоту вращения вала барабана: $n_б = 43$ мин$^{-1}$.

Предлагаемый кулачково-храповой механизм при повороте приводного вала на 360^o позволяет изменять угол поворота барабана. Таким образом, барабан совершает неполный оборот и соответственно при этом уменьшается производительность дозатора по муке (уменьшение угла поворота барабана на один градус уменьшает производительность на 0,833 кг/ч), то есть имеется возможность регулировать подачу муки на замес теста.

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

Диаметр ротора D_p =390 мм; длина лопастей $L_Л$ = 240 мм; число лопастей z =8 шт.; ширина лопасти b =8 мм.

Форму нижней части бункера выбираем по форме ворошителя, вид и размеры представлены на рис.12. Длина выпускного отверстия равна длине барабана, а ширина равна радиусу барабана.

Объем бункера V состоит из объемов нижней V_1 и верхней V_2 частей бункера.

То есть $V = V_1 + V_2$ и составляет:

$$V = \frac{Q_M}{\rho \cdot \psi} = \frac{30}{550 \cdot 0{,}8} = 0{,}0682 \text{ м}^3,$$

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

Объем нижней части бункера V_1 равен:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_p \cdot L_Л}{8} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}39 \cdot 0{,}24}{8} = 0{,}0143 \text{ м}^3.$$

Объем верхней части бункера V_2 равен:

$$V_2 = V - V_1 = 0{,}0682 - 0{,}0143 = 0{,}0539 \text{ м}^3.$$

Тогда высота прямоугольной части бункера равна:

$$h_3 = \frac{V_2}{D \cdot L_Л} = \frac{0{,}0539}{0{,}39 \cdot 0{,}24} = 0{,}576 \text{ м}.$$

Принимаем h_3 =0,580 м = 580 мм.

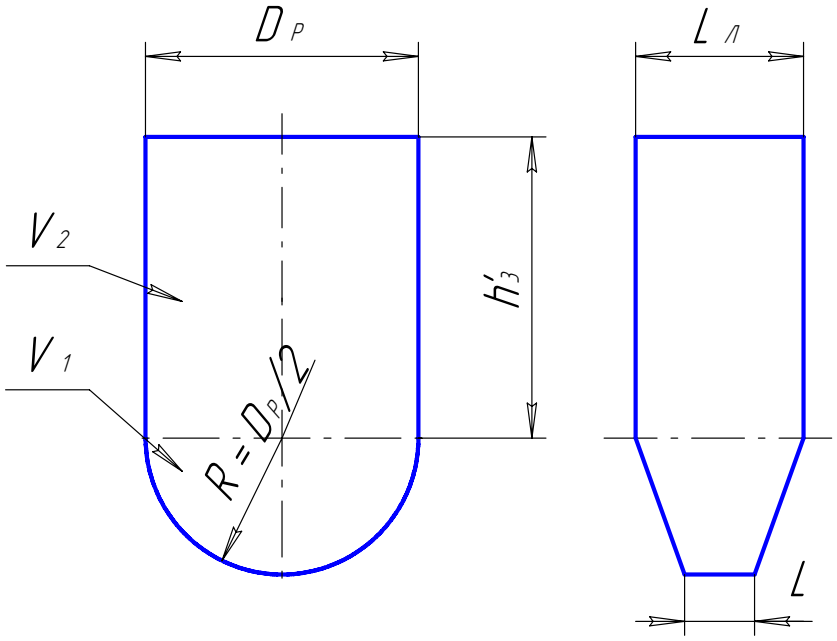


Рис.12. Внешний вид мучного бункера

Частоту вращения ворошителя принимаем:

$$n_{ВОР} = \frac{n_б}{2} = \frac{43}{2} = 21{,}5 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность для привода дозатора по формуле (23).

Определим силу для преодоления сопротивления внутреннего трения, считая, что она равна:

$$P = p \cdot F_1 \cdot tg\varphi_o = V \cdot \rho \cdot tg\varphi_o = 0{,}05454 \cdot 550 \cdot tg47^o = 32{,}17 \text{ кгс}.$$

Мощность для привода барабана дозатора $N_б$ (кВт) определяем по формуле (21), зная все необходимые параметры, а также принимаем k_1 порошкообразных продуктов (k_1 = 1,0) и k_2 =1,25.

$$N_б = 0{,}0005 \cdot 32{,}17 \cdot 0{,}075 \cdot 43 \cdot 1 \cdot 1{,}25 = 0{,}065 \text{ кВт}.$$

Мощность для привода ворошителя $N_В$ (кВт) определяем по формуле (22), принимая, что: число лопастей z = 8 шт.; коэффициент сопротивления для муки k_2 = 5000; высота лопасти h = $L_Л$ =0,24 м; угловая скорость ворошителя $\omega = \pi \cdot n_{ВОР} / 30 = 3{,}14 \cdot 21{,}5 / 30 = 2{,}25$ $с^{-1}$; наружный радиус вращения лопастей $R_1 = D_р/2 = 0{,}39/2 = 0{,}195$ м; внутренний радиус вращения лопастей $r_1 = R_1 – b = 0{,}195 – 0{,}008 = 0{,}187$ м.

$$N_В = 8 \cdot \frac{5000 \cdot 2{,}25^3 \cdot 0{,}24}{408} \cdot \left(0{,}195^4 – 0{,}187^4\right) = 0{,}06 \text{ кВт.}$$

Общая мощность на валу барабанного дозатора $N_д$ (кВт) определяется по формуле (23):

$$N_д = 0{,}065 + 0{,}06 = 0{,}125 \text{ кВт.}$$

Для обеспечения вращения барабана дозатора и ворошителя с соответствующей частотой $n_б$ = 43 $мин^{-1}$ и $n_{вор}$ =21,5 $мин^{-1}$ разработаем кинематическую схему привода барабанного дозатора. Кинематическая схема представлена на рис.13.

В качестве привода применяем мотор-редуктор типа МПз2 с номинальной частотой вращения выходного вала n =22,4 $мин^{-1}$.

Крутящий момент от мотор-редуктора через цепную передачу передается на приводной вал дозатора, а с этого вала также через цепную передачу на вал ворошителя.

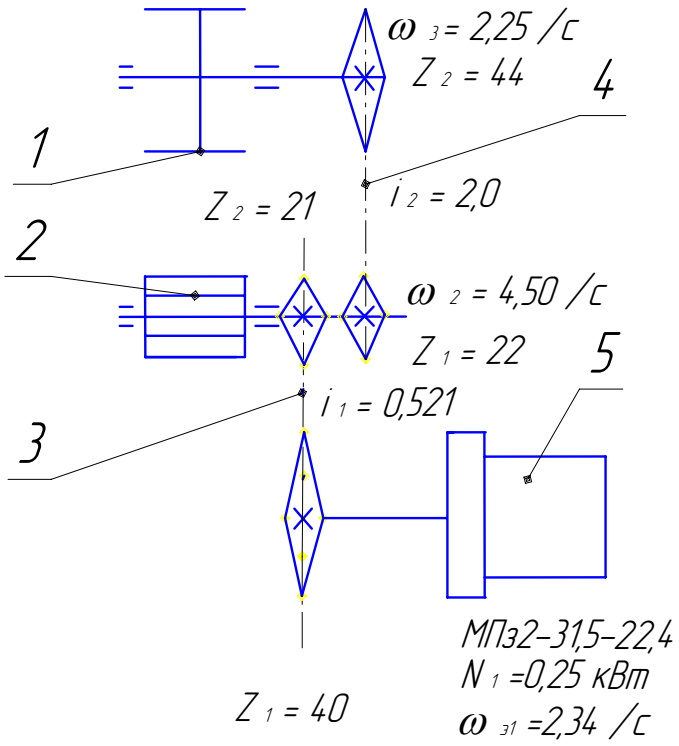


Рис.13. Кинематическая схема барабанного дозатора:
1 – ворошитель; 2 – вал барабана; 3 – первая цепная передача;
4 – вторая цепная передача; 5 – мотор - редуктор

Общее передаточное число i в нашем случае состоит из произведения передаточного числа первой цепной передачи i_1 и передаточного числа второй цепной передачи i_2 и представлено измененной для нашего случая формулой (25):

$$i = i_{1.} \cdot i_2 .$$

Тогда общее передаточное число привода i определяем по формуле (24):

$$i = \frac{22,4}{21,5} = 1,042 .$$

Передаточное число второй цепной передачи, согласно технологическим расчетам, равно $i_2 = 2$, тогда передаточное число первой цепной передачи равно:

$$i_1 = \frac{i}{i_2} = \frac{1,042}{2} = 0,521 .$$

Цепные передачи рассчитываются по стандартной методике, представленной в курсе «Детали машин».

Общий коэффициент полезного действия можно определить по формуле (26):

$$\eta = \eta_{.1} \cdot \eta_{2.} = 0,95 \cdot 0,95 = 0,9025 ,$$

где $\eta_1 = \eta_2$ – КПД цепной передачи; $\eta_1 = \eta_2 = 0,95$.

Установленную мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяем по формуле (27):

$$N_{пр} = \frac{0,125}{0,9025} = 0,139 \text{ кВт.}$$

Определяем крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) на выходном валу мотор-редуктора по формуле (28):

$$M_{кр} = \frac{30 \cdot N_{пр}}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 0,139 \cdot 1000}{3,14 \cdot 22,4} = 59,26 \text{ Н·м,}$$

где $N_{пр}$ – мощность на тихоходном валу редуктора, Вт;

n – скорость вращения выходного вала привода.

Выбираем для привода барабанного дозатора по справочнику [8] мотор-редуктор МПз2-31,5-22,4 ЦТ2 ГОСТ 21356-75, электродвигатель 4АХ71В8Р3 с мощностью $N_{э.д} = 0,25$ кВт, частотой вращения $n_{э.д} = 690$ мин$^{-1}$, допускаемый крутящий момент на выходном валу $M_{кр} = 106$ Н·м.

Как видно из расчетов, выбранный мотор-редуктор удовлетворяет поставленным условиям.

Варианты аналогичных заданий приведены в табл. 4.

Таблица 4

Исходные данные для расчета барабанного дозатора

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

3.2.2. Расчет тарельчатого дозатора

Рассчитать тарельчатый дозатор для дозирования хлебопекарной муки в/с.

Производительность – регулируемая от 100 до 400 кг/ч, емкость мучного бункера – 50 кг.

Определить геометрические и кинематические параметры дозатора.

Структурно-механические свойства муки определяем по таблице (Приложение 2).

При влажности муки W=13…14% объемная масса хлебопекарной муки составляет $\rho = 550$ кг/м^3; угол естественного откоса равен: в покое $\varphi_o = 55^o$ и в движении $\varphi_1 = 0{,}35 \cdot \varphi_o = 0{,}35 \cdot 55 = 19{,}25^o$, коэффициент трения муки по стали в покое $f_1 = 0{,}7$ и в движении $f_2 = 0{,}4$.

Выбираем схему тарельчатого дозатора, которая представлена на рис.14.

Производительность дозатора можно регулировать изменением частоты вращения тарелки, либо изменением h высоты подъема манжеты над тарелкой, при помощи винтового механизма.

В нашем случае применяем второй способ регулирования производительности тарельчатого дозатора.

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

h =20 мм = 0,02 м и R = 85 мм =0,085 м.

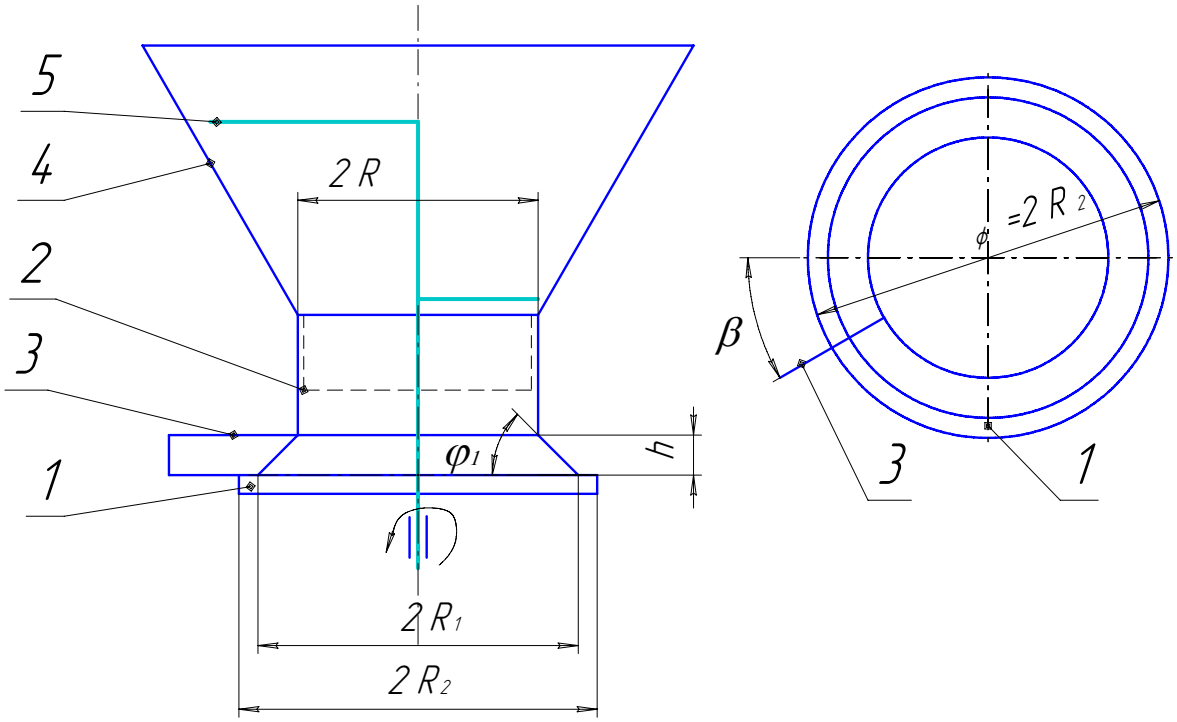


Рис.14. Схема тарельчатого дозатора:
1 - тарелка; 2 - манжета; 3 - скребок; 4 - бункер; 5 – ворошитель;
R – радиус манжеты; R_1 – наибольший радиус вращения частицы;
R_2– наибольший радиус тарелки; h– высота подъема манжеты над тарелкой

Из формулы производительности (29) определяем рабочую n_p (мин $^{-1}$) частоту вращения тарелки, зная остальные параметры:

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

$$= \frac{400 \cdot \text{tg}19{,}25}{1000 \cdot 60 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}02^2 \cdot \left(0{,}085 + \dfrac{0{,}02}{3 \cdot \text{tg}19{,}25}\right)} = 17{,}84 \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем n_p =18 мин $^{-1}$.

Максимальную частоту вращения тарелки n (мин$^{-1}$) определяем по формуле (30) и сравниваем с рабочей частотой вращения. Рабочая частота вращения тарелки должна быть меньше максимальной:

$$n \le 30 \cdot \sqrt{\frac{0{,}7}{0{,}085 + \dfrac{0{,}02}{tg19{,}25}}} = 66{,}5 \text{ мин}^{-1}.$$

$n_p = 18 <$ n =66,5 , следовательно, условие выполняется.

Наибольший радиус вращения частицы R_1 (м) определяем по формуле (31):

$$R_1 = 85 + \frac{20}{tg19{,}25} = 142{,}27 \text{ мм} = 0{,}14227 \text{ м}.$$

Максимальный радиус тарелки R_2 (м) определяем по формуле (32), принимая конструктивный запас Δ = 7,73 мм.

Тогда:

$$R_2 = 142{,}27 + 7{,}73 = 150 \text{ мм} = 0{,}150 \text{ м}.$$

Расстояние между центром тяжести радиального сечения кольца и осью вращения, при максимальной производительности, определяем по формуле (33):

$$R_O = 85 + \frac{20}{3 \cdot tg19{,}25} = 104 \text{ мм} = 0{,}104 \text{ м}.$$

Площадь поперечного сечения кольца сбрасываемого продукта F_o (м^2) при максимальной производительности дозатора определяется по формуле (37):

$$F_o = \frac{20^2}{2 \cdot tg19{,}25} = 572{,}71 \text{ мм} = 5{,}73 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Скорость движения материала, сбрасываемого с тарелки V_o (м/с), определяем по формуле (38):

$$V_o = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0{,}104 \cdot 18}{60} = 0{,}196 \text{ м/с}.$$

Форму бункера выбираем в виде перевернутого усеченного конуса с углом наклона образующей, для лучшего ссыпания $\alpha > \varphi_o$, то есть больше угла естественного откоса, принимаем $\alpha = 60^o$, вид и размеры представлены на рис.15.

Объем бункера V (м^3) определяем из выражения:

$$V = \frac{Q_M}{\rho \cdot \psi} = \frac{50}{550 \cdot 0{,}8} = 0{,}1136 \text{ м}^3,$$

где ψ - коэффициент заполнения бункера мукой, принимаем ψ =0,8.

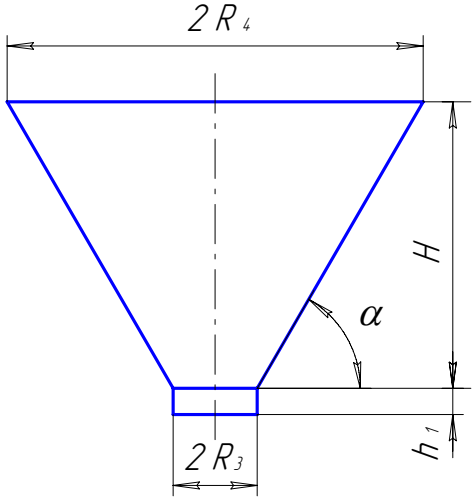


Рис.15. Внешний вид мучного бункера

Геометрические размеры бункера определяем по формуле:

$$V = \left(R_4^2 + R_3^2 + R_4 \cdot R_3\right) \cdot \frac{\pi \cdot H}{3}, \qquad (44)$$

где R_4 – радиус верхнего основания усеченного конуса, м;

R_3 – радиус нижнего основания усеченного конуса, м;

H – высота усеченного конуса, м; можно представить как $H=tg\alpha \cdot (R_4 - R_3)$.

Отсюда:

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

Радиус нижнего основания усеченного конуса R_3 выбираем меньше радиуса манжеты R, чтобы манжета могла свободно перемещаться по цилиндру нижнего основания усеченного конуса, принимаем: R_3 =80 мм = 0,08 м. Подставляем известные значения в формулу (44) и решаем данное уравнение относительно R_4:

$$V = \left(R_4^2 + 0{,}08^2 + R_4 \cdot 0{,}08\right) \cdot \frac{3{,}14 \cdot \left(R_4 - 0{,}08\right) \cdot tg60}{3};$$

$$0{,}1136 = \left(R_4^2 + 0{,}0064 + R_4 \cdot 0{,}08\right) * \left(1{,}81 \cdot R_4 - 0{,}145\right);$$

$$0{,}1136 - 0{,}0009 = 1{,}81 \cdot R_4^2;$$

$$R_4 = \sqrt[3]{\frac{0{,}1127}{1{,}81}} = 0{,}396 \text{ м}.$$

Тогда высота усеченного конуса равна:

$$H = tg60 \cdot (0{,}396 - 0{,}08) = 0{,}547 \text{ м}.$$

Определим путь перемещения материала по тарелке L (м) из треугольника ABC, принимаем конструктивно угол установки скребка $\beta = 30^{o}$.

Схема перемещения материала по тарелке представлена на рис.16.

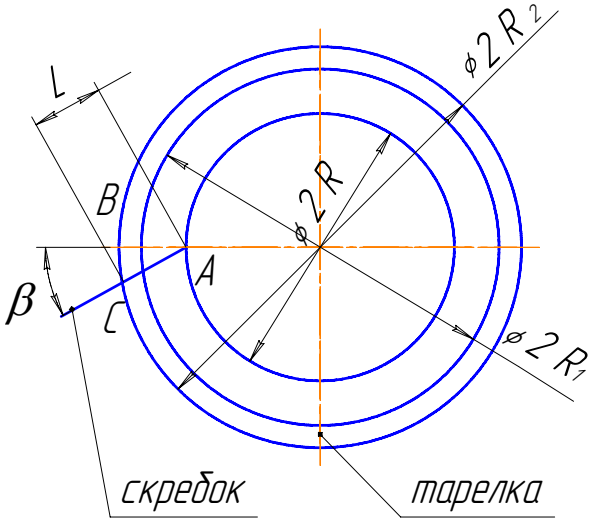


Рис.16. Схема перемещения материала по тарелке:
L – путь перемещения материала; β - угол установки скребка относительно плоскости сечения кольца материала

Из треугольника ABC определим путь перемещения материала по тарелке L:

$$L \approx AC = AB \cdot \cos\beta = (R_2 - R) \cdot \cos\beta = (0{,}15 - 0{,}085) \cdot \cos 30 = 0{,}0563 \text{ м.}$$

Силу трения P, возникающую при движении материала по тарелке, определяем по формуле (36), при следующих данных: путь перемещения материала L =0,0563 м; коэффициент трения материала о тарелку f = 0,7; объемная масса материала ρ = 550 кг/м^3.

$$P = 5{,}73 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}0563 \cdot 550 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}7 = 0{,}122 \text{ кгс.}$$

Мощность потребную для преодоления сопротивления от трения материала о тарелку N_1 (кВт), определяем по формуле (35), используя ранее рассчитанные параметры P и V_o:

$$N_1 = \frac{0{,}122 \cdot 0{,}196}{102} = 2{,}34 \cdot 10^{-4} \text{ кВт.}$$

Мощность для привода тарельчатого дозатора N (кВт) определяем по формуле (34), зная мощность N_1, угол установки скребка β и принимая коэффициент трения материала о скребок f_2 = 0,65, коэффициент, учитывающий другие вредные сопротивления k = 2,0.

$$N = 2{,}34 \cdot 10^{-4} \cdot (1 + 0{,}65 \cdot \cos 30) \cdot 2{,}0 = 7{,}02 \cdot 10^{-4} = 0{,}007 \text{ кВт.}$$

Мощность для привода ворошителя $N_В$ (кВт) определяем по формуле (22), принимая, что: так как практически лопасти трапецеидальные, то для удобства расчета заменяем их плоскими лопастями, число условных лопастей z = 2 шт.; коэффициент сопротивления для муки $k_2 = 5000$; высота лопасти $h_1 = 0,04$ м; угловая скорость ворошителя $\omega = \pi \cdot n_P / 30 = 3,14 \cdot 18 / 30 = 1,88$ $с^{-1}$; наружный радиус вращения лопастей $R_5 = 0,25$ м; внутренний радиус вращения лопастей равен половине диаметра вала, на котором жестко крепятся тарелка и ворошитель, принимаем $r_1 = 0,02$ м.

$$N_В = 2 \cdot \frac{5000 \cdot 1,88^3 \cdot 0,04}{408} * \left(0,25^4 - 0,02^4\right) = 0,0254 \text{ кВт}.$$

Общая мощность на валу тарельчатого дозатора $N_д$ (кВт) определяется по формуле (23).

$$N_д = 0,007 + 0,0255 = 0,0324 \text{ кВт}.$$

Для обеспечения вращения тарелки дозатора и ворошителя с соответствующей частотой $n_р = n_{вор} = 18$ $мин^{-1}$ разработаем кинематическую схему привода тарельчатого дозатора. Кинематическая схема представлена на рис.17.

В качестве привода применяем электродвигатель с частотой вращения n =1500 $мин^{-1}$, ременную передачу и редуктор.

Крутящий момент от электродвигателя через ременную передачу передается на быстроходный вал редуктора, а с тихоходного вала редуктора через муфту передается на вал, где жестко закреплены тарелка и ворошитель.

Общее передаточное число i в нашем случае состоит из произведения передаточного числа ременной передачи i_1 и передаточного числа редуктора i_2 и представлено измененной для нашего случая формулой (25):

$$i = i_{1.} \cdot i_2 .$$

Тогда общее передаточное число привода i определяем по формуле (24):

$$i = \frac{1500}{18} = 82,2 .$$

Передаточное число редуктора по нормальному ряду принимаем $i_2 = 31,5$, тогда передаточное число ременной передачи равно:

$$i_1 = \frac{i}{i_2} = \frac{82,2}{31,5} = 2,61 .$$

Ременная передача рассчитывается по стандартной методике, представленной в курсе «Детали машин».

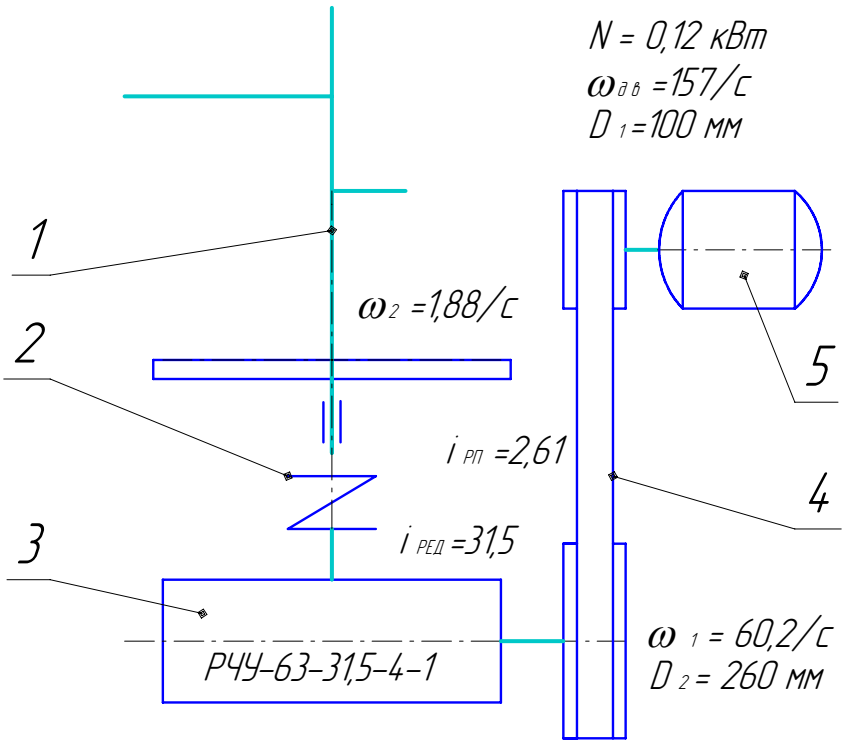


Рис.17. Кинематическая схема тарельчатого дозатора:
1 - вал ворошителя и тарелки; 2 - муфта; 3 - редуктор;
4 - ременная передача; 5 - электродвигатель

Общий коэффициент полезного действия можно определить по формуле (26):

$$\eta = \eta_{.1} \cdot \eta_{2.} = 0{,}95 \cdot 0{,}6 = 0{,}57\,,$$

где η_1 – КПД ременной передачи; $\eta_1 = 0{,}95$;

η_2 – КПД червячного редуктора; $\eta_2 = 0{,}6$.

Установленную мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяем по формуле (27):

$$N_{пр} = \frac{0{,}0324}{0{,}57} = 0{,}057 \text{ кВт.}$$

Выбираем для привода тарельчатого дозатора по справочнику [8] электродвигатель 4АА56А4У3 ГОСТ 19523-74 с мощностью $N_{э.д}$ =0,12 кВт, частотой вращения $n_{э.д} = 1500$ мин$^{-1}$.

Определяем крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) на выходном валу редуктора по формуле (28):

$$M_{кр} = \frac{30 \cdot N_{ЭД} \cdot \eta}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 0{,}12 \cdot 1000}{3{,}14 \cdot 18} = 63{,}66 \text{ Н·м},$$

где $N_{пр}$ – мощность на тихоходном валу редуктора, Вт;

n – скорость вращения выходного вала.

По справочнику [10] выбираем универсальный червячный редуктор РЧУ-63-31,5-4-1 ГОСТ 13563-68, крутящий момент на выходном валу редуктора $M_{кр}$=100 Н·м.

Как видно из расчетов, выбранный редуктор удовлетворяет поставленным условиям.

Варианты аналогичных заданий приведены в табл. 5.

Таблица 5

Исходные данные для расчета тарельчатого дозатора

Вид продукта	Производительность, кг/ч	Насыпная плотность, кг/м^3	Угол естественного откоса, град.	Коэффициент трения	Емкость бункера, кг
Мука хлебопекарная, в/с	450	550	46…55	0,7	45
Мука хлебопекарная, в/с	350	550	46…55	0,7	35
Мука хлебопекарная, в/с	150	550	46…55	0,7	30
Мука мясокостная	600	675	37…40	0,65	70
Мука мясокостная	500	675	37…40	0,65	50
Мука мясокостная	400	675	37…40	0,65	45
Кормовой мел	180	950	40…50	0,9	30
Кормовой мел	230	950	40…50	0,9	40
Кормовой мел	380	950	40…50	0,9	35
Отруби	750	300	70…75	0,8	80
Отруби	650	300	70…75	0,8	65
Отруби	550	300	70…75	0,8	60
Поваренная соль	400	1400	40…50	0,52	40
Поваренная соль	600	1400	40…50	0,52	55
Поваренная соль	800	1400	40…50	0,52	85

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ

4.1. Общие положения

Машины для перемешивания предназначены для получения однородных пищевых смесей, состоящих из двух или более компонентов. На зерноперерабатывающих предприятиях к числу важнейших обогатительных процессов относится смешивание зернопродуктов с различными физико-механическими и химико-биологическими свойствами. Например, в зерноочистительных отделениях мельниц, при раздельной подготовке зерна, в расфасовочно-упаковочных отделениях, при формировании сортов муки.

Смесители для сыпучих пищевых продуктов дают либо непосредственно готовую продукцию, либо полуфабрикат, используемый в другом технологическом процессе. Они подразделяются на вращающиеся и транспортирующие.

К *вращающимся смесителям* относятся барабанные и конические смесители различных типов, смесители с вращающимися кубами. К *транспортирующим смесителям* для сыпучих продуктов относятся ленточные, лопастные и шнековые смесители.

Процесс смешивания следует рассматривать как процесс создания равномерного распределения частиц отдельных компонентов во всем объеме путем перегруппировки их под действием внешних сил.

Основным качественным показателем процесса смешивания является однородность полученной смеси. Идеальная смесь практически недостижима. Практически однородной считается смесь, в которой содержание компонентов в любом объеме ее не отличается от заданного содержания для всей смеси.

Производительность Q (кг/ч) можно определять по следующей формуле:

$$Q = \frac{60 \cdot V \cdot \rho}{\left(m \cdot n + t_{заг} + t_{раз}\right)}, \qquad (45)$$

где V – объем, занимаемый продуктом в барабане, м^3;

ρ_c – объемная плотность смеси, кг/м^3;

m – необходимое число перемещений продукта в барабане, обеспечивающее заданное смешивание;

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

$t_{заг}$ – время, необходимое для загрузки барабана, с;

$t_{раз}$ – время, необходимое для разгрузки барабана, с.

Время разгрузки емкости $t_{заг}$ (с) определяется производительностью загрузочного устройства.

Время разгрузки $t_{раз}$ (с) определяем по формуле:

$$t = \frac{V}{v \cdot F_1}, \tag{46}$$

где F_1 – площадь выпускного отверстия в барабане, м^2, зависит от геометрических размеров барабана, диаметр отверстия составляет $D_o = (0{,}3 \ldots 0{,}5)D$;

v – скорость истечения груза из выпускного отверстия барабана, м/с, определяется в зависимости от значения гидравлического радиуса отверстия.

При гидравлическом радиусе истечения $R_Г \geq R_{KP}$ скорость истечения определяется по формуле:

$$v = \lambda \cdot \sqrt{2g \cdot \left(1.6R_Г - \frac{\tau_o}{g \cdot \rho \cdot f}\right)}. \tag{47}$$

При гидравлическом радиусе истечения $R_Г < R_{KP}$ скорость истечения определяется по формуле:

$$v = \lambda \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(2.1 \cdot R_Г - \frac{3.4 \cdot \tau_o}{g \cdot \rho \cdot f}\right)}, \tag{48}$$

где λ – коэффициент истечения сыпучих грузов, $\lambda = 0{,}2 \ldots 0{,}65$.

Гидравлический радиус в зависимости от формы отверстия определяется по формулам.

Для прямоугольного отверстия:

$$R_Г = \frac{(A_o - a) \cdot (A_1 - a)}{2 \cdot (A_o + A_1 - 2 \cdot a)}. \tag{49}$$

Для квадратного и круглого отверстий:

$$R_Г = \frac{(A_o - a)}{4}, \tag{50}$$

где A_o и A_1 – ширина (диаметр) и длина отверстия, м;

a – размеры кусков продукта, м; $a = (a_{\min} + a_{\max})/2$.

В зависимости от размера a (мм) сыпучие грузы разделяют на крупнозернистые $(2 < a \leq 10)$, мелкозернистые $(0{,}5 < a \leq 2)$, порошкообразные $(0{,}05 < a \leq 0{,}5)$ и пылевидные $(a \leq 0{,}05)$.

Критический гидравлический радиус отверстия истечения определяем по формуле:

$$R_{KP} = \frac{\tau_o}{\rho_c \cdot m_{ид} \cdot g} + \frac{a}{2}, \tag{51}$$

где τ_o – начальное сопротивление сдвигу, Па;

$m_{ид}$ – коэффициент подвижности определяется по формуле:

$$m_{ид} = \frac{0{,}18}{f_1}, \tag{52}$$

где f_1 – внутренний коэффициент трения продукта.

Объемную плотность смеси ρ_c определяем по формуле:

$$\rho_c = \frac{\rho_1 \cdot m_1 + ... + \rho_K \cdot m_K}{m_1 + ... + m_K}, \tag{53}$$

где ρ_K – объемная плотность компонентов, входящих в смесь, кг/м^3;

$m_к$ – масса отдельных компонентов, входящих в смесь, кг.

Объем V_1(м^3) емкости барабана определяем по формуле:

$$V_1 = F \cdot L = \frac{V}{\psi}, \tag{54}$$

где ψ – коэффициент заполнения барабана смесью (ψ= 0,5…0,6).

Геометрические размеры барабана (диаметр D и длину L) определяем из формулы объема барабана (54).

Силу тяжести продукта в барабане $G_{пр}$ (Н) определяем по формуле:

$$G_{пр} = V \cdot \rho_c \cdot g = F_1 \cdot L \cdot \rho_c \cdot g, \tag{55}$$

где F_1 – площадь поперечного сечения перемешиваемой смеси в барабане, м^2;

L – длина барабана, м; ρ_c – объемная плотность смеси, кг/м^3.

Площадь поперечного сечения перемешиваемой смеси в барабане определяем по формуле:

$$F_1 = F \cdot \psi, \tag{56}$$

где F – площадь сечения барабана, м^2; $F=\pi \cdot D^2/4$.

Мощность, необходимая для привода барабана N (кВт), определяется по формуле:

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \tag{57}$$

где N_1 – мощность, необходимая для преодоления трения в подшипниках смесителя, кВт;

N_2 – мощность, необходимая для преодоления силы тяжести продукта при его подъеме в барабане до угла естественного откоса, кВт;

N_3 – мощность, необходимая для перемешивания продукта, кВт.

Величины, входящие в формулу (57), определяются соответственно по следующим выражениям:

$$N_1 = \left(G_б + G_{пр}\right) \cdot \mu \cdot r_ц \cdot \omega \cdot 10^{-3}, \tag{58}$$

где $G_б$ – сила тяжести барабана, Н, определяется взвешиванием или рассчитывается;

$G_{пр}$ – сила тяжести продукта в барабане, Н;

μ – приведенный коэффициент трения скольжения;

$r_ц$ – радиус цапфы вала барабана, м;

ω – угловая скорость барабана, с $^{-1}$.

$$N_2 = \frac{G_{пр} \cdot h \cdot 10^{-3}}{t}\ , \qquad (59)$$

где h – высота подъема продукта от горизонтального положения до угла естественного откоса, м; t – время подъема продукта на высоту h, с.

$$N_3 = G_{пр} \cdot R_o \cdot \omega \cdot 10^{-3}. \qquad (60)$$

Время подъема продукта на высоту угла естественного откоса можно определить по формуле:

$$t = \frac{30 \cdot \varphi \cdot 0{,}01745}{\pi \cdot n}. \qquad (61)$$

Высоту подъема продукта от горизонтального положения до угла естественного откоса определяем по формуле:

$$h = R_o\left(1 - \cos\varphi\right), \qquad (62)$$

где φ – угол естественного откоса;

R_o – расстояние от оси вращения до центра тяжести продукта, м, определяется по формуле:

$$R_o = \frac{C^2}{12 \cdot F_1}, \qquad (63)$$

где С – длина хорды сегмента, м; при ψ=0,5 длина хорды равна диаметру барабана С = D.

4.1.1. Расчет шнековых смесителей

Производительность Q (кг/ч) шнекового смесителя определяем по формуле:

$$Q = 47 \cdot \psi \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot \rho_c \cdot k \cdot c\,, \qquad (64)$$

где ψ – коэффициент заполнения шнека (ψ = 0,3…0,4);

D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры шнека, м;

S – шаг шнека, м; n – частота вращения шнека, мин $^{-1}$;

ρ_c – объемная плотность смеси, кг/м^3;

k – коэффициент, зависящий от рода груза:

для легкосыпучих грузов k= 0,75…1,0;

для крупнокусковых грузов k= 0,5…0,6;

c – коэффициент учитывающий угол наклона шнека.

Максимальная частота вращения шнека n_{max} (мин $^{-1}$) определяется по формуле:

$$n_{\max} = \frac{A_B}{\sqrt{D^2}}, \qquad (65)$$

где A_B – коэффициент, который выбирают в зависимости от транспортируемого груза по таблице (Приложение 3).

При этом должно быть выполнено условие $n < n_{max}$.

Для расчета используются данные, которые получаются расчетом или задаются конструктивно: диаметр шнека D_c = 0,20–0,25 м; диаметр вала d_c = 0,05 м; шаг винта шнека $S_c = D_c$.

Задаваясь конструктивно размерами подающих (дозирующих) шнеков (диаметр шнека $D_п$ = 0,15 м; диаметр вала $d_п$ = 0,05 м; шаг винта шнека, $S_п = D_п$), проектируют конструкцию таким образом, чтобы подающие шнеки имели три разные частоты вращения, определяемые по следующим формулам:

максимальную

$$n_{max} = \frac{4 \cdot Q_{max}}{\left[\pi \cdot \left(D_n^2 - d_n^2\right) \cdot S_n \cdot \rho \cdot \psi\right]}, \quad (66)$$

минимальную

$$n_{min} = \frac{4 \cdot Q_{max}}{\left[\pi \cdot \left(D_n^2 - d_n^2\right) \cdot S_n \cdot \rho \cdot \psi\right]} \quad (67)$$

и промежуточную

$$n_{cp} = \frac{n_{min} + n_{max}}{2}, \quad (68)$$

где Q_{max}, Q_{min} – максимальная и минимальная заданные производительности дозирующих шнеков, кг/с;

ψ – коэффициент заполнения шнека (ψ = 0,9 - 0,95).

Частота вращения распределительного вала $n_p = n_{max}$.

Для скоростного диска, имеющего три ряда концентрически расположенных отверстий, определяют число отверстий в каждом ряду:

В первом ряду число отверстий z_1 принимают конструктивно; во втором $z_2 = (n_{max} \cdot (n_{min} / n_{ср})) / n_{min} \cdot z_1$; в третьем $z_3 = (n_{max}/n_{min}) \cdot z_1$.

Число зубьев цевочных звездочек $z_{цев} = z_1$.

Затем рассчитывается коэффициент использования производительности мукосмесителя по формуле:

$$a = \frac{\left(n_1 + n_2 + n_3\right) \cdot 100}{k \cdot n_{max}}, \quad (69)$$

где n_1, n_2, n_3 – частота вращения подающих шнеков в каждом варианте с $^{-1}$;

k – число подающих шнеков;

n_{max} – максимальная частота вращения подающего шнека, с $^{-1}$.

Содержание отдельного компонента, входящего в смесь, в каждом варианте (в %) определяется по формуле:

$$C = \frac{n_A}{n_A + n_1 + n_2} \cdot 100, \quad (70)$$

где n_A – частота вращения шнека, перемещающего компонент А, с $^{-1}$.

Расчет количества компонентов для смешивания определяем методом обратных пропорций или методом среднего арифметического, при условии, что А>В>С:

$$X = \frac{A - B}{B - C} \quad ; \tag{71}$$

$$Q_J = \frac{Q \cdot X_A}{\left(X_C + X_A\right)} \quad , \tag{72}$$

где А и С – показатели качества двух имеющихся партий продуктов;

В – желаемый показатель качества смеси;

Х – масса продукта партии С (кг) на один кг продукта партии А;

Q_j – масса составных частей продуктов в смеси.

Мощность, потребную для привода мукосмесителя, определяем по формуле:

$$N = N_1 + N_2 \cdot k \,, \tag{73}$$

где N_1 – мощность, потребная для привода смесительного шнека, кВт;

N_2 – мощность, потребная для привода подающих (дозирующих) шнеков, кВт, которые определяются по формулам:

$$N_1 = g \cdot Q_{\max} \cdot L_c \cdot \omega \cdot k_3 \cdot 10^{-3} , \tag{74}$$

где Q_{max} – максимальная производительность мукосмесителя, кг/с;

L_c – длина смесительного шнека, м (L_c = 2,2 – 2,5 м);

ω – коэффициент сопротивления движению (ω = 4…5);

k_3 – коэффициент запаса мощности (k_3 = 1,2… 1,25).

$$N_2 = g \cdot Q_{\max} \cdot L_n * \left(\sin\alpha + \omega \cdot \cos\alpha\right) \cdot 10^{-3} , \tag{75}$$

где $L_п$ – длина подающего шнека, м;

α – угол наклона подающих шнеков к горизонту (α = 8°).

Мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$N_{ДВ} = \frac{\left(N_1 + N_2 \cdot k\right)}{\eta} \, , \tag{76}$$

где η – КПД привода определяется по формуле:

$$\eta = \eta_{РЕД} \cdot \eta_Ц^2 \cdot \eta_{ЦЕВ}^3 \, , \tag{77}$$

где $\eta_{ред}$ – КПД редуктора;

$\eta_ц$ – КПД цепной передачи;

$\eta_{цев}$ – КПД цевочной передачи.

По каталогам подбирается электродвигатель и записывается его техническая характеристика.

Расчетный крутящий момент $М_{кр}$ (Н·м) на тихоходном валу редуктора определяем по формуле:

$$M_{KP} = \frac{30 \cdot N \cdot i_{РЕД} \cdot \eta_{РЕД} \cdot 1000}{\pi \cdot n}\ , \qquad (78)$$

где ω – угловая скорость тихоходного вала редуктора, с $^{-1}$.

Затем выполняется кинематический расчет привода. Общее передаточное число от электродвигателя к распределительному валу определяется по формуле:

$$i = \frac{n_{дв}}{n_{расп}} = i_{ред} \cdot i_{ц} \cdot i_{ц1}, \qquad (79)$$

где $n_{дв}$ – частота вращения электродвигателя;

$n_{расп}$ – частота вращения распределительного вала;

$i_{ред}$ – передаточное число редуктора;

$i_{ц}$ – передаточное число цепной передачи от редуктора к валу смесительного шнека;

$i_{ц1}$ – передаточное число цепной передачи от вала смесительного шнека к распределительному валу ($i_{ц1} = n_c / n_{расп}$, где n_c – частота вращения смесительного шнека).

По крутящему моменту и передаточному числу редуктора выбираем по справочнику [8] марку редуктора.

Затем выполняется полный расчет на прочность цепных передач. Определяются основные геометрические характеристики — число зубьев звездочек, их диаметры, шаг цепи.

При расчете на прочность распределительного вала диаметр вала определяется из расчета на изгиб с кручением; вала подающего шнека – из расчета на кручение; подшипников скольжения распределительного вала, смесительного и подающих шнеков — на удельное давление по методикам, представленным в курсе «Детали машин».

4.2. Задание и его выполнение

4.2.1. Расчет барабанного смесителя

Рассчитать и сконструировать барабанный смеситель для сыпучих продуктов, если известны: производительность Q =400 кг/ч, необходимое число перемещений продукта в барабане, обеспечивающее заданное смешивание в минуту m = 300, объемная плотность компонентов, входящих в смесь, соответственно $\rho_1 = 300$ кг/м^3, $\rho_2 = 550$ кг/м^3, $\rho_3 = 760$ кг/м^3, процентный состав отдельных компонентов, входящих в смесь, согласно рецептуре смеси соответственно $X_1 = 20\%$, $X_2 = 30\%$, $X_3 = 50\%$, угол естественного откоса φ = 37^o, время, необходимое для загрузки барабана $t_{заг}$ =120 с =2 мин, начальное сопротивление сдвигу τ_o = 50 Па.

Рабочим органом смесителя является барабан, имеющий отверстие для разгрузки исходных компонентов и разгрузки смеси. Схема

барабанного смесителя представлена на рис.18. Компоненты смеси перемешиваются во время вращения барабана до получения однородной смеси.

Принимаем частоту вращения барабана n = 30 мин $^{-1}$= 0,5 с $^{-1}$ и время, необходимое для разгрузки барабана, $t_{раз}$ = 60 с = 1 мин.

Определяем m_1, m_2, m_3 (кг) - массу отдельных компонентов в смеси, необходимых для часовой производительности смесителя:

$$m_1 = Q \cdot X_1 = 400 \cdot 0{,}2 = 80 \text{ кг};$$
$$m_2 = Q \cdot X_2 = 400 \cdot 0{,}3 = 120 \text{ кг};$$
$$m_3 = Q \cdot X_3 = 400 \cdot 0{,}5 = 200 \text{ кг}.$$

Объемную плотность смеси ρ_c определяем по формуле (53), зная объемную плотность и массу компонентов, входящих в смесь:

$$\rho_c = \frac{300 * 80 + 550 * 120 + 760 * 200}{80 + 120 + 200} = 605 \text{ кг/м}^3.$$

Объем V, занимаемый продуктом в барабане, определяем из формулы (45):

$$V = \frac{Q \cdot (m/n + t_{ЗАГ} + t_{РАЗГ})}{60 \cdot \rho_c} = \frac{400 \cdot (300/30 + 2 + 1{,}0)}{60 \cdot 605} = 0{,}143 \text{ м}^3.$$

Объем емкости барабана V_1 определяем по формуле (54), приняв коэффициент заполнения барабана смесью ψ= 0,5:

$$V_1 = F \cdot L = \frac{V}{\psi} = \frac{0{,}143}{0{,}5} = 0{,}286 \text{ м}^3.$$

Геометрические размеры барабана определяем из формулы объема барабана (54), используя соотношение диаметра барабана к длине, равное D/L = (0.8…1.0), принимаем D/L = 1. Тогда:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_1}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0{,}286}{3{,}14}} = 0{,}715 \text{ м}.$$

Принимаем D = L = 0,720 м.

Диаметр выпускного отверстия, согласно рекомендациям, принимаем D_o = 0,5·D =0,5·0,720 = 0,360 м.

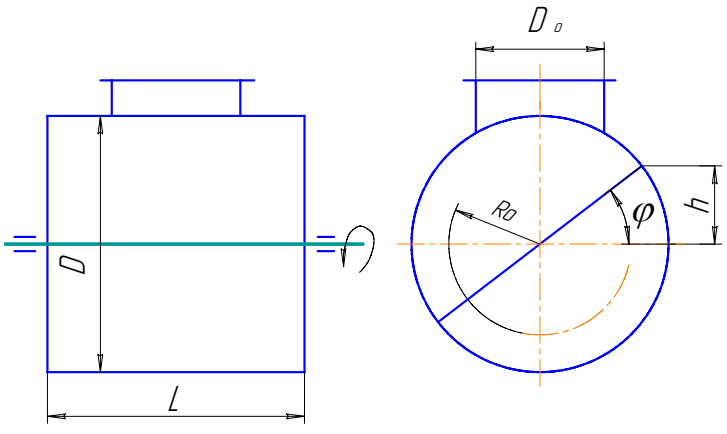


Рис.18. Схема барабанного смесителя

Для определения скорости истечения груза из выпускного отверстия барабана v (м/с) определим значения гидравлического радиуса для круглого отверстия по формуле (6),приняв размеры мелкозернистого груза $(0{,}5 < a \le 2)$. Отсюда $a = (a_{\min} + a_{\max})/2 = (0{,}5 + 2)/2 = 1{,}25$ мм = $=1{,}25\cdot 10^{-3}$ м и $A_o=D_o$. Тогда:

$$R_{Г} = \frac{\left(0{,}36 - 1{,}2\cdot 10^{-3}\right)}{4} = 0{,}09 \text{ м.}$$

Коэффициент подвижности $m_{ид}$ определяем по формуле (52), зная, что внутренний коэффициент трения продукта равен:

$$f_1 = tg\varphi = tg37 = 0{,}754.$$

Отсюда:

$$m_{ид} = \frac{0{,}18}{0{,}754} = 0{,}239.$$

Критический гидравлический радиус отверстия истечения определяем по формуле (51), начальное сопротивление сдвигу τ_o = 50 Па, объемная плотность смеси ρ_c = 605 кг/м^3:

$$R_{КР} = \frac{50}{605\cdot 0{,}239\cdot 9{,}81} + \frac{1{,}25\cdot 10^{-3}}{2} = 0{,}035 \text{ м.}$$

Так как гидравлический радиус истечения больше критического $R_{Г} = 0{,}09 \ge R_{КР} = 0{,}035$, то скорость истечения определяем по формуле (48), принимая коэффициент истечения λ = 0,2:

$$v = 0{,}2\sqrt{2\cdot 9{,}81\cdot\left(1{,}6\cdot 0{,}09 - \frac{50}{9{,}81\cdot 605\cdot 0{,}754}\right)} = 0{,}32 \text{ м/с.}$$

Принятое время разгрузки должно быть больше рассчитанного, то есть $t_{раз} > t$, где рассчитанное время определяем по формуле (46), предварительно определив площадь выпускного отверстия в барабане, которое равно:

$$F_1 = \frac{\pi\cdot D_o^2}{4} = \frac{3{,}14\cdot 0{,}36^2}{4} = 0{,}10 \text{ м}^2.$$

Тогда:

$$t = \frac{0{,}143}{0{,}32 * 0{,}10} = 4{,}5 \text{ с.}$$

Условие $t_{разг}$ =60 > t = 4,5 выполнено, следовательно, геометрические размеры барабанного смесителя выбраны правильно.

Проверяем правильность выбора частоты вращения барабана при условии выполнении следующего выражения, исходя из предельной частоты вращения барабана:

$$0{,}3\cdot\frac{30}{\sqrt{D/2}} < n < 0{,}6\cdot\frac{30}{\sqrt{D/2}};$$

$$0{,}3 \cdot \frac{30}{\sqrt{0{,}36}} = 15 < 20 < 0{,}6 \cdot \frac{30}{\sqrt{0{,}36}} = 30 .$$

Условия выполняются, следовательно, частота вращения барабана выбрана правильно.

Силу тяжести продукта в барабане $G_{пр}$ (Н) определяем по формуле (55):

$$G_{пр} = 0{,}143 \cdot 605 \cdot 9{,}81 = 848{,}71 \text{ Н}.$$

Время подъема продукта на высоту угла естественного откоса определяем по формуле (61):

$$t = \frac{30 \cdot 37 \cdot 0{,}01745}{3{,}14 \cdot 20} = 0{,}31 \text{ с}.$$

Расстояние от оси вращения до центра тяжести продукта R_o (м) определяем по формуле (63), зная, что длина хорды сегмента при ψ=0,5 равна диаметру барабана C = D = 0,72 м и предварительно определим площадь F_1 ($м^2$) поперечного сечения перемешиваемой смеси в барабане:

$$F_1 = \frac{V}{L} = \frac{0{,}143}{0{,}72} = 0{,}197 \text{ м}^2.$$

Отсюда:

$$R_o = \frac{0{,}72^2}{12 \cdot 0{,}197} = 0{,}2193 \text{ м}.$$

Высоту подъема продукта от горизонтального положения до угла естественного откоса определяем по формуле (62), зная угол естественного откоса $\varphi = 37^o$:

$$h = 0{,}2193 \cdot \left(1 - \cos 37^o\right) = 0{,}044 \text{ м}.$$

Мощность, необходимую для преодоления трения в подшипниках смесителя N_1 (кВт), определяем по формуле (58), зная силу тяжести продукта в барабане $G_{пр}$ =848,7 Н, принимая приведенный коэффициент трения скольжения стальной цапфы по бронзовой втулке из справочника [4], μ = 0,15, принимаем конструктивно радиус цапфы вала барабана $r_ц$ =0,02 м. Угловую скорость барабана определяем из выражения:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 20}{30} = 2{,}094 \text{ с}^{-1}.$$

Силу тяжести барабана $G_б$ (Н) определяем расчетом по выражению:

$$G_б = \pi \cdot \left(2 \cdot \frac{D^2}{4} + D \cdot L\right) \cdot \delta \cdot \rho_M \cdot g ,$$

где D = L = 0,72 м – диаметр и длина барабана;

δ = 0,002 м – толщина металлического листа, из которого изготовлен барабан;

$\rho_м$ = 7800 кг/$м^3$ – плотность металла.

Таким образом

$$G_б = 3{,}14\left(2 \cdot \frac{0{,}72^2}{4} + 0{,}72 \cdot 0{,}72\right) \cdot 0{,}002 \cdot 7800 \cdot 9{,}81 = 373{,}7 \text{ Н}.$$

Отсюда

$$N_1 = (373{,}7 + 848{,}7) \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}02 \cdot 2{,}094 \cdot 10^{-3} = 0{,}0077 \text{ кВт}.$$

Мощность, необходимую для преодоления силы тяжести продукта при его подъеме в барабане до угла естественного откоса N_2 (кВт), определяем по формуле (59), зная, что высота подъема продукта от горизонтального положения до угла естественного откоса h = 0,044 м, время подъема продукта на высоту h, t =0,31 с:

$$N_2 = \frac{848{,}7 \cdot 0{,}044 \cdot 10^{-3}}{0{,}31} = 0{,}12 \text{ кВт}.$$

Мощность N_3 (кВт), необходимую для перемешивания продукта, определяем по формуле (60), зная расстояние от оси вращения до центра тяжести продукта R_o =0,2193 м:

$$N_3 = 848{,}7 \cdot 0{,}2193 \cdot 2{,}094 \cdot 10^{-3} = 0{,}39 \text{ кВт}.$$

Мощность, необходимая для привода барабана N (кВт), определяется по формуле (57):

$$N = 0{,}0077 + 0{,}12 + 0{,}39 = 0{,}5177 \text{ кВт}.$$

Для обеспечения вращения барабана смесителя с частотой n = 20 мин$^{-1}$ разработаем кинематическую схему привода смесителя. Кинематическая схема представлена на рис.19. Крутящий момент от электродвигателя через ременную передачу передается на быстроходный вал редуктора, с тихоходного вала редуктора крутящий момент через муфту передается на вал барабана смесителя. Расчет кинематики привода проводим по методике, представленной в расчете шнекового смесителя.

В качестве электродвигателя применяем электродвигатель с частотой вращения $n_{дв}$ =1000 мин$^{-1}$.

Тогда общее передаточное число привода i определяем по формуле (79):

$$i = \frac{1000}{20} = 50.$$

Для рассчитанного передаточного отношения необходимо установить редуктор и ременную передачу, которая позволит установить точную частоту вращения барабана смесителя.

Общее передаточное число i в нашем случае состоит из произведения передаточного числа редуктора $i_{ред}$ и передаточного числа ременной передачи $i_{р.п}$ и представлено выражением:

$$i = i_{ред.} \cdot i_{р.п}$$

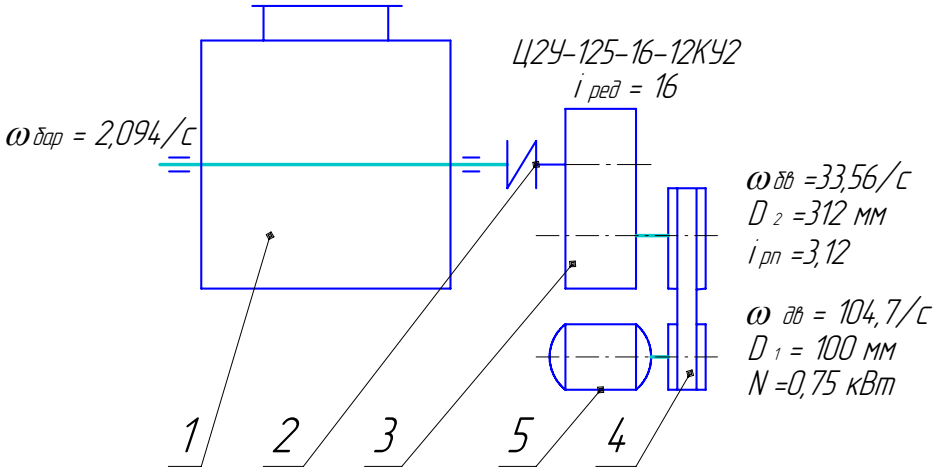


Рис.19. Кинематическая схема барабанного смесителя:
1 – барабан; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – ременная передача; 5 – электродвигатель

В качестве редуктора применяем цилиндрический двухступенчатый редуктор типа Ц2У с передаточным отношением $i_{ред.}$ = 16, тогда передаточное число ременной передачи $i_{р.п.}$ определяем из формулы (79):

$$i_{р.п.} = \frac{i}{i_{ред}} = \frac{50}{16} = 3{,}125 .$$

Ременная передача рассчитывается по стандартной методике, представленной в курсе «Детали машин».

Общий коэффициент полезного действия можно определить по формуле (77), которая для данного случая имеет вид:

$$\eta = \eta_{ред.} \cdot \eta_{р.п.} ,$$

где $\eta_{ред.}$ – КПД редуктора; $\eta_{ред}$ =0,8;

$\eta_{р.п.}$ – КПД ременной передачи, $\eta_{р.п.}$ = 0,95.

Тогда

$$\eta = 0{,}8 \cdot 0{,}95 = 0{,}76 .$$

Установленная мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяется по формуле (76):

$$N = \frac{0{,}5177}{0.76} = 0{,}6812 \text{ кВт.}$$

Выбираем для привода барабанного смесителя по справочнику [8] электродвигатель 4А80А6У3 ГОСТ19523-74 с $N_{э.д}$ =0,75 кВт, $n_{э.д}$ =1000 мин$^{-1}$.

По передаточному отношению и крутящему моменту на тихоходном валу редуктора выбираем редуктор.

Крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) определяем по формуле (78), определив мощность на тихоходном валу редуктора, угловую скорость тихоходного вала редуктора, которая равна угловой скорости барабана смесителя, ω =2,094 с$^{-1}$.

$$N = N \cdot \eta_{пр} \cdot 1000 = 0{,}75 \cdot 0{,}76 \cdot 1000 = 570 \text{ Вт.}$$

Отсюда крутящий момент равен:

$$M_{КР} = \frac{570}{2{,}094} = 272{,}2 \text{ Н·м.}$$

На основании рассчитанных данных по справочнику [8] выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-125-16-12КУ2 ГОСТ 21426-75.

Таким образом, на основании проведенных расчетов определены геометрические и кинематические параметры барабанного смесителя.

В табл. 6 приведены исходные данные для самостоятельного решения аналогичных задач.

Таблица 6

Исходные данные для определения параметров барабанного смесителя

Номер варианта	Производительность, кг/ч	Число перемещений продукта в барабане	Угол естественного откоса, град	Начальное сопротивление сдвигу, Па	Время загрузки продукта в барабан, с	Исходные компоненты			
						Насыпная плотность, кг/м^3		Процентное содержание компонентов в смеси, %	
						ρ_1	ρ_2	X_1	X_2
1	200	200	47	60	60	550	800	30	70
2	150	250	35	50	60	500	700	40	60
3	300	300	37	80	90	600	850	50	50
4	450	350	50	60	180	300	760	45	55
5	500	250	35	50	180	550	650	20	80
6	100	200	47	80	60	550	800	40	60
7	600	300	50	50	240	600	850	30	70
8	800	350	55	80	360	300	550	60	40
9	1000	400	35	150	420	600	850	20	80
10	700	200	47	80	240	550	800	45	55

4.2.2. Расчет шнекового смесителя

Выбрать и рассчитать геометрические и кинематические параметры трехшнекового пропорционального смесителя, производительностью Q = 400 кг/ч. Дозирование осуществляется шнековыми дозаторами, а смешивание производится в процессе транспортирования продукта. Смесь состоит из хлебопекарной муки первого сорта с содержанием клейковины – А=32% и насыпной плотностью ρ_1=600 кг/м^3 и хлебопекарной муки высшего сорта с

содержанием клейковины – С=28% и насыпной плотностью ρ_2 = 550 кг/м^3. Содержание клейковины в смеси должно быть – В = 31%.

Для смешивания исходных компонентов применяем трехшнековый пропорциональный смеситель, схема которого представлена на рис.20.

Работает данный мукосмеситель следующим образом. Мука разных сортов засыпается в отделы мучного закрома 1. Оттуда дозирующими шнеками 4 подается в сборный смесительный шнек 3, где происходит непосредственно смешивание компонентов. Вращение дозирующих шнеков 4 осуществляется от шнека смесителя 3 через цепную передачу 8 на распределительный вал 5, затем цевочными дисками 7 вращение передается на скоростные диски 6, которые приводят во вращение дозирующие шнеки 4. Изменение вращения дозирующего шнека 4 осуществляется путем перемещения цевочного диска 7 вдоль оси распределительного вала 5 и соответственно изменением зацепления цевочного диска 7 с другим рядом отверстий, расположенных концентрически относительно оси вращения на скоростном диске 6.

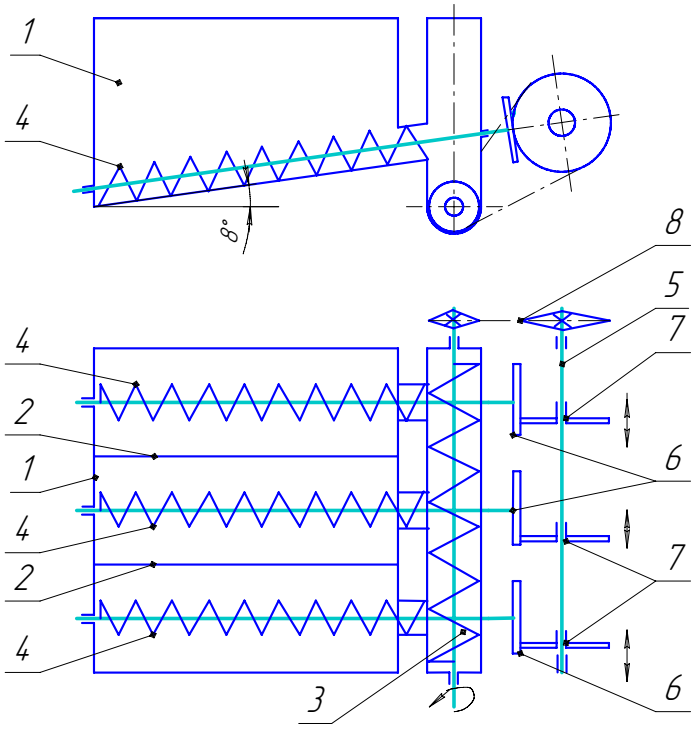


Рис.20.Схема пропорционального мукосмесителя:

1 – закром для засыпки муки; 2 – перегородки; 3 – сборный смесительный шнек; 4 – дозирующие шнеки; 5 – распределительный вал; 6 – скоростные диски; 7 – цевочные диски; 8 – цепная передача

Физико-механические свойства компонентов определяем по таблице (Приложение 2).

Определяем количество компонентов, необходимых для смеси. Расчет производим методом обратных пропорций или методом среднего арифметического по формулам (70), (71), зная, что А =32 >В = 31>С = 28.

$$X_C = \frac{32-31}{31-28}\cdot 100 = 33{,}3\% \ ; \quad X_A = 100\% .$$

То есть смешивание происходит в пропорции: на 100% муки партии А требуется 32,5% муки партии С или на 1 кг муки партии А требуется 0,325 кг муки партии С. Отсюда определяем массу Q_A муки партии А и массу муки Q_C муки партии С.

$$Q_A = \frac{400\cdot 100}{(33{,}3+100)} = 300{,}1 \text{ кг/ч};$$

$$Q_C = \frac{400\cdot 33{,}3}{(33{,}3+100)} = 99{,}9 \text{ кг/ч}.$$

Объемную плотность смеси ρ_c определяем по формуле (53), зная плотность и массу отдельных компонентов:

$$\rho_c = \frac{600\cdot 300{,}1 + 550\cdot 99{,}9}{300{,}1+99{,}9} = 587{,}5 \text{ кг/м}^3.$$

Определим диаметр D и шаг S смесительного шнека из формулы (63), зная коэффициент заполнения шнека ψ = 0,3; коэффициент, зависящий от рода груза для легкосыпучих грузов k= 0,8; коэффициент, учитывающий угол наклона шнека с = 1,0, так как угол наклона шнека равен нулю, объемная плотность смеси ρ_c = 587,5 кг/м^3. Для легкосыпучих продуктов принимаем S = D. Выбираем частоту вращения шнека n = 40 мин$^{-1}$ = 0,67 с$^{-1}$.

Отсюда диаметр шнека равен:

$$D = \sqrt[3]{\frac{400}{47\cdot 0{,}3\cdot 40\cdot 587{,}5\cdot 0{,}8\cdot 1}} = 0{,}115 \text{ м} .$$

Принимаем диаметр шнека D = 0,15 м = 150 мм, диаметр вала шнека d =0,04 м = 40 мм, шаг шнека S = D = 0,15 м = 150 мм.

Максимальную частоту вращения шнека n_{max} (мин$^{-1}$) определяем по формуле (65), коэффициент A_B выбираем по приложению 3 A_B = 65, тогда:

$$n_{max} = \frac{65}{\sqrt{0{,}15^2}} = 168 \text{ мин}^{-1}.$$

Условия n = 40 < n_{max} =168 выполнены, следовательно, геометрические и кинематические параметры смесительного шнека выбраны правильно.

Задаемся конструктивно размерами подающих (дозирующих) шнеков (диаметр шнека $D_п$ = 0,10 м; диаметр вала $d_п$ = 0,03 м; шаг

винта шнека, $t_п = D_п$). Конструкция смесителя выполнена таким образом, чтобы подающие шнеки имели три разные частоты вращения, которые определяются по формулам (66), (67) и (68), приняв коэффициент заполнения шнека $\psi = 0,9$, число подающих шнеков $k = 3$, $Q_{max} = 0,0834$ кг/с, $Q_{min} = 0,0278$ кг/с.

Максимальная частота вращения дозирующего шнека:

$$n_{max} = \frac{4 \cdot 0,0834}{3,14 \cdot (0,1^2 - 0,03^2) \cdot 0,1 \cdot 600^*,9} = 0,219 \text{ с}^{-1} = 13,14 \text{ мин}^{-1}.$$

Минимальная частота вращения дозирующего шнека:

$$n_{min} = \frac{4 \cdot 0,0278}{3,14 \cdot (0,1^2 - 0,03^2) \cdot 0,1 \cdot 550 \cdot 0,9} = 0,078 \text{ с}^{-1} = 4,68 \text{ мин}^{-1}.$$

Промежуточная частота вращения дозирующего шнека:

$$n_{ср} = \frac{0,219 + 0,078}{2} = 0,1485 \approx 0,148 \text{ с}^{-1} = 8,88 \text{ мин}^{-1}.$$

Частоту вращения распределительного вала принимаем $n_р = n_{max} = 0,219$ с$^{-1}$.

Для скоростного диска, имеющего три ряда концентрически расположенных отверстий, определяем число отверстий в каждом ряду, пропорционально частотам вращения дозирующих шнеков. В первом ряду конструктивно принимаем число отверстий $z_1 = 10$, во втором ряду число отверстий:

$$z_2 = (n_{max} \cdot (n_{min} / n_{ср})) / n_{min} \cdot z_1 = (0,219 \cdot (0,078/0,148)) / 0,078 \cdot 10 = 14,8.$$

Принимаем $z_2 = 15$.

В третьем ряду число отверстий:

$$z_3 = (n_{max}/n_{min}) \cdot z_1 = 0,219/0,078 \cdot 10 = 28.$$

Число зубьев цевочных звездочек принимаем $z_{цев} = z_1 = 10$.

Определяем коэффициент использования производительности мукосмесителя по формуле (69). Так как смешиваются два компонента, то число подающих шнеков $k = 2$, частота вращения используемых подающих шнеков рассчитана ранее и составляет $n_1 = 0,219$ с$^{-1}$, $n_2 = 0,078$ с$^{-1}$.

$$a = \frac{(0,219 + 0,078) \cdot 100}{2 \cdot 0,219} = 67,8\%.$$

Проверяем правильность дозирования компонентов А и С, входящих в смесь, в каждом варианте (%),по формуле (70), частота вращения шнека, перемещающего компонент А, равна $n_A = n_1 = 0,219$ с$^{-1}$, частота вращения шнека, перемещающего компонент С, равна $n_C = n_2 = 0,078$ с$^{-1}$,

$$C_A = \frac{0,219}{0,219 + 0,078} \cdot 100 = 74\%;$$

$$C_C = \frac{0{,}078}{0{,}078 + 0{,}219} \cdot 100 = 26\%.$$

Как видно из расчетов, содержание компонента А в смеси C_A =74%, что соответствует производительности первого дозирующего шнека Q_A = 300,1 кг/ч, и содержание компонента С в смеси C_C =26%, что соответствует производительности второго дозирующего шнека Q_C = 99,9 кг/ч, следовательно, геометрические и кинематические параметры дозирующих шнеков выбраны правильно.

Выбираем конструкцию мучного закрома. Мучной закром состоит из трех одинаковых секций. Схема секции, которая представлена на рис.21, состоит из трех элементов: в нижней части половина диаметра желоба шнека, в средней части перевернутая трапеция с углом наклона стороны больше угла естественного откоса $\alpha = 60^o > \varphi_o$, в верхней части прямоугольник со стороной в основании В = 0,3 м, принятой конструктивно. Высоту прямоугольника принимаем конструктивно Н = 0,3 м.

Массу муки в одной секции закрома принимаем конструктивно равной m = 50 кг. Коэффициент заполнения секции закрома мукой принимаем ψ_1= 0,8, насыпную плотность муки выбираем меньшую ρ_2 = 550 кг/м^3. Тогда объем секции закрома определяем из выражения:

$$V = \frac{m}{\rho \cdot \psi} = \frac{50}{550 \cdot 0{,}8} = 0{,}114 \text{ м}^3.$$

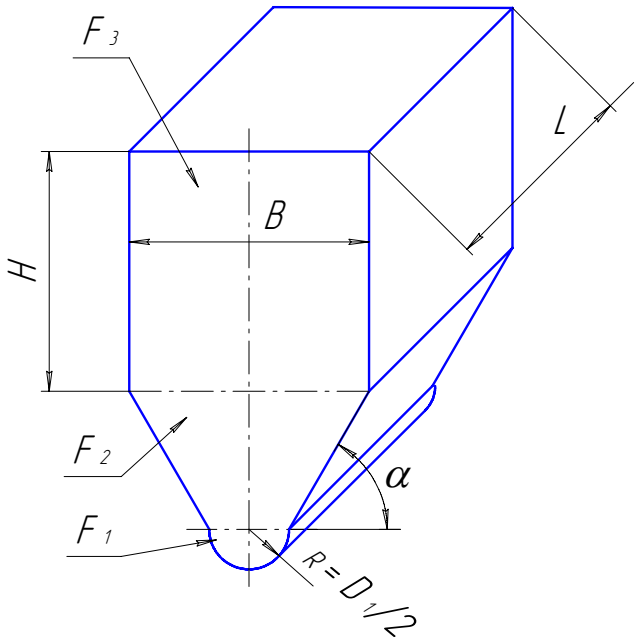


Рис.21.Схема секции мучного закрома

Площадь сечения секции закрома F ($м^2$) соответственно состоит из трех площадей: площади желоба F_1; площади перевернутой трапеции F_2; площади прямоугольника F_3 и определяется из выражения:

$$F = F_1 + F_2 + F_3;$$

$$F = \frac{\pi \cdot D_1^2}{8} + \frac{(D + B) \cdot (B - D_1) \cdot tg\alpha}{2 \cdot 2} + B \cdot H.$$

$$F = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}1^2}{8} + \frac{(0{,}1 + 0{,}3)(0{,}3 - 0{,}1) \cdot tg60^o}{2 \cdot 2} + 0{,}3 \cdot 0{,}3 = 0{,}1285 \text{ м}^2.$$

Длину секции закрома L (м) определяем из выражения:

$$L = \frac{V}{F} = \frac{0{,}114}{0{,}1285} = 0{,}8872 \text{ м}.$$

Принимаем длину секции закрома L = 0,90 м.

Мощность, потребную для привода смесительного шнека N_1 (кВт), определяем по формуле (74), принимая длину смесительного шнека L_c=2,5 м, коэффициент сопротивления движению ω = 5, коэффициент запаса мощности k_3 = 1,25.

Отсюда:

$$N_1 = \frac{9{,}81 \cdot 400 \cdot 2{,}5 \cdot 5 \cdot 1{,}25 \cdot 10^{-3}}{3600} = 0{,}017 \text{ кВт}.$$

Мощность, потребную для привода подающих (дозирующих) шнеков N_2 (кВт), определяем по формуле (75), угол наклона подающих шнеков к горизонту (α = 8°). Длину подающего шнека $L_п$ (м) определяем, прибавив до целого числа конструктивно величину дозирующего канала Δ = 0,09 м:

$$L_п = \frac{L}{\cos 8^o} + \Delta = \frac{0{,}9}{\cos 8^o} + 0{,}09 = 0{,}999 \text{ м}.$$

Принимаем длину подающего шнека $L_п$ = 1,0 м.

$$N_2 = \frac{9{,}81 \cdot 400 \cdot 1{,}0(\sin 8 + 5 \cdot \cos 8) \cdot 10^{-3}}{3600} = 0{,}006 \text{ кВт}.$$

Мощность, потребную для привода мукосмесителя N (кВт), определяем по формуле (74)

$$N = 0{,}017 + 0{,}006 \cdot 3 = 0{,}035 \text{ кВт}.$$

Для обеспечения вращения смесительного шнека с частотой n=40 $мин^{-1}$ (ω_c =4,19 $с^{-1}$) и вращения дозирующих шнеков с частотами n_1 =13,14 $мин^{-1}$ (ω_1 = 1,37 $с^{-1}$), n_2 = 4,68 $мин^{-1}$ (ω_2 =0,49 $с^{-1}$) и n_3 =8,88 $мин^{-1}$ (ω_3=0,93 $с^{-1}$) разработаем кинематическую схему привода шнекового смесителя. Кинематическая схема представлена на рис.22. Крутящий момент от электродвигателя через муфту передается на быстроходный вал редуктора, с тихоходного вала редуктора через цепную передачу крутящий момент передается на вал смесительного шнека, с которого

также цепной передачей передается на распределительный вал, далее при помощи цевочных передач крутящий момент передается на дозирующие шнеки.

КПД привода определяем по формуле (33),принимая по справочнику [4] значения КПД элементов привода. КПД редуктора $\eta_{ред}$ =0,8, КПД цепной передачи $\eta_{ц}$ =0,95, КПД цевочной передачи $\eta_{цев}$ =0,9, тогда:

$$\eta = 0{,}8 \cdot 0{,}95^2 \cdot 0{,}9^3 = 0{,}53.$$

Мощность электродвигателя определяется по формуле (76).

$$N_{ДВ} = \frac{(0{,}017 + 0{,}006 \cdot 3)}{0{,}53} = 0{,}066 \text{ кВт.}$$

По [8] подбирается электродвигатель и записывается его техническая характеристика. Применяем электродвигатель 4АА63А6У3 ГОСТ 19523-74 с частотой вращения $n_{дв}$ =1000 мин $^{-1}$ ($\omega_{дв}$ =104,7 с $^{-1}$), мощность N =0,18 кВт.

В качестве редуктора применяем редуктор типа Ц2У с передаточным числом $i_р$ = 12,5.

Расчетный крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) на тихоходном валу редуктора определяем по формуле (78):

$$M_{КР} = \frac{0{,}18 \cdot 30 \cdot 12{,}5 \cdot 1000 \cdot 0{,}8}{3{,}14 \cdot 1000} = 17{,}2 \text{ Н·м.}$$

Выбираем по справочнику [8] редуктор Ц2У-100-12,5-21У2 ГОСТ 21426-75.

Затем выполняем кинематический расчет привода. Общее передаточное число от электродвигателя к распределительному валу определяем по формуле (79), зная частоты вращения электродвигателя, смесительного шнека и распределительного вала, соответственно $n_{дв}$ = 1000 мин $^{-1}$, $n_{расп.}$= 13,14 мин$^{-1}$ и $n_с$ = 40 мин $^{-1}$.

$$i = \frac{1000}{13{,}14} = 76{,}1.$$

Передаточное число цепной передачи от вала смесительного шнека к распределительному валу определяем из выражения:

$$i_{ц1} = \frac{n_c}{n_{распр}} = \frac{40}{13{,}14} = 3{,}04.$$

Передаточное число цепной передачи от редуктора к валу смесительного шнека определяем из выражения:

$$i_ц = \frac{n_{ДВ}}{n_c \cdot i_р} = \frac{1000}{40 \cdot 12{,}5} = 2 \cdot$$

Таким образом, в результате расчета были определены основные геометрические и кинематические параметры шнекового смесителя.

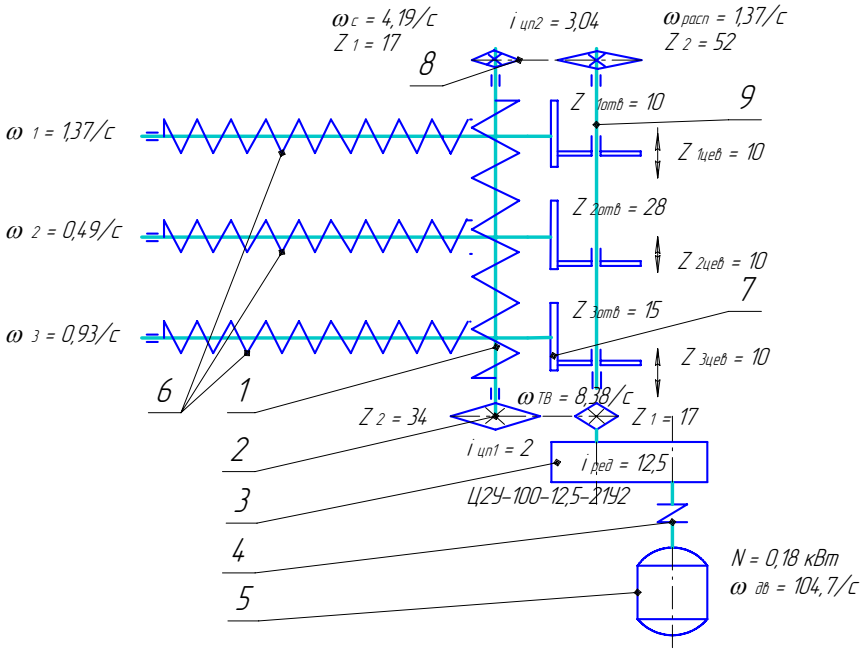


Рис.22. Кинематическая схема шнекового смесителя:
1– смесительный шнек; 2 – цепная передача; 3 – редуктор; 4 – муфта;
5 – электродвигатель; 6 – дозировочные шнеки; 7 – цевочная передача;
8 – цепная передача; 9 – распределительный вал

Расчеты цепных передач и прочностные расчеты проводят по методикам, которые представлены в курсе «Детали машин».

В табл. 7 приведены исходные данные для самостоятельного решения аналогичных задач.

Таблица 7

Исходные данные для определения параметров шнекового смесителя

Номер варианта	Производительность, кг/ч	Смешиваемые компоненты	Содержание клейковины, %		Заданное содержание клейковины,%	Масса компонентов в секции, кг
			$К_1$	$К_2$	К	
1	2	3	4	5	6	7
1	500	Мука в/с Мука 1 с	26	32	30	70
2	600	Мука в/с Мука 1 с	28	33	29	90
3	700	Мука 2 с Мука 1 с	24	32	28	100
4	550	Мука 2 с Мука 1 с	22	32	28	60

Окончание таблицы 7

1	2	3	4	5	6	7
5	300	Мука в/с Мука 1 с	28	32	30	40
6	650	Мука в/с Мука 1 с	26	33	28	90
7	800	Мука 2 с Мука 1 с	24	30	26	100
8	350	Мука 2 с Мука 1 с	22	30	26	40
9	750	Мука в/с Мука 2 с	30	24	28	120
10	200	Мука в/с Мука 2 с	31	28	30	30

5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ШНЕКОВ ПРЕССОВ ПЛАСТИЧЕСКИХ ПРОДУКТОВ

5.1. Общие положения

Шнеки (специальные винты) широко применяются в различного рода шнековых устройствах: питателях, дозаторах и прессах. Каждое такое устройство представляет собой цилиндрический кожух, внутри которого расположен один или два шнека. Кожух имеет приемный бункер и специальным образом оформленное выходное отверстие (матрица, сопло, мундштук). При наличии двух шнеков им придают встречное вращательное движение. Каждое устройство снабжено приводом.

По конструкции шнеки подразделяются на сплошные и лопастные, которые могут выполняться с правильной прямой и косой винтовыми поверхностями, с переменным аксиальным и радиальным шагом.

Из опыта работы многих шнековых устройств известно, что под действием винтовой поверхности шнека транспортируемый материал движется не параллельно его оси, а винтообразно с переменной скоростью в осевом и радиальном направлениях в зависимости от расстояния частиц материалов до оси шнека, от коэффициента трения и величины противодавления [8].

Так как углы подъема винтовых линий (рис.23) правильной винтовой поверхности шнека изменяются, увеличиваясь от периферии к центру шнека, то осевое перемещение частиц материала, расположенных в радиальном направлении, будет неодинаковым.

Для практических расчетов достаточно принимать $\alpha_{ср}$ среднее арифметическое значение углов подъема винтовых линий на периферии α_D и у вала α_d шнека, которое определяется по формулам:

$$\alpha_{ср} = 0{,}5(\alpha_D + \alpha_d)\,. \qquad (80)$$

Здесь

$$\alpha_D = arctg\frac{H}{\pi \cdot D}; \qquad \alpha_d = arctg\frac{H}{\pi \cdot d}\ , \qquad (81)$$

где H – шаг витков шнека, м;

D и d – диаметры шнека и вала шнека в м.

Снижение перемещения частиц продукта в осевом направлении можно учесть коэффициентом отставания k_o, который вычисляется по формуле:

$$k_o = 1 - (\cos^2 \alpha_{ср} - 0{,}5 \cdot f \cdot \sin 2\alpha_{ср})\,, \qquad (82)$$

где $f = tg\varphi$ – коэффициент трения (φ – угол трения).

Диаметр вала шнека должен быть больше предельного, определяемого из условия по формуле:

$$d_{пр} \geq \frac{H}{\pi} \cdot tg\varphi\ . \qquad (83)$$

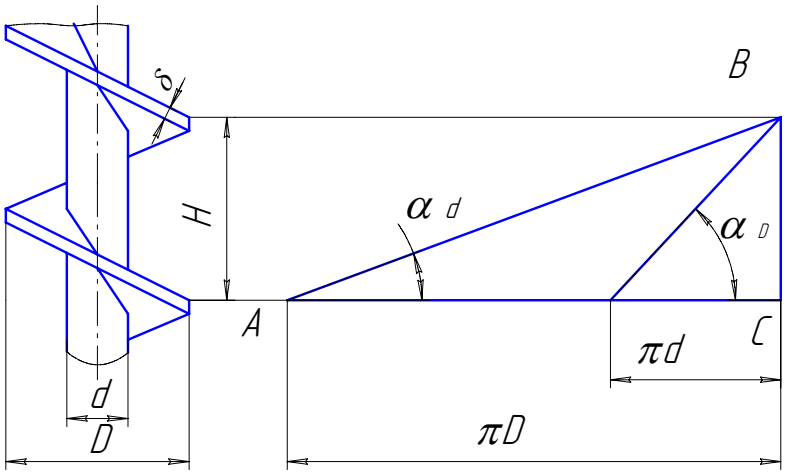


Рис.23. К определению параметров шнека

Производительность шнекового устройства определяется произведением полезно заполненного одношагового межвиткового объема в пределах плоского угла в один радиан на угловую скорость вращения шнека, которую можно определить из формулы:

$$Q = 0{,}127 \cdot (D^2 - d^2)(H - \delta)(1 - k_o) \cdot \rho \cdot \psi \cdot \omega\,, \qquad (84)$$

где δ – толщина витка шнека в осевом направлении по наружному диаметру, м;

ρ – плотность материала, кг/м^3;

ψ – коэффициент заполнения межвиткового пространства;

ω – угловая скорость вращения шнека, $с^{-1}$.

При заданной производительности по уравнению (84) можно определить диаметры шнека или угловую скорость вращения шнека.

Если формуемый или прессуемый материал является пластично-вязким и обладает адгезией, то в качестве коэффициента трения берется коэффициент внутреннего трения, определяемый из условия связи частиц между собой при сдвиге слоев материала.

Шаг винтовой линии шнека выбирается равным H=(0,7—0,8)·D.

Для получения максимальной производительности шнекового устройства необходимо принимать небольшие значения углов подъема винтовых линий шнека не менее 10°. В противном случае может произойти отрыв материала от внутренней поверхности корпуса устройства.

Для снижения опасности проворачивания материала на внутренней поверхности корпуса устройства устанавливают ребра или делают углубления, располагая их в продольном или слегка винтовом направлении, кроме того, должно выполняться следующее условие:

$$F_к > F_ш,$$

где $F_к$ – площадь внутренней цилиндрической поверхности корпуса шнекового устройства и $F_ш$ – площадь одной стороны поверхности шнекового витка на длине одного шага шнека, которые определяем по формулам:

$$F_к = \pi \cdot D \cdot (H - \delta) \ , \tag{85}$$

$$F_ш = \frac{1}{4 \cdot \pi}(\pi \cdot D \cdot L - \pi \cdot d \cdot l + H^2 \cdot \ln \frac{D + 2 \cdot L}{d + 2 \cdot l}) \ , \tag{86}$$

где l и L – развертки винтовых линий, соответствующие диаметрам вала и шнека, м.

Крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) на валу шнека и осевое усилие S (Н) можно определить по методике К. П. Гуськова [9] из формул:

$$M_{кр} = 0{,}131 \cdot n \cdot p_{max}(D^3 - d^3) \cdot tg\alpha_{ср}, \tag{87}$$

$$S = 0{,}393 \cdot n \cdot (D^2 - d^2) \cdot p_{max}, \tag{88}$$

где n – число рабочих шагов шнека;

p_{max} – максимальное давление прессования, $МН/м^2$.

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

$$\sigma_{сж} = \frac{S}{F}, \tag{89}$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{Wp} \ , \tag{90}$$

где F – площадь поперечного сечения вала шнека, м^2;

W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала шнека, м^3.

Эквивалентное напряжение по теории наибольших касательных напряжений определяют по формуле:

$$\sigma_э = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4 \cdot \tau^2} \ . \qquad (91)$$

Последний виток шнека, выходящий в прессовую камеру, находится под действием максимального давления. Этот виток следует рассчитать на прочность.

С небольшим допущением один виток можно уподобить кольцевой пластинке, защемленной по внутреннему контуру в теле вала шнека. В этом случае наибольший изгибающий момент на внутреннем контуре такой пластинки [5], выполненной из стали, определяем по формуле:

$$M_и = \frac{p_{\max} \cdot D^2}{32} \cdot \frac{1{,}9 - 0{,}7 \cdot a^{-4} - 1{,}2 \cdot a^{-2} - 5{,}2 \cdot \ln a}{1{,}3 + 0{,}7 \cdot a^{-2}} \ . \qquad (92)$$

А наибольшее напряжение (оно же и эквивалентное) определяем по формуле:

$$\sigma_и = \pm \frac{6 \cdot M_и}{\delta^2} \ , \qquad (93)$$

где $a = \frac{D}{d}$ — отношение диаметров, величина которого практически лежит в пределах от 1,8 до 3.

Шнеки могут изготовляться литыми, точеными, сварными и паяными. В индивидуальном производстве чаще всего шнеки изготовляются сварными, причем винтовая поверхность (перо) шнека составляется из отдельных элементов — вырезанных и выгнутых разомкнутых колец.

Для изготовления шнека диаметром D с заданным диаметром вала d и шагом H необходимо изготовить кольца с наружным диаметром D_o, внутренним диаметром d_o и разомкнутыми на угол выреза α_o (рис. 24).

Вначале определяют ширину b винтовой поверхности и длины винтовых линий l и L в пределах одного шага шнека по формулам:

$$b = 0{,}5 \cdot (D - d); \qquad (94)$$

$$l = \sqrt{H^2 + (\pi * \backslash \cdot d)^2}; \qquad (95)$$

$$L = \sqrt{H^2 + (\pi \cdot d)^2} \ . \qquad (96)$$

Затем определяют угол выреза по формуле:

$$\alpha_o = 2 \cdot \pi - \frac{L - l}{b}. \qquad (97)$$

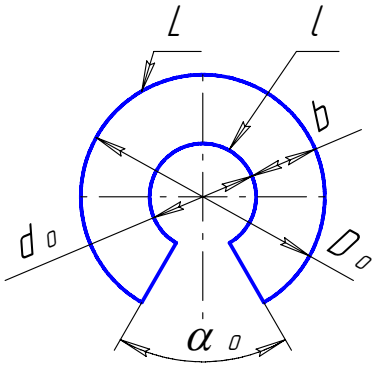


Рис.24. Схема кольца заготовки витка шнека

И, наконец, диаметры кольца определяем по формулам:

$$D_o = \frac{2 \cdot L}{2 \cdot \pi - \alpha_o}; \qquad d_o = \frac{2 \cdot l}{2 \cdot \pi - \alpha_o} \quad . \tag{98}$$

Кольца можно изготовлять с углом выреза α_o=0. Таких колец-заготовок для выполнения шнека заданной длины надо меньше, чем колец с углом $\alpha_o > 0$, так как одно такое кольцо образует винтовую поверхность на длине шнека, определяемой по формуле:

$$H^1 = H \cdot \left(1 + \frac{\alpha_o}{2\pi - \alpha_o}\right). \tag{99}$$

Из формулы видно, что образуемая длина шнека несколько больше шага шнека.

Мощность на валу шнека N (кВт) определяем по формуле:

$$N = 215 \cdot P \cdot n \cdot tg\alpha_{cp} \cdot (R^3 - R_1^3), \tag{100}$$

где P – давление прессования, МПа;

$R = \frac{D}{2}$ – наружный радиус шнека, м;

$R_1 = \frac{d}{2}$ – радиус вала шнека, м;

n – частота вращения шнека, мин $^{-1}$.

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

$$i = \frac{n_{дв.}}{n}. \tag{101}$$

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

$$i = i_1 \cdot \ldots \cdot i_n \ . \tag{102}$$

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

$$\eta = \eta_1 \cdot \ldots \cdot \eta_n \ . \qquad (103)$$

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

$$N_{пр} = \frac{N}{\eta_{пр}} \ . \qquad (104)$$

Крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) определяется по формуле:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega}, \qquad (105)$$

где N – мощность на тихоходном валу редуктора, Вт;

ω – угловая скорость тихоходного вала редуктора, которая равна угловой скорости шнека, $с^{-1}$.

5.2. Задание и его выполнение

Рассчитать и сконструировать шнек, если известны: производительность шнекового устройства Q=0,167 кг/с; максимальное давление p_{max} =0,15 МН/$м^2$; коэффициент внутреннего трения продукта f= 0,3; плотность продукта ρ = 900 кг/$м^3$.

Наружный диаметр шнека D принимаем равным 0,15 м, а шаг H = 0,8D = 0,12 м.

Предельный диаметр вала шнека по условию (83):

$$d_{пр} = \frac{0{,}12}{3{,}14 \cdot 0{,}15} \cdot 0{,}3 = 0{,}0115 \text{ м.}$$

Выбираем отношение диаметров шнека к диаметру вала шнека согласно рекомендации (а=3), тогда диаметр вала шнека принимаем равным 0,05 м.

Угол подъема винтовых линий на внешней стороне шнека и у вала определяем по зависимостям (81):

$$\alpha_D = arctg \frac{0.120}{3.14 * 0.15} = arctg 0.254 \approx 14^o 15' ;$$

$$\alpha_d = arctg \frac{0.120}{3.14 * 0.05} = arctg 0.763 \approx 37^o 21' .$$

Среднее значение угла подъема винтовых линий витка шнека определяем по уравнению (80):

$$\alpha_{ср} = 0{,}5 \cdot (14^o 15' + 37^o 21') = 25^o 48' .$$

Коэффициент отставания частиц материала в осевом направлении рассчитываем по формуле (82), предварительно определив вспомогательные величины:

$$\cos^2 25^o 48' = 0.9003^2 = 0.8105; \quad tg\,25^o 48' = 0.4834;$$
$$\sin 2 * 25^o 48' = 0.7837.$$

Тогда

$$k_o = 1 - (0.8105 - 0.5 \cdot 0.3 \cdot 0.7837) = 0.307.$$

Определяем толщину витка шнека.

Изгибающий момент в витке шнека по внутреннему контуру, т. е. у вала рассчитываем по формуле (92):

$$M_u = \frac{0{,}15 \cdot 10^6 \cdot 0{,}15^2}{32} \cdot \frac{1{,}9 - 0{,}7 \cdot 3^{-4} - 1{,}2 \cdot 3^{-2} - 5{,}2 \cdot \ln 3}{1.3 + 0.7 \cdot 3^{-2}} = -450 \text{ Н·м.}$$

Витки шнека будут изготовляться из стали 10, для которой допускаемое напряжение при изгибе можно принять равным допускаемому напряжению при растяжении, т. е. $1300 \cdot 10^5$ Н/м^2 [6].

Тогда определяя толщину витка шнека из формулы (93), величину изгибающего момента подставляем в формулу по абсолютному значению:

$$\delta = \sqrt{\frac{6 \cdot 450}{1300 \cdot 10^5}} = 0{,}0045 \text{ м.}$$

Принимаем δ = 5 мм.

Проверяем условия снижения проворачивания прессуемого материала.

Площадь внутренней, цилиндрической поверхности корпуса устройства на длине одного шага определяем по выражению (85):

$$F_к = 3{,}14 \cdot 0{,}15 \cdot (0{,}12 - 0{,}005) = 0{,}0542 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности витка шнека на длине одного шага определяем по условию (86), предварительно рассчитав развертки винтовых линий по формулам (95), (96):

$$l = \sqrt{0{,}12^2 + (3{,}14 \cdot 0.05)^2} = 0{,}198 \text{ м;}$$

$$L = \sqrt{0{,}12^2 + (3{,}14 \cdot 0{,}15)^2} = 0{,}486 \text{ м.}$$

Тогда $F_ш$ равно:

$$F_ш = \frac{1}{4 \cdot 3{,}14} \cdot \left(3{,}14 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}49 - 3{,}14 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}198 + 0{,}12^2 \cdot \ln \frac{0{,}15 + 2 \cdot 0{,}49}{0{,}05 + 2 \cdot 0{,}198} \right) =$$

$$= 0{,}017 \text{ м.}$$

Таким образом, $F_к > F_ш$,что удовлетворяет условиям работы шнека. Однако необходимо на внутренней поверхности корпуса выполнить продольные канавки глубиной 1 мм, для лучшей работы

шнекового устройства.

Крутящий момент на валу шнека определяем по формуле (87),учитывая, что наиболее нагруженными являются 2-4 последних витка шнека:

$$M_{кр} = 0{,}131 \cdot 2 \cdot 0{,}15 \cdot 10^6 \cdot \left(0{,}15^2 - 0{,}05^2\right) \cdot 0{,}4834 = 61{,}8 \text{ Н·м}.$$

Осевое усилие вычисляем по формуле (88):

$$S = 0{,}393 \cdot 2 \cdot \left(0{,}15^2 - 0{,}05^2\right) \cdot 0{,}15 \cdot 10^6 = 2360 \text{ Н}.$$

Нормальное и касательное напряжения вала рассчитываем по формулам (89),(90):

$$\sigma_{сж} = \frac{2360}{0{,}785 \cdot 0{,}05^2} = -12 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$\tau = \frac{61{,}8 \cdot 16}{3{,}14 \cdot 0{,}05^3} = 25{,}2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Эквивалентное напряжение определяем по формуле (91):

$$\sigma_э = \sqrt{(12^2 + 4 \cdot 25{,}2) \cdot 10^{10}} = 51{,}6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 < [\sigma],$$

что находится в пределах допускаемого напряжения для материала вала шнека (сталь Ст. 5).

Принимая коэффициент заполнения равным единице, из формулы (84) определяем частоту вращения вала шнека:

$$\omega = \frac{0{,}167}{0{,}127 \cdot (0{,}15^2 - 0{,}05^2) \cdot (0{,}12 - 0{,}005) \cdot 0{,}693 \cdot 900} = 0{,}916 \text{ с}^{-1}$$

или

$$n = \frac{30 \cdot 0{,}916}{3{,}14} = 8{,}75 \text{ мин}^{-1}.$$

Таким образом, определены основные геометрические и кинематические параметры шнекового устройства.

Теперь определим размеры колец-заготовок витков шнека и их число, в случае, если применяется сварной вариант изготовления шнека. При больших давлениях прессования чаще применяется изготовление целикового шнека из круга механической обработкой.

Принимаем длину шнека $L_ш$,равную шести шагам (в зависимости от технологических условий прессования) $L_ш = n_ш \cdot S = 6 \cdot 0{,}12 = 0{,}72$ м.

Здесь $n_ш$ – количество витков шнека.

Ширину витков определяем по формуле (94):

$$b = 0{,}5 \cdot (0{,}15 - 0{,}05) = 0{,}05 \text{ м}.$$

Угол выреза в кольце-заготовке определяем по формуле (97):

$$\alpha_o = 2 \cdot 3{,}14 - \frac{0{,}49 - 0{,}198}{0{,}05} = 0{,}44 \text{ рад} = 25^o 12'.$$

Диаметры кольца-заготовки определяем по формулам (98):

$$d_o = \frac{2 \cdot 0{,}198}{2 \cdot 3{,}14 - 0{,}44} = 0{,}0678 \text{ м}; \qquad D_o = \frac{2 \cdot 0{,}49}{2 \cdot 3{,}14 - 0{,}44} = 0{,}168 \text{ м}.$$

При изготовлении кольца-заготовки без углового выреза оно расположится на длине шнека, определяемой по формуле (99):

$$H' = 0{,}12\left(1 + \frac{0{,}44}{2 \cdot 3{,}14 - 0{,}44}\right) = 0{,}129 \text{ м}.$$

Количество колец-заготовок без углового выреза равно

$$\frac{0{,}72}{0{,}129} = 5{,}6 \text{ шт}.$$

Практически нужно шесть колец-заготовок.

Для облегчения конструкции шнека вместо сплошного вала можно взять полый вал.

Нормальное и касательное напряжения полого вала определяем по формулам (89),(90):

$$\sigma_{сж} = -\frac{2360}{0{,}785 \cdot \left(0{,}05^2 - 0{,}04^2\right)} = -33{,}3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$\tau = \frac{61{,}8}{\frac{3{,}14 \cdot 0{,}05^5}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{0{,}04}{0{,}05}\right)^4\right)} = 42{,}6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Эквивалентное напряжение определяем по формуле (91):

$$\sigma_э = \sqrt{\left(33{,}3^2 + 4 \cdot 42{,}6^2\right) \cdot 10^{10}} = 91{,}5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Полученное значение напряжения выше ранее найденного для сплошного вала, но все равно ниже допускаемого.

Если на трубе предварительно проточить винтовую канавку глубиной 0,5 мм и шириной 5,5 – 6 мм, то размеры колец-заготовок будут: b = 0,0505 м, α_o =0,44 рад; d_o =0,0668 м; D_o =0,168 м.

Мощность на валу шнека N (кВт) определяем по формуле (100), использовав ранее полученные значения:

$$N = 215 \cdot 0{,}15 \cdot 8{,}758 \cdot tg25{,}8 \cdot (0{,}15^3 - 0{,}05^3) = 0{,}44 \text{ кВт}.$$

Для обеспечения вращения шнека с частотой n = 8,75 мин$^{-1}$ разработаем кинематическую схему привода. Кинематическая схема представлена на рис.25.

В качестве электродвигателя применяем электродвигатель с частотой вращения $n_{дв}$ =1000 мин$^{-1}$ ($\omega_{дв}$ = 104,7 с$^{-1}$).

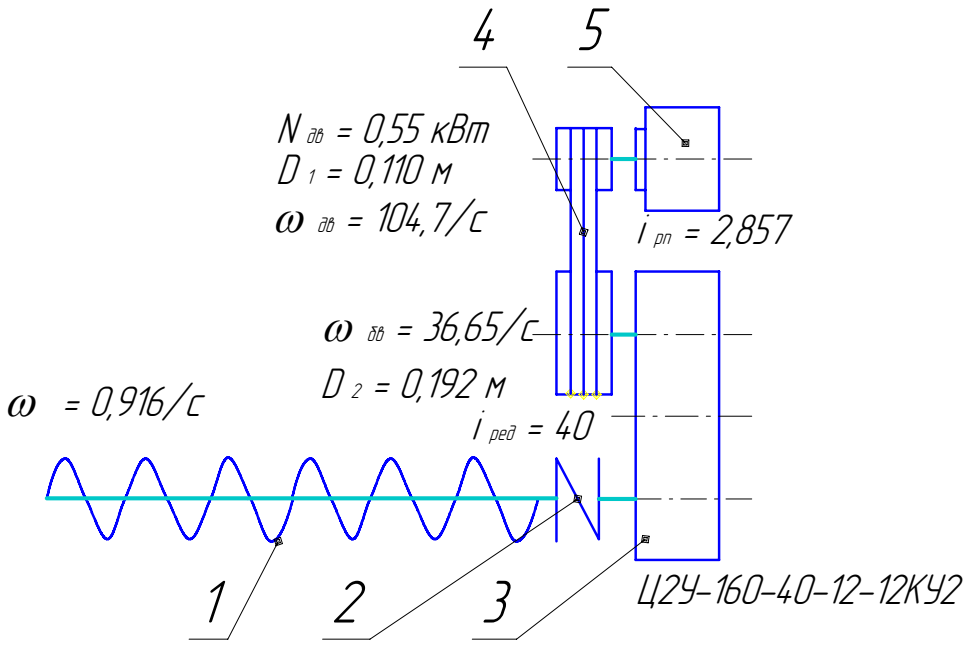


Рис.25. Кинематическая схема шнекового устройства:
1 – шнек; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – ременная передача; 5 – электродвигатель

Тогда общее передаточное число привода i определяем по формуле (101):

$$i = \frac{1000}{8,75} = 114,28 .$$

Для рассчитанного передаточного отношения необходимо установить редуктор и ременную передачу, которая позволит поддерживать точную частоту вращения шнека.

Общее передаточное число i в нашем случае состоит из произведения передаточного числа редуктора $i_{ред}$ и передаточного числа ременной передачи $i_{р.п}$ и представлено формулой (102):

$$i = i_{ред.} \cdot i_{р.п} .$$

В качестве редуктора применяем цилиндрический двухступенчатый редуктор типа Ц2У с передаточным отношением $i_{ред.}$ =40, тогда передаточное число ременной передачи $i_{р.п.}$ определяем из формулы (102):

$$i_{р.п.} = \frac{i}{i_{ред}} = \frac{114,28}{40} = 2,857 .$$

Ременная передача рассчитывается по стандартной методике, представленной в курсе «Детали машин».

Общий коэффициент полезного действия можно определить по формуле (103):

$$\eta = \eta_{ред.} \cdot \eta_{р.п.} ,$$

где $\eta_{ред.}$ – КПД редуктора; $\eta_{ред} = 0,92$;

$\eta_{р.п.}$ – КПД ременной передачи; $\eta_{р.п.} = 0,95$.

Тогда $\eta_{пр} = 0{,}92 \cdot 0{,}95 = 0{,}874$.

Установленную мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяем по формуле (104):

$$N = \frac{0{,}44}{0{,}874} = 0{,}503 \text{ кВт.}$$

Выбираем для привода шнека по справочнику [8] электродвигатель 4А71В6У3 ГОСТ 19523-74 с $N_{э.д}$ =0,55 кВт, $n_{э.д}$ =1000 мин$^{-1}$.

По передаточному отношению и крутящему моменту на тихоходном валу редуктора выбираем редуктор. Мощность на тихоходном валу редуктора определяем по формуле:

$$N = N \cdot \eta_{пр} \cdot 1000 = 0{,}55 \cdot 0{,}874 \cdot 1000 = 480{,}7 \text{ Вт.}$$

Крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) определяем по формуле (105).

ω – угловая скорость тихоходного вала редуктора, которая равна угловой скорости шнека, ω =0,916 с$^{-1}$.

Отсюда крутящий момент равен:

$$M = \frac{480{,}7}{0{,}916} = 524{,}8 \text{ Н·м.}$$

На основании рассчитанных данных по справочнику [8] выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-160-40-12КУ2 ГОСТ 21426-75.

Варианты аналогичного задания приведены в табл. 8.

Таблица 8

Исходные данные для расчета шнекового устройства.

Номер варианта	Производитель-ность, кг/с	Максимальное давление на выходе, МН/м^2	Коэффициент внутреннего трения продукта	Плотность продукта, кг/м^3
1	0,15	0,5	0,35	900
2	0,12	0,4	0,4	925
3	0,1	0,3	0,45	950
4	0,08	0,2	0,5	975
5	0,1	0,2	0,5	1000
6	0,12	0,3	0,45	975
7	0,15	0,4	0,4	950
8	0,18	0,4	0,45	925
9	0,2	0,3	0,4	900
10	0,22	0,2	0,35	875

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ

6.1.Общие положения

Процесс разделения сыпучих материалов на части, различающиеся геометрическими признаками и физическими свойствами, называют сепарированием. Во многих отраслях пищевой промышленности сепарирование является одним из основных технологических процессов.

В хлебопекарной, кондитерской и макаронной промышленности сепарированием выделяют посторонние примеси из муки и сахара; в кондитерской — калибруют семена и разделяют высокодисперсные пищевые продукты (например, какао порошок);

Разделение сыпучих материалов по крупности осуществляют механическим, пневматическим и гидравлическим способами.

В машинах, осуществляющих разделение материалов механическим способом, процесс осуществляется просеиванием на ситах.

Наибольшее распространение получили просеивающие машины (сепараторы) с плоскими и цилиндрическими ситами, со следующими движениями сит: плоские сита, совершающие возвратно-поступательное, круговое поступательное в горизонтальной плоскости и вибрационное движение; барабанные в виде цилиндра, призмы или усеченной пирамиды (пирамидальные), вращающиеся вокруг горизонтальной или наклонной оси; неподвижные сита, относительно которых продукт перемещается посредством шнека или бичей.

6.1.1. Машины с возвратно-поступательным движением плоских сит

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

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

$$Q = B \cdot q\,, \qquad (106)$$

где В – ширина подсевного сита, см;

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

Удельную нагрузку q для подсевных сит принимают 45…60 кг/(см·ч), для сортировочных с отверстиями диаметром 6…10 мм в 3…4 раза больше, а для приемных сит с отверстиями диаметром 20…40 мм в

8…10 раз больше, чем для подсевных сит. Для высокопроизводительных сепараторов на элеваторах удельную нагрузку q на подсевные сита принимают до 200 кг/(см·ч).

Длину сита L (дм) определяют по формуле:

$$L = \frac{Q}{q_F \cdot B}\ , \qquad (107)$$

где q_F – удельная производительность (производительность на единицу площади сита), кг/(дм^2*ч);

B – ширина сита, дм.

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

$$q_F = 60 \cdot (a - 4{,}5), \qquad (108)$$

где a - рабочий размер сита, мм.

Толщину h_1 слоя зерна, движущегося по ситу со средней скоростью подачи $V_{ср}$, определяем по формуле:

$$h_1 = \frac{q_1}{V_{CP} \cdot \rho \cdot k}\ , \qquad (109)$$

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

ρ – насыпная плотность зерна, кг/м^3;

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

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

$$k = \omega^2 \cdot r \quad \text{или} \quad k = \frac{\omega^2 \cdot r}{g}\ . \qquad (110)$$

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

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

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

$$n_B = 30 \cdot \sqrt{\frac{tg(\varphi + \alpha)}{r}} \quad , \tag{111}$$

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

α – угол наклона сита, град;

r – эксцентриситет или радиус кривошипа, м.

Максимальную рабочую частоту вращения эксцентрика определяем по формуле:

$$n_{\max} = \frac{30}{\sqrt{r \cdot tg\alpha}}. \tag{112}$$

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

$$n_B < n_P < n_{\max} \ . \tag{113}$$

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

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

$$Q = h \cdot b \cdot v \cdot \rho, \tag{114}$$

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

b – ширина просеивающей поверхности, м;

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

ρ – насыпная плотность материала, кг/м^3.

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

$$N = \frac{\omega^3 \cdot r^2 \cdot (m_C + m_M)}{204}, \tag{115}$$

где ω – частота вращения кривошипа, с$^{-1}$;

r – радиус кривошипа, м;

m_c – масса качающихся частей сита, кг;

$m_м$ – масса слоя муки на сите, кг.

Масса слоя муки на сите m_c определяется по формуле:

$$m_M = F \cdot h \cdot \rho, \tag{116}$$

где F – площадь сита, м^2;

h – толщина слоя муки, м;

ρ – насыпная плотность материала, кг/м^3.

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

Радиус центра тяжести балансиров определяем по формуле:

$$R = \frac{m_K \cdot r}{m_Г} \quad , \tag{117}$$

где $m_к$ и $m_г$ – соответственно массы корпуса и груза, кг.

Длину шатуна кривошипно-шатунного привода $L_ш$ (м) определяем по формуле:

$$L_ш = (30...50) \cdot r \ . \tag{118}$$

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

$$P_И = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos\alpha \, , \tag{119}$$

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

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

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

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

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

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

$$L_o = \sqrt{\frac{3 \cdot S \cdot E \cdot F_3}{2 \cdot [\sigma_{ИЗ}]}} \, , \tag{120}$$

где S – толщина пружины, мм; E – модуль упругости, кгс/мм^2;

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

Ширину пружины b определяем по формуле:

$$b = \frac{6 \cdot P \cdot L_o}{S^2 \cdot [\sigma_{ИЗ}]} \, , \tag{121}$$

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

$$P = \frac{P_{ИК}}{4} . \tag{122}$$

6.1.2. Машины с вращающимися ситами

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

$$R = \frac{1}{h}\sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\rho \cdot n \cdot tg\alpha}\right)^2} \quad , \tag{123}$$

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

ρ – насыпная плотность материала, кг/м^3;

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

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

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

$$n < n_{KP} = 30\sqrt{\frac{\sin\alpha_1 - f\cos\alpha_1}{R \cdot (f + tg\beta)}} \quad . \tag{124}$$

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

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

$$F_C = \frac{Q}{q} \quad , \tag{125}$$

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

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

$$F = \frac{F_C}{z} \quad . \tag{126}$$

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

$$L = \frac{F}{R} \quad . \tag{127}$$

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

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

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

$$n_{ШН} = \frac{4 \cdot Q}{\left[\pi \cdot \left(D^2 - d^2\right) \cdot S \cdot \rho \cdot \psi\right]}, \quad (128)$$

где ψ – коэффициент заполнения шнека (ψ = 0,5… 0,6).

Мощность электродвигателя N (кВт) определяем по формуле:

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta}, \quad (129)$$

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

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

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

η – КПД привода.

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

$$N_1 = \left(G_б + G_м\right) \cdot f \cdot \pi \cdot d \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (130)$$

где $G_б$ – вес барабана бурата, Н; $G_м$ – вес муки в барабане, Н; f – коэффициент трения скольжения в подшипниках (f=0,15…0,20); d – диаметр шейки вала, м; n – частота вращения барабана, с $^{-1}$.

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

$$N_2 = 2{,}4 \cdot G_м \cdot R \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (131)$$

где R – радиус барабана бурата, м.

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

$$N_3 = g \cdot Q \cdot L_{Ш} \cdot \omega \cdot 10^{-3}, \quad (132)$$

где Q – производительность бурата, кг/с; $L_ш$ – длина шнека, м; ω – коэффициент сопротивления движению (ω = 4…5).

6.1.3. Просеивающие машины с неподвижными ситами

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

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

$$Q = 0{,}625 \cdot D^3 \cdot n \cdot \rho \cdot \psi \cdot k, \quad (133)$$

где D – наружный диаметр винта, м; n – частота вращения шнека, с$^{-1}$; ρ – насыпная плотность материала, кг/м^3; ψ – коэффициент производительности, учитывающий условия загрузки и степень заполнения шнека, а также свойства продукта и его вращение вокруг оси

винта (ψ= 0,2 … 0,3); и k – геометрический коэффициент, учитывающий часть сечения, занимаемую винтом и валом (k= 0,65 … 0,75).

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

Критическую частоту вращения шнека определяем по формуле:

$$n_{KP} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot tg(\lambda + \rho)}{f \cdot D_1}} \ , \qquad (134)$$

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

При этом должно выполняться условие:

$$n > n_{KP} . \qquad (135)$$

Угол подъема винтовой поверхности λ определяем по формуле:

$$\lambda = arctg\left(\frac{S}{\pi \cdot D}\right). \qquad (136)$$

Внутренний диаметр кожуха D_1 (м) определяем по формуле:

$$D_1 = D + 2 \cdot \delta \ . \qquad (137)$$

Площадь ситовой поверхности F_c ($м^2$) определяем по формуле:

$$F_C = \frac{Q}{q} \ , \qquad (138)$$

где q – удельная производительность просеивателя, q= 2,8 кг/($м^2$·с) .

Диаметр цилиндрического сита D_c (м) определяем по формуле:

$$D_C = D + 2 * \delta \ . \qquad (139)$$

Высоту цилиндрического сита H_C (м) определяем по формуле:

$$H_C = \frac{F_C}{\pi \cdot D_C} . \qquad (140)$$

Мощность электродвигателя N (кВт) определяем по формуле:

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta} \ , \qquad (141)$$

где N_1 – мощность, потребная на подъем муки, кВт; N_2 – мощность, потребная на вращение питающих лопастей, кВт; η – КПД привода.

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

$$N_1 = g \cdot Q \cdot H \cdot k_1 \cdot (\omega + 1) \cdot 10^{-3}, \qquad (142)$$

где Q – производительность просеивателя, кг/с; H – высота подъема продукта, м; k_1 – коэффициент, учитывающий потери на трение винта в подшипниках (k_1 = 1,15…1,20); ω – коэффициент сопротивления движению (ω = 10).

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

$$N_2 = z \cdot \frac{k_2 \cdot \omega^3 \cdot h_1}{408} \cdot \left(R^4 - r^4\right), \quad (143)$$

где z – число лопастей (z = 2); k_2 – коэффициент сопротивления (для муки k_2 = 5000); ω – угловая скорость лопастей, с $^{-1}$; h_1 – высота лопасти, м (h_1= 0,03 м); R – наружный радиус лопасти, м (R = 0,3 м); r – радиус вала лопасти, м (r = 0,03 м).

Коэффициент полезного действия привода определяется по формуле:

$$\eta = \eta_{РЕМ} \cdot \eta_{ЗУБ} \ , \quad (144)$$

где $\eta_{пем}$ – КПД ременной передачи; $\eta_{зуб}$ – КПД зубчатой передачи.

По каталогам подбираем электродвигатель и выписываем его техническую характеристику.

Определяем общее передаточное число по формуле:

$$i = \frac{n_{ДВ}}{n_{Л}} = i_{РЕМ} \cdot i_{ЗУБ} \ , \quad (145)$$

где $n_{дв}$ – частота вращения двигателя, с $^{-1}$; $n_л$ – частота вращения лопастей, с $^{-1}$, $i_{рем}$ – передаточное число клиноременной передачи; $i_{зуб}$ – передаточное число зубчатой передачи.

Передаточное число клиноременной передачи $i_{рем}$ определяем по формуле:

$$i_{РЕМ} = \frac{n_{ДВ}}{n} = \frac{i}{i_{ЗУБ}} \ . \quad (146)$$

Передаточное число зубчатой передачи $i_{зуб}$ определяем по формуле:

$$i_{ЗУБ} = \frac{n_{ШН}}{n_{Л}} = \frac{i}{i_{РЕМ}}, \quad (147)$$

По полученным данным рассчитывают клиноременную и зубчатую передачи на прочность.

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

6.2. Задание и его выполнение

6.2.1. Расчет сепаратора с возвратно-поступательным движением плоских сит

Рассчитать геометрические и кинематические параметры ситового сепаратора, выбрать схему привода и определить мощность. Производительность ситового сепаратора Q = 5000 кг/ч, произвести

очистку пшеницы от примесей, отличающихся геометрическими размерами.

По приложению 1 определяем физико-механические свойства пшеницы: геометрические размеры (длина – 8,0 мм, ширина – 3,0 мм, толщина –2,5 мм); объемная плотность ρ = 760 кг/м^3; коэффициент внутреннего трения f_1 =0,47; угол трения φ = 20,3^o; коэффициент внешнего трения по стальному решету f = 0,37.

В соответствии с технологическим процессом и рекомендациями [7], выбираем технологическую схему №1 установки сит в корпусе сепаратора. Технологическая схема представлена на рис.26. Исходный продукт параллельными потоками поступает в питающий механизм, который направляет его на приемное сито 1, предназначенное для удаления грубых примесей, удаляемых из машины через поперечные лотки. Зерно проходом через приемное сито поступает на сортировочное 2, которое служит для выделения крупных примесей. Зерно проходом через первую часть сортировочного сита поступает на делитель 5 щелевого типа, который делит зерно на два потока: один поток поступает на верхнее укороченное подсевное сито 3, а другой - на нижнее подсевное сито 4. Проходом через остальную часть сортировочного сита 2 зерно непосредственно поступает на подсевное сито 4. Сход с обоих подсевных сит – очищенное зерно – выводится из машины через общий канал. Проход подсевных сит – мелкие примеси (песок, семена диких растений, битое зерно) – по поддонам 6 и 7 направляются из машины через другой общий канал в отходы. Для очистки сит используются инерционные очистители.

В соответствии с размерами зерна выбираем по приложению 4 размеры отверстий сит.

Для сепаратора с возвратно-поступательным движением сит используем подсевные сита с продолговатыми отверстиями, имеющие размеры 1,7х20 мм; сортировочное сито с отверстием диаметром 8 мм; приемное сито с отверстиями диаметром 20 мм.

Согласно рекомендациям задаемся удельной нагрузкой (на единицу ширины сита), q = 50 кг/(см·ч). Ширину сит определяем по подсевному ситу из формулы производительности (106):

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

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

Длину сит определяем по сортировочному ситу, используя формулу (107), предварительно определив удельную производительность сита с рабочим размером 8 мм по формуле (108):

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

Тогда:

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

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

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

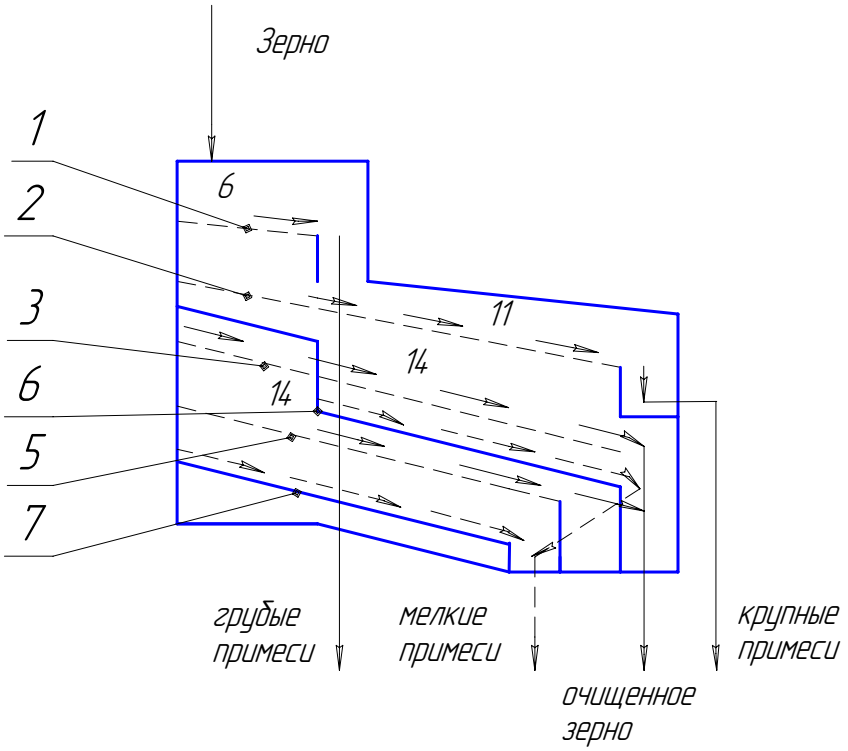


Рис.26. Технологическая схема установки сит в корпусе сепаратора:
1– приемное сито; 2 – сортировочное сито; 3 – подсевное укороченное;
4 – подсевное сито; 5 – делитель; 6,7 – поддоны

Толщину h_1 слоя зерна, движущегося по ситу со средней скоростью подачи $V_{ср} = 0{,}33$ м/с, определяем по формуле (109), зная количества зерна в кг, поступающего на 1 м ширины данного сита за одну секунду, $q_1 = 1{,}4$ кг/(м*с), коэффициент разрыхления зерновой смеси для пшеницы $k = 1{,}5$, насыпная плотность зерна, $\rho = 760$ кг/м^3:

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

Для определения частоты и амплитуды колебаний сит выбираем кинематический параметр, для очистки пшеницы принимаем k = $\omega^2 \cdot r = 14$ м/с^2 при радиусе кривошипа $r = 0{,}005$ м. Из формулы (110) определяем угловую скорость и частоту вращения кривошипа привода сепаратора:

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

Отсюда

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

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

Проверяем правильность выбранных кинематических параметров сепаратора исходя из условия (113). Для этого предварительно определим частоты вращения кривошипного вала, при которых зерно движется вверх по ситу и при которых зерно отрывается от поверхности сита соответственно по формулам (111) и (112), зная, что угол трения частицы о поверхность сита $\varphi = 20{,}3^{\circ}$, угол наклона сита $\alpha = 14^{\circ}$, радиус кривошипа $r =$ 0,005 м:

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

$$n_{\max} = \frac{30}{\sqrt{0{,}005 \cdot tg14}} = 849{,}7 \text{ мин}^{-1},$$

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

Условия выполняются, следовательно, кинематические параметры выбраны правильно.

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

Для определения мощности привода предварительно определим массу слоя зерна на сите m_c (кг) по формуле (116) и вес качающихся частей сита m_C .

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

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

Масса качающихся частей сита, состоящего из деревянного корпуса, металлических сит и поддонов, очищающих механизмов, приемных и разгрузочных патрубков, определяется расчетом или принимается

ориентировочно на основании справочных данных. В нашем случае масса качающихся частей составляет примерно $m_C = 40$ кг.

Мощность, потребную для вращения вала кривошипа N определяем по формуле (115), зная параметры сепаратора:

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

Для обеспечения вращения кривошипного вала составим кинематическую схему, которая представлена на рис.27.

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

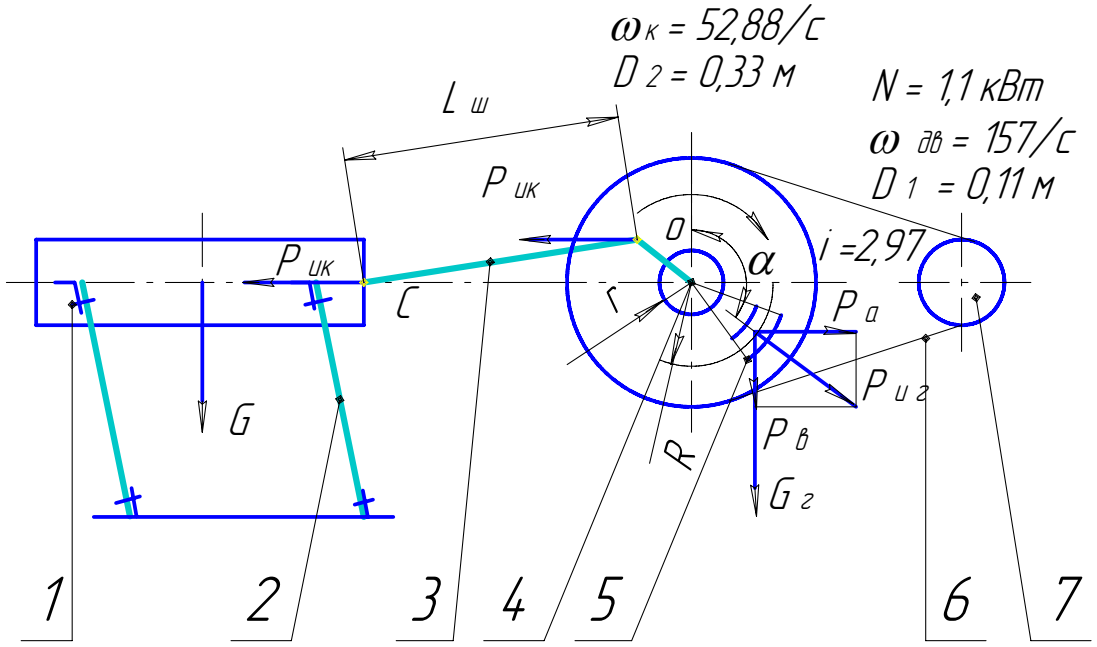


Рис.27. Кинематическая схема ситового сепаратора с кривошипно-шатунным механизмом, уравновешенным посредством вращающегося балансира:
$P_{ик}$ и $P_{иг}$ – силы инерции корпуса и грузов, кгс; ω - угловая скорость кривошипа, $с^{-1}$;
r и R – соответственно радиусы кривошипа и центра тяжести балансирных грузов;
P_A и P_B – соответственно горизонтальная и вертикальная составляющая силы инерции груза

Выбираем по справочнику [8] электродвигатель, предварительно определив его мощность из формулы (141), взяв коэффициент полезного действия ременной передачи η = 0,95,тогда:

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

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

Передаточное отношение ременной передачи определяем по формуле (146):

$$i_{РП} = \frac{n_{ДВ}}{n_{Р}} = \frac{1500}{505,3} = 2,97 .$$

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

Длину шатуна кривошипно-шатунного привода выбираем исходя из условий по формуле (118):

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

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

Кривошипно-шатунный механизм необходимо уравновесить посредством вращающихся балансиров.

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

$$m_К = m_С + m_М = 40 + 9,12 = 49,12 \text{ кг.}$$

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

При радиусе кривошипа r = 0,005 м выбираем конструктивно массу балансиров $m_г$ =4,5 кг и определяем радиус центра тяжести балансиров по формуле (117):

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

Ситовой корпус устанавливается на четырех пружинах, на каждую из них передается возмущающая сила, равная 0,25 силы инерции. Расчетная схема пружины представлена на рис.28.

Максимальная деформация пружины равна амплитуде колебаний сита $F_3 = A$. Так как силы инерции корпуса и грузов уравновешены, то определяем любую силу инерции, например силу инерции корпуса, которую определим по формуле (119), зная все необходимые параметры:

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

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

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

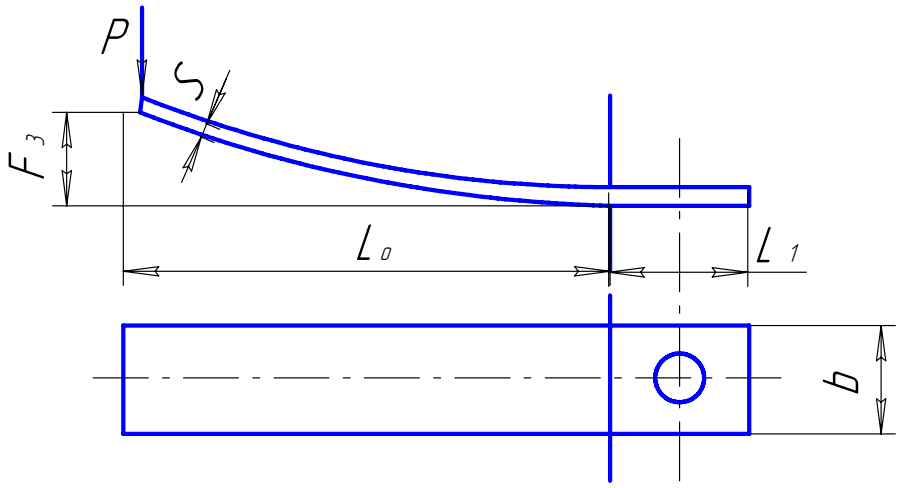


Рис.28. Расчетная схема пластинчатой пружины.
L_o –рабочая длина пружины; L_1 – длина заделки пружины;
S –толщина пружины; F_3 –максимальная деформация пружины;
P – возмущающая сила; b –ширина пружины

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

Тогда рабочую длину пластинчатой пружины L_o (мм) определяем по формуле (120):

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

Принимаем рабочую длину пластинчатой пружины L_o = 154,0 мм.

Тогда ширину пружины b, зная необходимые параметры пружины, определяем по формуле (121):

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

Принимаем ширину пружины b = 55 мм.

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

Варианты аналогичного задания приведены в табл. 9.

Таблица 9

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

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

6.2.2. Расчет пирамидального бурата

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

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

По заданной производительности Q = 0,139 кг/с определяем приведенный радиус барабана бурата по формуле (123), принимая толщину слоя муки в барабане, $h = 0{,}05$ м, частоту вращения барабана n = 30 мин $^{-1}$ = 0,5 с $^{-1}$:

$$R = \frac{1}{0{,}05} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0{,}139}{760 \cdot 0{,}50 \cdot tg5} \right)^2} = 0{,}519 \text{ м} .$$

Принимаем приведенный радиус барабана R = 0,52 м.

Проверяем правильность выбора частоты вращения барабана из формулы (124), принимая, что в основании пирамиды находится шестигранник, а также принимая предельное положение грани, определяем критическую частоту вращения барабана:

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

Условие выполняется, следовательно, частота вращения барабана выбрана правильно.

Задавшись удельной производительностью бурата, $q = 0{,}033$ кг/(м^2∗с), определяем общую площадь ситовой поверхности барабана бурата F_c (м^2) по формуле (125):

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

Так как в основании пирамиды находится шестигранник, то число граней ситового барабана z = 6, определяем площадь ситовой поверхности одной рамки F (м^2) по формуле (126):

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

Считая, что приведенный радиус барабана R (м) является средней линией пирамидальной грани ситового барабана, определяем длину ситовой рамки барабана по формуле (127):

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

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

Зная площадь ситовой рамки и ее длину, определяем размеры сторон рамки, схемы барабана и его грани приведены на рис.29.

Из схемы барабана, рассматривая треугольники ABC и AB_1C_1, определим радиусы большего и меньшего оснований усеченной пирамиды. Горизонтальную проекцию длины барабана определяем из выражения:

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

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

$$R_1 = \frac{A_1}{2 \cdot \sin 60^{\circ}} = \frac{2 \cdot R \cdot \sin 60 - L_1 \cdot tg5}{2 \cdot \sin 60} = \frac{2 \cdot 0{,}52 \cdot \sin 60 - 1{,}345 \cdot tg5}{2 \cdot \sin 60} = 0{,}452 \text{ м}.$$

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

$$R_2 = \frac{B_1}{2 \cdot \sin 60} = \frac{A_1 + 2 \cdot L_1 \cdot tg5}{2 \cdot \sin 60} = \frac{0{,}783 + 2 \cdot 1{,}345 \cdot tg5}{2 \cdot \sin 60} = 0{,}587 \text{ м.}$$

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

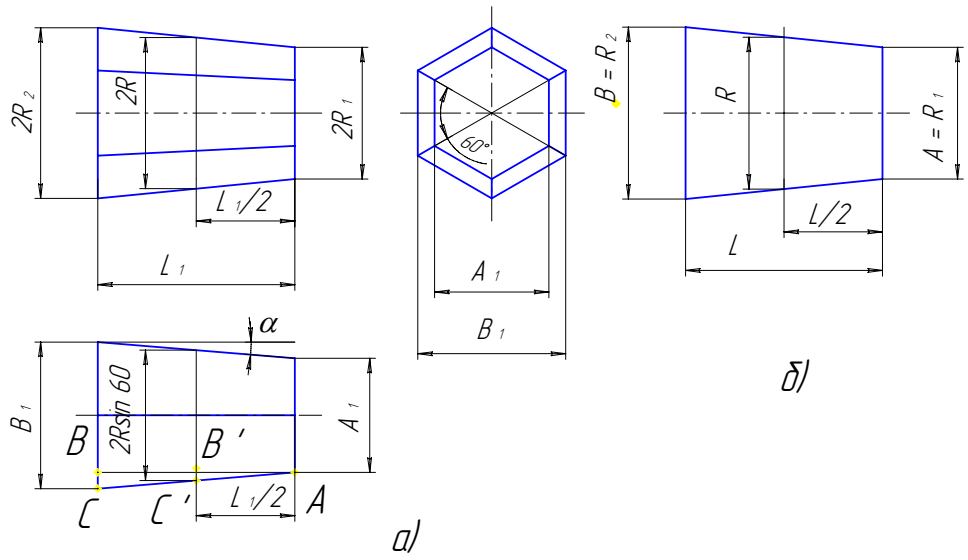


Рис.29. Схема пирамидального барабана:
а– схема барабана; б– схема грани барабана

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

Частоту $n_{ШН}$ вращения распределительного шнека (в $с^{-1}$) определяем по формуле (128), задаваясь коэффициентом заполнения шнека $\psi = 0{,}5$:

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

Мощность, потребную на преодоление сил трения в подшипниках вала N_1 (кВт), определяем по формуле (130), задавшись коэффициентом трения скольжения в подшипниках f=0,20; диаметром шейки вала барабана d = 0,03 м. Вес барабана пирамидального бурата $G_б$ (Н) можно определить расчетом или взвешиванием барабана на весах, в нашем случае $G_б$ =400 Н. Вес муки в барабане $G_м$ (Н) определяем исходя из предположения, что мука располагается на 1/6 части площади сита барабана равномерно, толщиной h = 0,05 м, тогда:

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

Отсюда:

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

Мощность, затрачиваемую на подъем муки в барабане N_2 (кВт), определяем по формуле (131), где радиус барабана бурата R = 0,52 м:

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

Мощность, необходимую для вращения распределительного шнека N_3 (кВт), определяем по формуле (132), принимая длину шнека равной длине барабана сепаратора $L_ш$ = L =1,35 м и коэффициент сопротивления движению ω = 5:

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

Для обеспечения вращения пирамидального барабана и распределительного шнека составим кинематическую схему привода бурата, которая представлена на рис.30.

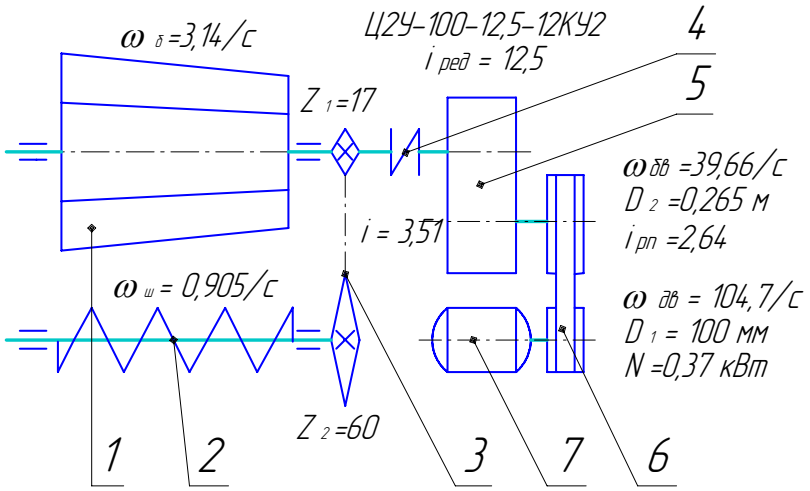


Рис.30. Кинематическая схема пирамидального бурата:
1– пирамидальный барабан; 2 – распределительный шнек; 3 – цепная передача; 4 – муфта; 5 – редуктор; 6 – ременная передача; 7 – электродвигатель

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

Коэффициент полезного действия привода определяется из формулы (144), зная КПД ременной передачи $\eta_{пем}$ = 0,95, КПД зубчатой передачи $\eta_{цп}$ =0,95, КПД редуктора $\eta_{ред}$ = 0,8:

$$\eta = \eta_{РЕМ} \cdot \eta_{ЦП} \cdot \eta_{РЕД} = 0{,}95 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}8 = 0{,}722.$$

Тогда мощность электродвигателя N (кВт) определяем по формуле (129):

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

По справочнику [8] подбираем электродвигатель 4А71А6У3 ГОСТ 19523-74 и выписываем его техническую характеристику $N_{дв}$ =0,37 кВт,

n=1000 мин $^{-1}$.

Определяем крутящий момент на тихоходном валу редуктора и по справочнику выбираем редуктор:

$$M_{КР} = \frac{30 \cdot N_{ДВ} \cdot \eta_{РЕМ} \cdot \eta_{РЕД} \cdot 1000}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 0{,}37 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}8 \cdot 1000}{3{,}14 \cdot 30} = 89{,}5 \text{ Н·м.}$$

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

Определяем общее передаточное число из формулы (145):

$$i = \frac{n_{ДВ}}{n_{ШН}} = \frac{1000}{8{,}64} = 115{,}74 \ .$$

Передаточное число цепной передачи $i_{цп}$ определяем из формулы (147), зная частоты вращения барабана и шнека:

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

Передаточное число клиноременной передачи $i_{рем}$ определяем по формуле (146), зная передаточные числа цепной передачи и редуктора:

$$i_{РЕМ} = \frac{i}{i_{ЦП} \cdot i_{РЕД}} = \frac{115{,}74}{3{,}51 \cdot 12{,}5} = 2{,}64 .$$

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

Варианты аналогичного задания приведены в табл. 10.

Таблица 10

Исходные данные для расчета буратов

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

Окончание таблицы 10

1	2	3	4	5
7	Отруби	1500	Усеченный конус	5
8	Отруби	2500	Усеченный конус	7
9	Отруби	800	Усеченный конус	10
10	Мука макаронная	1500	Усеченная пирамида	5
11	Мука макаронная	2000	Усеченная пирамида	7
12	Мука макаронная	1000	Усеченная пирамида	10

6.2.3. Расчет просеивающих машин с неподвижными ситами

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

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

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

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

винтового запора к вертикальным угольникам корпуса машины. Снаружи ситовая рамка закрывается металлическим кожухом, запираемым четырьмя запорами. Просеиватель обеспечивает двойное просеивание, сначала мука протирается через сито с круглыми отверстиями, затем захватывается вращающимися лопастями, отбрасывается центробежной силой на внешнее мелкое сито и просеивается сквозь него. Магнитный уловитель 3 снабжен постоянным магнитом, установленным на наклонном патрубке. Привод просеивателя осуществляется от электродвигателя, смонтированного на корпусе просеивателя, через клиноременную передачу. Схема просеивателя представлена на рис.31.

Из формулы (133) определяем наружный диаметр шнека D (м), зная производительность просеивателя и насыпную плотность материала, задаваясь коэффициентом производительности ψ= 0,2 и геометрическим коэффициентом, учитывающим часть сечения, занимаемую шнеком и валом k= 0,7. Принимаем частоту вращения шнека, n = 3,5 $с^{-1}$ =210 $мин^{-1}$.

Тогда:

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

Принимаем наружный диаметр шнека D = 0,150 м = 150 мм.

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

Проверяем правильность выбора частоты вращения шнека, для этого определим критическую частоту вращения шнека по формуле (134), предварительно определив необходимые параметры транспортного устройства.

Угол λ подъема винтовой поверхности определяем по формуле (136):

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

Внутренний диаметр кожуха D_1 (м) определяем по формуле (137):

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

Угол ρ трения покоя груза по винту (tg ρ = f); f – коэффициент трения муки по кожуху (f = 0,65), отсюда:

$$\rho = arctgf = arctg0{,}65 = 33^{o}.$$

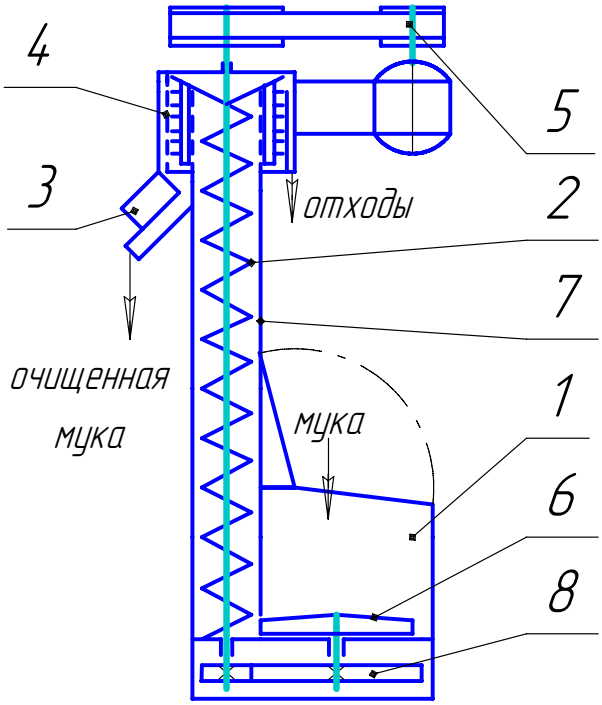


Рис.31. Схема просеивателя с неподвижным ситом:
1 - загрузочный бункер; 2 - вертикальный шнек; 3 - магнитный уловитель;
4 - центрифугальный просеиватель; 5 - приводной механизм;
6 - спиральные лопасти; 7 - кожух; 8 - зубчатая передача

Тогда:

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

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

Условие (135) выполняется, следовательно, геометрические и кинематические параметры транспортного устройства выбраны правильно.

Площадь основной ситовой поверхности F_c ($м^2$) определяем по формуле (138), приняв удельную производительность просеивателя, q= 2,8 кг/($м^2$·с):

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

Диаметр цилиндрического сита D_c (м) определяем по формуле (139), приняв зазор δ = 0,002 м. Тогда:

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

Высоту цилиндрического сита H_C (м) определяем по формуле (140):

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

Принимаем высоту сит внутреннего и внешнего одинаковыми H=0,210 м.

Для внутреннего цилиндрического сита применяем стальную сетку №2,5 ГОСТ 3826-66, для внешнего сита применяем стальную сетку №1,4 ГОСТ 3826-66. Диаметр внешнего сита конструктивно принимаем D_B = 0,250 м. Так как длина развертки внешнего сита L = $\pi \cdot D_C$ = 3,14·0,154 =0,484 м, то центральный угол развертки $\alpha = 57{,}296 \cdot L \cdot 2 / D_B = 57{,}296 \cdot 0{,}484 \cdot 2 / 0{,}250 = 221{,}85^o$.

Мощность, потребную на подъем муки N_1 (кВт), определяем по формуле (142), принимая коэффициент, учитывающий потери на трение винта в подшипниках k_1 =1,20; коэффициент сопротивления движению ω = 10. Высоту подъема муки принимаем конструктивно, H = 1,60 м. Тогда:

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

Мощность, потребная на вращение питающих лопастей N_2 (кВт), определяется по формуле (143). Принимаем число лопастей z = 2; коэффициент сопротивления для муки k_2 = 5000; высота лопасти h_1= 0,03 м; наружный радиус лопасти R = 0,3 м; радиус вала лопасти r = 0,03 м, угловая скорость лопастей ω = π·n/(30·$i_{ЗП}$) = 3,14·210/(30·3,53) = 6,23 с $^{-1}$, где $i_{зп}$ = 3,53, передаточное число зубчатой передачи. Отсюда:

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

Для обеспечения вращения вертикального шнека и лопастей составим кинематическую схему привода просеивателя с неподвижным ситом, которая представлена на рис.32.

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

Коэффициент полезного действия привода определяется по формуле (144). Принимаем значения КПД ременной передачи, $\eta_{пем}$ =0,95; КПД зубчатой передачи $\eta_{зуб}$ = 0,96. Отсюда:

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

Тогда мощность N электродвигателя определяем по формуле (141):

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

По справочнику [8] подбираем электродвигатель 4А100L6У3 ГОСТ 19523-74, его техническая характеристика N = 2,2 кВт, $n_{дв}$ = 1000 мин$^{-1}$= =16,67 с $^{-1}$.

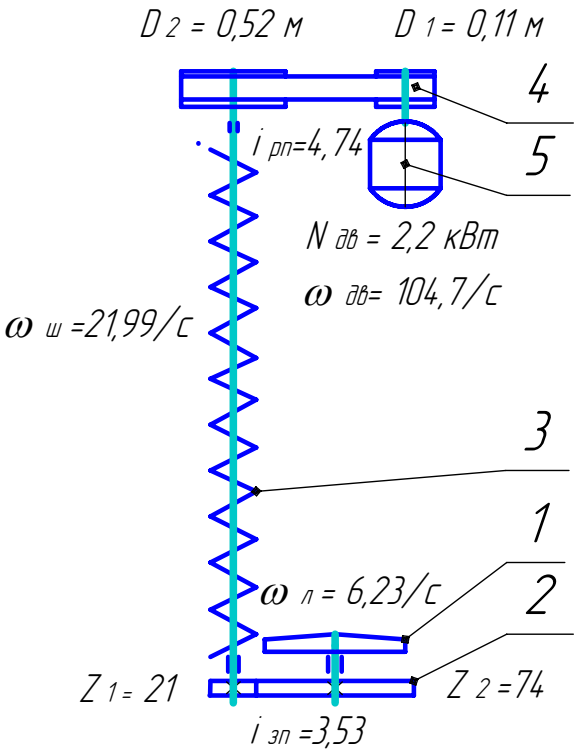


Рис.32. Кинематическая схема просеивателя с неподвижным ситом:
1– спиральные лопасти; 2 – зубчатая передача; 3 – вертикальный шнек;
4 – клиноременная передача; 5 – электродвигатель

Определяем общее передаточное число по формуле (145). Частота вращения лопастей $n_л$ =0,99 $с^{-1}$:

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

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

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

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

Передаточное число клиноременной передачи $i_{рем}$ определяем по формуле (146). Частота вращения вертикального шнека n = 3,5 $с^{-1}$:

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

Передаточное число зубчатой передачи $i_{зуб}$ определяем по формуле (147). Частота вращения спиральных лопастей $n_л$ = 0,99 $с^{-1}$:

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

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

Варианты аналогичного задания приведены в табл. 11.

Таблица 11

Исходные данные для расчета просеивателя с неподвижным ситом

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

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУШНЫХ СЕПАРАТОРОВ

7.1. Общие положения

Воздушные сепараторы (аспираторы) применяют для выделения основного продукта (зерна) из пневматической сети и отделения воздушным потоком примесей, отличающихся от зерна основной культуры аэродинамическими свойствами. К таким примесям относят щуплые, недоразвитые зерна, пленки, оболочки, полову, солому, пыль и т.д., объединенные общим названием легкие примеси (относы).

В современных зерноочистительных машинах применяют следующие способы сепарирования:

- в вертикальном , наклонном или поперечном воздушном потоке;
- воздушное с использованием поля центробежных сил;
- воздушное с использованием кинетической энергии компонентов сепарируемой смеси;
- пневмоинерционное и пневмоситовое;
- аэромеханическое при внутрицеховом пневмотранспорте и др.

Наибольшее распространение благодаря конструктивной простоте и компактности устройств получил способ сепарирования зерновой смеси в вертикальном воздушном потоке.

Воздушные сепараторы можно разделить на две группы: с разомкнутым и замкнутым циклом воздуха. К первой группе относят аспирационные колонки, широко применяющиеся на крупяных заводах, и пневмосепараторы для мукомольных заводов с пневматическим транспортом, которые выпускают с относоотделительной камерой и без нее. Ко второй группе относят, главным образом, пневмосепараторы с

двукратной продувкой, используемые в зерноочистительных отделениях мукомольных и крупяных заводов. Кроме того, воздушные сепараторы часто применяются как составной элемент других технологических машин, например, воздушно-ситовые сепараторы, камнеотделительные машины и т. д.

Основными параметрами воздушного сепаратора, обеспечивающими эффективность очистки зерна и четкость сепарирования, являются удельная зерновая нагрузка, размеры пневмосепарирующего канала, скорость воздушного потока и потери давления в сепараторе.

Эффективность очистки η (%) представляет собой отношение массы примесей, выделенных из зерна, к массе примесей в исходной смеси, которые могли быть выделены воздушным потоком, и определяется по формуле:

$$\eta = \frac{A \cdot \left(1 - \frac{a}{100}\right)}{Б} \cdot 100 \ , \qquad (148)$$

где А – масса отходов, кг;

a - содержание нормального зерна в отходах, % от их массы;

Б – масса примесей в исходной смеси, которые могли быть выделены воздушным потоком, кг.

Содержание нормального зерна в отходах характеризует четкость сепарирования, то есть качественную сторону процесса.

Примечание. По правилам ведения технологического процесса на мукомольных заводах, содержание нормального зерна в отходах не должно превышать 0,02 (2%).

Пневмосепарирующий канал (рис.33) характеризуется следующими геометрическими размерами: длиной L, шириной B, высотой H_1 от места поступления зерна в канал до поворота в осадочное устройство, высотой H_2 от места поступления воздуха в канал до места поступления в него зерна и углом ввода сепарируемой смеси в канал α.

Производительность воздушного сепаратора Q (кг/ч) зависит от удельной нагрузки q (кг/ч на 1 см длины канала). С увеличением удельной нагрузки эффективность очистки ухудшается. Так, для пшеницы наилучшая технологическая эффективность обеспечивается при q = 85…110 кг/(см·ч).

В воздушных сепараторах, предназначенных для предварительной очистки, удельные нагрузки увеличивают для повышения производительности. Исходя из этого, эффективность очистки принимают: для первичной очистки η = 0,6…0,7, для вторичной очистки η = 0,7…0,8.

Геометрические размеры пневмосепарирующего канала выбирают по оптимальной удельной зерновой нагрузке и заданной производительности. Длину канала L (см) определяют по формуле:

$$L = \frac{Q}{q} . \qquad (149)$$

Эффективность очистки зерна от легких примесей η зависит от ширины канала В, достигая максимального значения при следующих соотношениях удельной нагрузки и ширины канала: при q = 50 кг/(ч·см) В = 100 мм, при q=80 кг/(ч·см) В = 130 мм, при q = 90 кг/(ч·см) В = 150 мм, при q=100 кг/(ч·см) В = 260…270 мм, при q = 200 кг/(ч·см) В = 320 мм. Для достижения максимальной эффективности очистки зерна в конструкции воздушного сепаратора предусматривается возможность регулирования ширины канала.

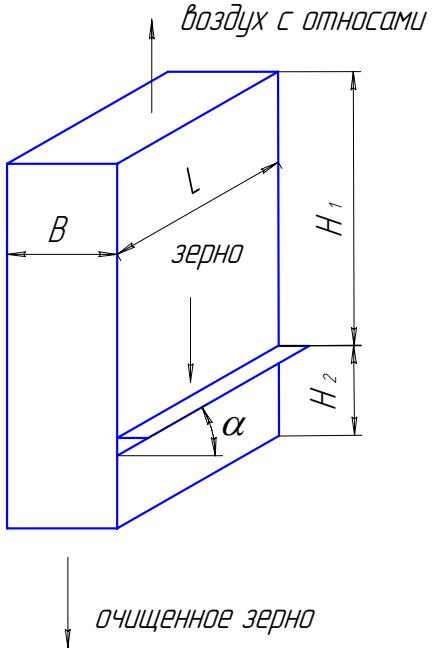


Рис.33. Прямоугольный пневмосепарирующий канал

Высота верхней части пневмосепарирующего канала H_1 также влияет на эффективность очистки. С ее увеличением можно повысить эффективность и четкость сепарирования. Высоту канала H_1 следует принимать в пределах H_1= 800…1500 мм, причем тем значительнее, чем больше ширина канала В. Высота H_2 должна быть не менее 120 мм, иначе невыравненный воздушный поток будет уносить нормальные зерна в отходы, а легкие примеси могут остаться в зерне.

Эффективность очистки зерна воздушным потоком зависит от начальной скорости V_o поступления частиц в пневмосепарирующий канал и средней скорости V воздушного потока. Оптимальная начальная скорость выбирается в пределах V_o = 0,2…0,3 м/с. С повышением средней

скорости V воздушного потока эффективность очистки увеличивается до известного предела, после чего зерно переходит в «кипящее» состояние, при котором резко возрастает унос нормального зерна в отходы. Скорость V воздушного потока для очистки продовольственного зерна определяют по формуле:

$$V = (0{,}4...0{,}8) \cdot V_{ВИТ} \ , \qquad (150)$$

где $V_{ВИТ}$ – скорость витания зерна, м/с (определяется по приложению 2).

Расход воздуха в воздушном сепараторе $Q_В$ ($м^3/с$) определяют по формуле:

$$Q_В = B \cdot L \cdot V \ , \qquad (151)$$

где B – ширина канала, м;

L – длина канала, м;

V – скорость воздушного потока, м/с.

Потери давления в воздушном сепараторе ΔH ($кгс/м^2$) определяют по формуле:

$$\Delta H = k \cdot Q^2 , \qquad (152)$$

где k – коэффициент сопротивления, $кгс \cdot мин^2/м^8$;

Q – расход воздуха, $м^3$/мин.

Коэффициент сопротивления зависит от конструкции воздушного сепаратора и находится в пределах k = 0,075…0,08.

Для вывода зерна и легких примесей из воздушного сепаратора с одновременной его герметизацией служат шлюзовые затворы, типоразмер которого выбираем по приложению 5, и различные клапаны. Потребную емкость $V_Ш$ ($дм^3$) определяем по формуле:

$$V_Ш = \frac{Q_Ш}{\rho \cdot n \cdot \varphi} , \qquad (153)$$

где $Q_Ш$ – расчетная производительность затвора, кг/мин;

ρ - объемная масса продукта, $кг/дм^3$;

n – частота вращения ротора, $мин^{-1}$, n= 20…40 $мин^{-1}$;

φ - коэффициент заполнения ячеек, для зернистых материалов φ = 0,7…0,8, для порошкообразных φ = 0,5…0,6.

Мощность, затрачиваемая для привода шлюзового затвора $N_{ШЛ}$ (кВт), расходуется на преодоление сил внутреннего трения груза в сечении загрузочного отверстия, на преодоление сил трения в подшипниках и на дробление частиц, попавших в зазор между ротором и корпусом шлюзового затвора. Ее определяют по формуле:

$$N_{ШЛ} = \frac{\pi}{159} \cdot p \cdot R_P \cdot r_З^2 \cdot n \cdot tg\varphi \cdot \frac{K_1}{\eta_{ПР} \cdot \eta_{ШЛ}} \ , \qquad (154)$$

где p – вертикальное давление груза на плоскость среза загрузочного отверстия, Н/м^2;

$R_Р$ – радиус ротора, м;

$r_З$ – радиус загрузочного отверстия, м;

$К_1$ – коэффициент, учитывающий расход энергии на дробление частиц, для зерновых материалов $К_1$ =2,2; для порошкообразных $К_1$ =1,0;

$\eta_{ПР}$ - КПД привода шлюзового затвора, η = 0,7…0,8;

$\eta_{шл}$ – коэффициент, учитывающий потери энергии в подшипниках вала ротора шлюзового затвора, для подшипников скольжения $\eta_{шл}$ = 0,90…0,92, подшипников качения $\eta_{шл}$= 0,97…0,99.

Потери давления в отделителе ΔH_1 (Па) определяем по формуле:

$$\Delta H_1 = \xi_{ОТД} \cdot \frac{\rho_В \cdot V_{ВХ}^2}{2}\ , \qquad (155)$$

где $\xi_{отд}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления отделителя;

$V_{ВХ}$ – скорость воздуха на входном патрубке, м/с;

$\rho_В$ – плотность воздуха при нормальных условиях, $\rho_В$ =1,2 кг/м^3.

Значения $\xi_{отд}$ и $V_{ВХ}$ принимаем из приложению 6.

Примечание: * для зерна; ** для муки.

Потребную мощность привода вентилятора N (кВт) определяем по формуле:

$$N = \frac{Q_В \cdot H}{1000 \cdot \eta_В \cdot \eta_П}, \qquad (156)$$

где Н – суммарные потери давления в воздушном сепараторе, Па;

$\eta_В$ – КПД вентилятора (определяют по характеристике вентилятора);

$\eta_п$ – КПД привода (при посадке колеса на вал электродвигателя $\eta_п$ = 1; при соединении валов муфтой $\eta_п$ = 0,98; при клиноременной передаче $\eta_п$ = 0,95).

Суммарные потери давления в воздушном сепараторе Н (Па) определяем по формуле:

$$H = k_1 \cdot (\Delta H + \Delta H_1), \qquad (157)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий возможные отклонения при работе вентилятора.

7.2. Задание и его выполнение

Рассчитать и разработать воздушный сепаратор для вторичной очистки пшеницы от легких примесей. Производительность сепаратора Q=5000 кг/ч. Эффективность очистки составляет η = 75%, содержание примесей в зерне – 2%, содержание нормального зерна в отходах – 2%.

Воздушный сепаратор работает по замкнутому циклу воздуха, пневмосепарирующий канал имеет прямоугольную форму.

Технологический процесс в воздушном сепараторе происходит следующим образом. Исходное зерно поступает в загрузочную воронку 2, затем через грузовой клапан 3, который создает подпор, препятствующий подсосу воздуха, в пневмосепарирующий канал 1. Зерновой слой должен равномерно распределяться по всей длине пневмосепарирующего канала 1 и пересекаться воздушным потоком практически под прямым углом.

Воздушный поток, пронизывая слой зерна, подхватывает легкие примеси и перемещает их в осадочную камеру 4, где они отделяются от воздуха и выводятся из камеры через шлюзовой затвор 6, а очищенный воздух вентилятором 7 направляется в пневмосепарирующий канал 1. Очищенное зерно падает в низ пневмосепарирующего канала и выводится через шлюзовой затвор 5.

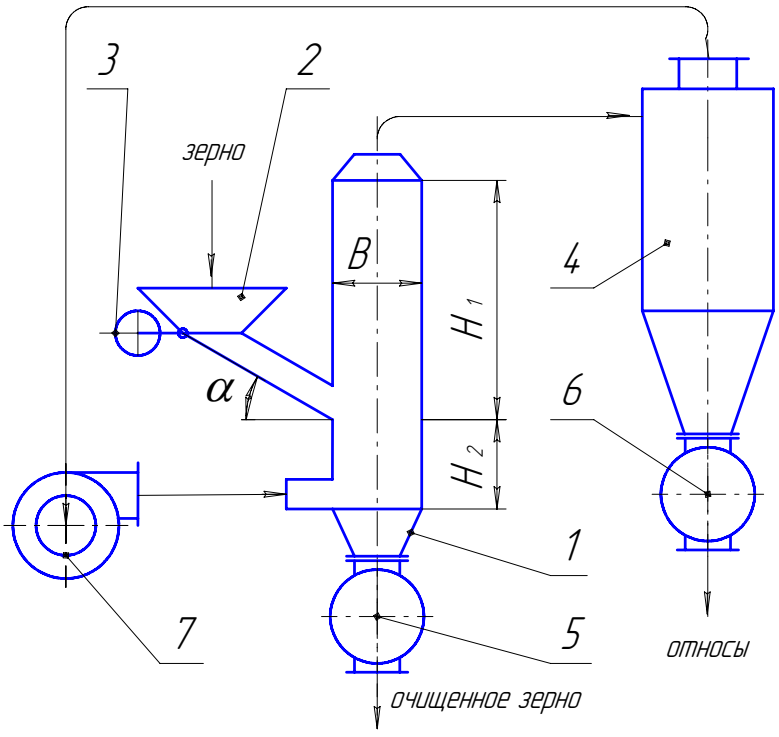


Рис. 34. Технологическая схема воздушного сепаратора:
1 – пневмосепарирующий канал; 2 – загрузочная воронка;
3 – грузовой клапан; 4 – осадочная камера (циклон);
5,6 – щлюзовой затвор; 7 – вентилятор

По приложению 2 определяем физико-механические свойства пшеницы: объемная плотность ρ = 760 кг/м^3; коэффициент внутреннего трения f_1 =0,47; угол трения φ = 20,3^o; коэффициент внешнего трения по стальному решету f = 0,37, скорость витания пшеницы $V_{ВИТ}$ = 8,5…11,5 м/с, скорость витания сорных примесей $V_{ВИТ}$ = 4…6 м/с. Удельную нагрузку, согласно рекомендациям, принимаем q =90 кг/(ч см).

Максимальное количество примесей А (кг), выделяемых из зерна, определяем из формулы (148), зная содержание нормального зерна в отходах, $a = 2\%$ от их массы; Б – массу примесей в исходной смеси, которые могли быть выделены воздушным потоком, $Б = Q \cdot 0{,}02 = 5000 \cdot 0{,}02 = 100$ кг.

Отсюда:

$$A = \frac{\eta \cdot Б}{100 \cdot \left(1 - \frac{a}{100}\right)} = \frac{75 \cdot 100}{100 \cdot \left(1 - \frac{2}{100}\right)} = 76{,}53 \text{ кг.}$$

Геометрические размеры пневмосепарирующего канала определяем исходя из выбранной удельной зерновой нагрузки q=90 кг/(ч см) и заданной производительности Q =5000 кг/ч.

Длину канала L (см) определяем по формуле (149):

$$L = \frac{5000}{90} = 55{,}56 \text{ см} = 0{,}55 \text{ м.}$$

Принимаем длину пневмосепарирующего канала L = 0,55 м.

Исходя из выбранной зерновой нагрузки принимаем ширину канала В=200 мм=0,2 м.

Высота верхней части пневмосепарирующего канала от места поступления зерна в канал до поворота в осадочное устройство принимаем, согласно рекомендациям, $H_1 = 1100$ мм = 1,1 м.

Высоту от места поступления воздуха в канал до места поступления зерна принимаем $H_2 = 120$ мм, иначе невыравненный воздушный поток будет уносить нормальные зерна в отходы, а легкие примеси могут остаться в зерне.

Угол ввода зерна в данной конструкции должен быть больше угла трения и равен:

$$\alpha > \varphi = arctgf = arctg\,0{,}37 = 20{,}3^{o}.$$

Принимаем $\alpha = 30^{o}$.

Эффективность очистки зерна воздушным потоком зависит от начальной скорости V_o поступления частиц в пневмосепаририрующий канал и средней скорости V воздушного потока. Начальную скорость поступления частиц, согласно рекомендациям, принимаем $V_o = 0{,}3$ м/с.

Скорость V воздушного потока для очистки продовольственного зерна определяют по формуле (150), принимая по приложению 2 скорость витания пшеницы, $V_{ВИТ} = 9$ м/с. Отсюда:

$$V = (0{,}4...0{,}8) \cdot 9 = 3{,}2...7{,}2 \text{ м/с.}$$

Принимаем скорость воздушного потока равной V =6 м/с.

Расход воздуха в воздушном сепараторе Q_B ($м^3$/с) определяют по формуле (151), зная основные параметры воздушного сепаратора: ширина канала В = 0,15 м; длина канала L =0,55 м:

$$Q_B = 0{,}15 \cdot 0{,}55 \cdot 6 = 0{,}495\ \text{м}^3/\text{с} = 1782\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Потери давления в пневмосепарирующем канале ΔН (кгс/м^2) определяют по формуле (152), зная расход воздуха Q = 29,7 м^3/мин и задаемся коэффициентом сопротивления, k =0,08 кгс·мин^2/м^8. Отсюда:

$$\Delta H = 0{,}08 \cdot 29{,}7^2 = 70{,}5\ \text{кгс/м}^2 = 705\ \text{Па}\ .$$

Потери давления в отделителе ΔH_1 (Па) определяем по формуле (155), принимая по приложению 6 коэффициент аэродинамического сопротивления отделителя, $\xi_{отд}$ = 3,7, скорость воздуха на входном патрубке, $V_{ВХ}$ = 10 м/с; плотность воздуха при нормальных условиях, $\rho_В$ =1,2 кг/м^3:

$$\Delta H_1 = 3{,}7 \cdot \frac{1{,}2 \cdot 10^2}{2} = 222\ \text{Па}\ .$$

Суммарные потери давления в воздушном сепараторе определяем по формуле (157), они составляют:

$$H = 1{,}1 \cdot (705 + 222) = 1019{,}7\ \text{Па}.$$

Потребную мощность привода вентилятора N (кВт) определяем по формуле (156), зная расход воздуха и выбираем КПД вентилятора (определяют по характеристике вентилятора) $\eta_В$ = 0,5; КПД привода при клиноременной передаче $\eta_п$ = 0,95. Отсюда:

$$N = \frac{0{,}495 \cdot 1019{,}7}{1000 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}95} = 1{,}06\ \text{кВт}.$$

Выбираем по справочнику вентилятор типа ВЦП-3, его паспортные данные: производительность Q =0,55 м^3/с, частота вращения n = 2500 мин$^{-1}$, максимальное давление Н = 1020 Па, мощность электродвигателя N= 2,2 кВт.

Для подачи зерна применяем грузовой клапан, который одновременно герметизирует пневмосепарирующий канал от подсоса воздуха.

Для вывода зерна и легких примесей из пневмосепарирующего канала и осадочной камеры с одновременной их герметизацией служат шлюзовые затворы.

Потребную емкость $V_Ш$ (дм^3) определяем по формуле (153), зная расчетную производительность затвора $Q_Ш$ = 83,3 кг/мин; объемную массу пшеницы ρ = 0,76 кг/дм^3, и выбираем, согласно рекомендациям, частоту вращения ротора n= 30 мин$^{-1}$ и коэффициент заполнения ячеек φ = 0,7. Затем по приложению 5 выбираем типоразмер шлюзового затвора.

$$V_Ш = \frac{83{,}3}{0{,}76 \cdot 30 \cdot 0{,}7} = 5{,}22\ \text{дм}^3 = 0{,}0052\ \text{м}^3\ .$$

Выбираем по приложению 5 шлюзовой затвор ШУ-6.

Мощность, затрачиваемую для привода шлюзового затвора $N_{ШЛ}$ (кВт), определяем по формуле (154). Вертикальное давление груза на плоскость среза загрузочного отверстия, р = 500 Н/м^2; коэффициент, учитывающий расход энергии на дробление частиц, для зерновых материалов K_1 =2,2; КПД привода шлюзового затвора, η = 0,7; коэффициент, учитывающий потери энергии в подшипниках вала ротора шлюзового затвора, для подшипников скольжения $\eta_{шл}$ = 0,90, частота вращения ротора n = 0,5 с$^{-1}$. Радиус ротора и радиус загрузочного отверстия определяем по справочнику, соответственно для шлюзового затвора ШУ-6 , R_P = 0,117 м; $r_З$ = 0,075 м. Отсюда:

$$N_{ШЛ} = \frac{\pi}{159} \cdot 500 \cdot 0{,}117 \cdot 0{,}075^2 \cdot 0{,}5 \cdot tg\,20{,}3 \cdot \frac{2{,}2}{0{,}7 * 0{,}9} = 0{,}004 \text{ кВт.}$$

По расчетным данным составляем кинематическую схему привода шлюзового затвора и выбираем электродвигатель.

Варианты аналогичных заданий приведены в табл. 12.

Таблица 12

Исходные данные для расчета основных параметров воздушных сепараторов

Продукт	Производи-тельность, кг/ч	Содержание примесей, %	Содержание нормального зерна в отходах,%	Эффектив-ность очистки
Пшеница	1000	2,0	1,5	80
Пшеница	2000	3,0	2,0	70
Пшеница	3000	5,0	1,5	60
Рожь	1500	1,5	2,0	80
Рожь	4000	5,0	1,0	60
Рожь	6000	4,0	1,5	70
Ячмень	5000	2,0	1,5	75
Ячмень	3000	4,0	2,0	65
Ячмень	1000	6,0	1,0	60
Горох	3000	3,0	1,0	70
Горох	5000	5,0	1,5	65
Горох	2000	2,0	2,0	80

8 .ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МАГНИТНЫХ СЕПАРАТОРОВ

8.1. Общие положения

Для выделения металломагнитных примесей на пищевых предприятиях применяют магнитные колонки и электромагнитные сепараторы, где разделяющим признаком являются магнитные свойства

компонентов. Силовое магнитное поле наводится постоянными магнитами или электромагнитами.

В настоящее время в магнитных колонках вместо постоянных магнитов из легированной стали широкое распространение получили магниты из специальных сплавов, которые обладают более высокой магнитной характеристикой. Металломагнитные примеси в магнитных колонках удаляют вручную. Электромагнитные сепараторы выпускают чаще всего с неподвижной магнитной системой барабанного или ленточного исполнения.

Установка магнитных колонок на зерноперерабатывающих предприятиях регламентируется нормами в соответствии с правилами ведения технологического процесса.

На элеваторах магниты чаще всего устанавливают после пропуска зерна через воздушно-ситовые сепараторы, на мукомольных и крупяных заводах – в подготовительных отделениях, перед вальцевыми, шелушильными, шлифовальными и полировальными машинами, а также на контроле готовой продукции. На комбикормовых заводах магнитное заграждение, как правило, устанавливают перед измельчающими машинами, прессами и на контроле готовой продукции. Толщина слоя продукта не должна превышать 7 мм для мучнистых продуктов и 10 мм для зерна. На эффективность магнитной сепарации влияет равномерность распределения продукта по фронту магнитного аппарата. В необходимых случаях следует применять принудительное регулирование при помощи различных питающих устройств. Скорость $V_п$ перемещения продукта, при движении в магнитном сепараторе, должна быть не более $V_п = 0{,}5$ м/с.

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

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

$$P = \left(\frac{B}{5000}\right)^2 \cdot S, \qquad (158)$$

где B – магнитная индукция, гс;

S – площадь сечения полюса, $см^2$.

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

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

Производительность магнитного сепаратора Q (кг/ч) зависит от толщины слоя h (м), насыпной плотности ρ (кг/м^3) и скорости транспортирования V (м/с), а также от ширины рабочей зоны b (м) магнитного экрана и определяется по формуле:

$$Q = b \cdot h \cdot V \cdot \rho \ . \qquad (159)$$

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

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

Силу притяжения отдельных металломагнитных частиц определяем по формуле:

$$P_1 = \frac{G \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\sin \varphi}, \qquad (160)$$

где G – вес отдельной частицы, кгс;

α – угол наклона магнитной площадки, град;

φ - угол трения частицы по площадке, град.

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

8.2. Задание и его выполнение

Рассчитать и разработать магнитный сепаратор с постоянным магнитом для очистки пшеницы от металломагнитных примесей. Производительность пропуска пшеницы Q = 5000 кг/ч. Зерно базисных кондиций. Магнитный сепаратор установлен после очистки зерна на ситовом сепараторе.

По приложению 2 определяем физико-механические свойства пшеницы: объемная плотность ρ = 760 кг/м^3; коэффициент внутреннего трения f_1 =0,47; угол трения φ = 20,3^o; коэффициент внешнего трения по магнитной площадке f = 0,37.

В качестве магнитного сепаратора выбираем конструкцию магнитной колонки, как наиболее простую и обеспечивающую качественную очистку зерна от металломагнитных примесей. Схема магнитной колонки представлена на рис.35.

Магнитная колонка имеет немагнитную станину 1, выполненную из немагнитных материалов (дерево, алюминий, нержавеющая сталь и т. д.) и блоки магнитов 3. Блоки 3 устанавливаются в осях 4 на станине 1 и при помощи ручек 2 их можно поворачивать на 90^{o} вокруг оси 4, что необходимо для очистки от налипших металломагнитных примесей. Для наблюдения за работой магнитной колонки имеется смотровой люк 5.

Для равномерной подачи зерна на очистку имеется устройство подачи зерна, состоящее из заслонки 7, которую можно поворачивать регулировочным винтом 6.

Зерно поступает в магнитный сепаратор через верхнее отверстие в станине 1 через заслонку 7 и распределяется последовательно по плоскостям двух магнитных блоков 3. Металломагнитные примеси остаются на поверхности магнитных блоков 3, а очищенное зерно выходит из магнитного сепаратора через нижнее отверстие в станине 1. Металломагнитные примеси, налипшие на поверхности блоков 3, удаляются вручную по мере их накопления.

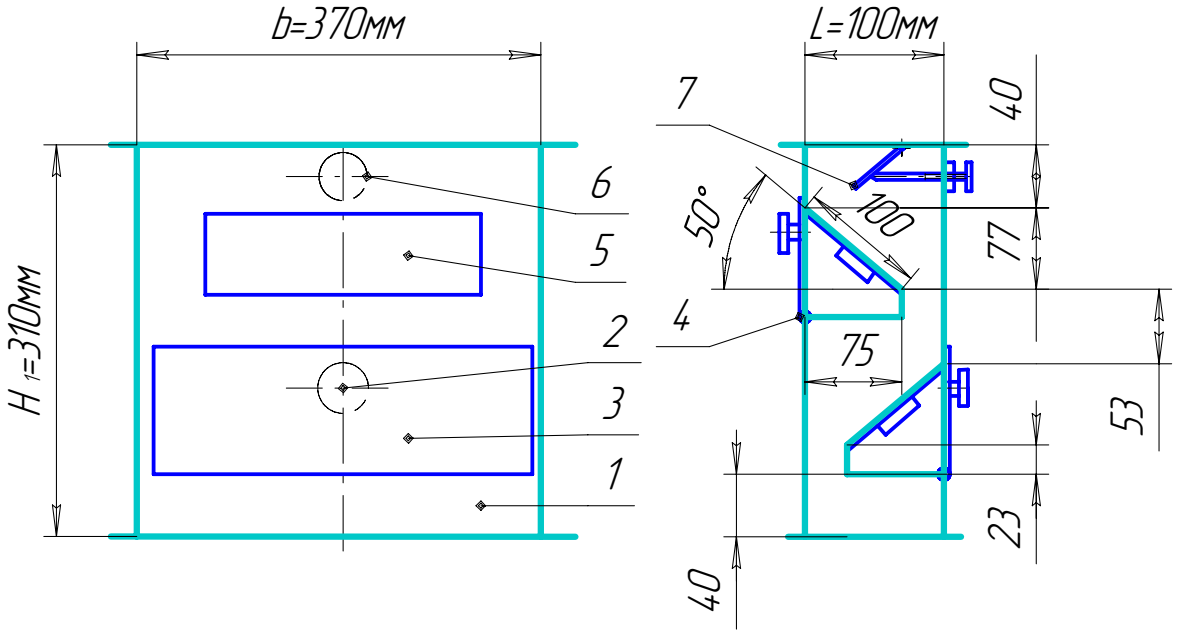


Рис. 35. Схема магнитной колонки:
1 – станина; 2 – ручки; 3 – магнитные блоки; 4 – оси; 5 – смотровой люк;
6 – регулировочный винт; 7 – поворотная заслонка

Определим геометрические размеры магнитной колонки. Из формулы (159) производительности магнитного сепаратора определим ширину рабочей зоны b (м), зная производительность Q = 5000 кг/ч, насыпную плотность пшеницы ρ =760 кг/м^{3} и задавшись, согласно

рекомендациям, толщиной слоя зерна h = 10 мм = 0,01 м, а также скорость транспортирования зерна над магнитами V = 0,5 м/с = 1800 м/ч.

Отсюда:

$$b = \frac{5000}{0{,}01 \cdot 1800 \cdot 760} = 0{,}365 \text{ м.}$$

Принимаем ширину рабочей зоны b = 0,37 м = 37 см.

Определяем максимальную силу притяжения магнитов, установленных в магнитной колонке Р (Н), по формуле (158), выбрав по приложению 7 материал магнита (сплав ални 3), величина магнитной индукции В = 5000 гс. Выбираем плиточный магнит с размерами $b_1 \cdot l \cdot h_1$=60·40·10 мм=6,0·4,0·1,0 см. Конструктивно устанавливаем магниты по ширине рабочей зоны с зазорами (рис.36).

Таким образом размещаются три магнита, т.е. n =3, площадь полюса которых равна:

$$S = b_1 \cdot l \cdot n = 6 \cdot 4 \cdot 3 = 72 \text{ см}^2.$$

Отсюда максимальная сила равна:

$$P = \left(\frac{5000}{5000}\right)^2 \cdot 72 = 72 \text{ кгс} = 720 \text{ Н.}$$

Определим максимальный размер и вес возможных металломагнитных примесей, исходя из того, что магнитный сепаратор установлен после ситового сепаратора. В зерно попадают металломагнитные примеси после прохода через сортировочное сито, у которого отверстия диаметром d = 8 мм, следовательно, максимальный диаметр частиц может быть $d_Ч$ = 8 мм, плотность металла $\rho = 7800$ кг/м^3.

Вес отдельной частицы составляет:

$$G = V_1 \cdot \rho \cdot g = \frac{\pi \cdot d_ч^{\,3} \cdot \rho \cdot g}{6} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}008^3 \cdot 7800 \cdot 9{,}81}{6} = 0{,}02 \text{ кгс.}$$

Тогда силу притяжения частицы определяем по формуле (160), зная угол наклона площадки магнитного блока α = 50^o, угол трения $\varphi = arctgf = arctg0{,}37 = 20{,}3^o$:

$$P_1 = \frac{G \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\sin \varphi} = \frac{0{,}02 \cdot \sin(50 + 20{,}3)}{\sin 20{,}3} = 0{,}0285 \text{ кгс} = 0{,}285 \text{ Н,}$$

$$720 = P > P_1 = 2{,}285 \text{ Н.}$$

Следовательно магнитный сепаратор может длительное время собирать металломагнитные примеси.

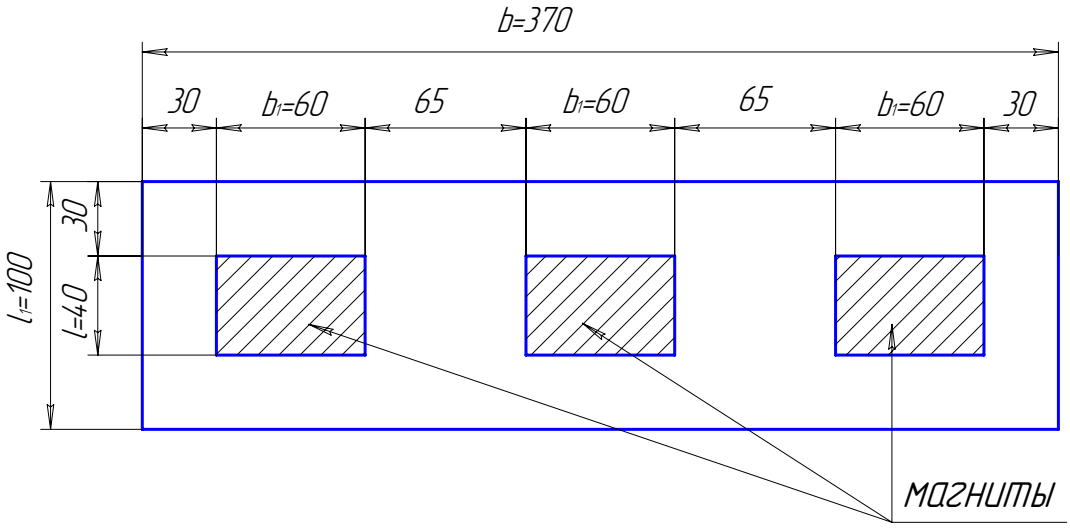


Рис.36. Схема установки магнитов по ширине рабочей зоны

Ширина магнитной колонки b (мм) равна ширине рабочей зоны магнитного блока, b =370 мм.

Длину площадки магнитного блока выбираем конструктивно $l_1 = 100$ мм, конструктивный запас принимаем Δ = 30 мм, тогда длина канала магнитной колонки L, исходя из геометрических размеров магнитной площадки и ее угла наклона равна:

$$L = l_1 * \cos\alpha + \Delta = 100 * \cos 50^o + 30 = 94{,}28 \text{ мм.}$$

Принимаем L = 100 мм.

Высота магнитной колонки H_1 (мм) должна быть такой, чтобы разместились два магнитных блока, регулировочная заслонка, конструктивный запас по высоте принимаем Δ_1 =150 мм (запас состоит из расстояния от верха колонки до первого магнитного блока, расстояния между блоками и расстояния от второго блока до выпускного отверстия). Высоту магнитной колонки H_1 определяем исходя из геометрических размеров магнитной площадки и ее угла наклона:

$$H_1 = l_1 * \sin\alpha * 2 + \Delta_1 = 100 * \sin 50^o * 2 + 150 = 303{,}2 \text{ мм.}$$

Принимаем высоту магнитной колонки H_1 =310 мм.

Варианты аналогичных заданий приведены в табл. 13.

Таблица 13

Исходные данные для расчета основных параметров магнитных сепараторов

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

Окончание таблицы 13

1	2	3
Овес	4500	После обоечной машины
Горох	1500	После шелущильного станка
Гречиха	3500	После ситового сепаратора
Просо	2500	После шелущильного станка
Мука хлебопекарная	500	После ситового сепаратора
Мука макаронная	800	После ситового сепаратора
Кукуруза	5000	После ситового сепаратора

9. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТРИЕРОВ

9.1. Общие положения

Триеры применяют для выделения примесей, которые отличаются от зерен основной культуры длиной.

Триеры по конструктивному исполнению основных рабочих органов подразделяют на две группы: цилиндрические и дисковые. Наиболее широкое применение на зерноперерабатывающих предприятиях получили дисковые триеры, имеющие большую производительность при меньших габаритных размерах.

Цилиндрические триеры в зависимости от величины окружной скорости могут быть тихоходными (окружная скорость V=0,3…0,5 м/с) и быстроходными (окружная скорость V=1,2…1,5 м/с). Тихоходные триеры выпускают с наружным сетчатым цилиндром и без него. Первые применяют для очистки зерна от коротких и длинных примесей и его сортирования по толщине, вторые – главным образом для контроля отходов. Быстроходные цилиндрические триеры используют для очистки зерна от коротких и длинных примесей, а также для сортирования семян. Зерно в машину поступает в начале цилиндра, а в некоторых конструкциях – по всей длине. Часто эти триеры снабжают ворошильным механизмом.

Дисковые триеры выпускаются одноротоpными. Для сокращения занимаемой производственной площади их комбинируют в двух- и четырехроторные агрегаты, включающие триеры для выделения длинных и коротких примесей. Дисковые триеры для выделения коротких примесей снабжают контрольными дисками.

Триеры, выделяющие из зерновой смеси короткие примеси (куколь, гречишку, битое зерно), обычно называют куколеотборочными, а выделяющие длинные примеси (овсюг, овес) – овсюгоотборочными машинами.

Основные сведения для расчета и конструирования триеров [6], [7].

9.1.1. Цилиндрические триеры

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

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

$$Q = q \cdot F \ , \tag{161}$$

где q – удельная нагрузка на триерную поверхность, кг/(м^2·ч);

F – площадь ячеистой поверхности, м^2.

Площадь ячеистой поверхности F определяют из формулы (161) при известных значениях Q и q (определяется по приложению 8 в зависимости от технологической операции и вида зерновой культуры).

Диаметр D цилиндра триера выбирают в зависимости от производительности триера.

Длину цилиндра L (м) находим по формуле:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot D} \ , \tag{162}$$

где D – диаметр цилиндра, м.

Предельную частоту вращения цилиндра $n_{пред}$ (мин $^{-1}$) вычисляют по формуле:

$$n_{пред} = \frac{30}{\sqrt{R}} , \tag{163}$$

где R – радиус цилиндра, м.

В тихоходных триерах частота вращения $n_т$ (мин $^{-1}$) цилиндра вычисляется по формуле (164) и находится в пределах:

$$n_T = \frac{6}{\sqrt{R}} \cdots \frac{9}{\sqrt{R}} \ . \tag{164}$$

В быстроходных триерах частота вращения цилиндра $n_б$ (мин$^{-1}$) вычисляется по формуле (165) и находится в пределах:

$$n_б = \frac{21}{\sqrt{R}} \cdots \frac{27}{\sqrt{R}} \ . \tag{165}$$

Для определения рабочей частоты вращения цилиндра триера воспользуемся оптимальными значениями ускорения $\omega^2 r$ ($с^{-1}$) при очистке зерна некоторых культур в цилиндрических и дисковых триерах, которые представлены в приложении 9.

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

$$\omega = \sqrt{\frac{5{,}0}{R}}\ , \qquad (166)$$

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

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

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi}\ . \qquad (167)$$

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

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

Угол подъема зерновки, не попавшей в ячейки и располагающейся на внутренней цилиндрической поверхности в один слой $\alpha_\circ$ (град), определяем по формуле:

$$\alpha_\circ = \varphi + \arcsin\left(\frac{\omega^2 R}{g}\sin\varphi\right). \qquad (168)$$

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

$$\alpha_1 = \alpha + \arcsin\left(\frac{\omega^2 R}{g}\cos\alpha\right)\ . \qquad (169)$$

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

$$n = 30 \cdot \sqrt{\frac{\sin(\alpha_\circ - \varphi)}{R \cdot \sin\varphi}}\ . \qquad (170)$$

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

Шаг шнека S (мм) определяем по формуле:

$$S = D_{шн} = 36 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_т}{n_{шн}}}\ , \qquad (171)$$

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

$Q_т$ – производительность шнека, кг/ч;

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

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

$$r = \frac{D_{шн}}{2} + (5...8) \ . \qquad (172)$$

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

$$N = 0{,}0002 \cdot Q \ . \qquad (173)$$

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

$$i = \frac{n_{дв.}}{n} . \qquad (174)$$

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

$$i = i_1 \cdot ... \cdot i_n . \qquad (175)$$

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

$$\eta = \eta_1 \cdot ... \cdot \eta_n \ . \qquad (176)$$

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

$$N_{пр} = \frac{N}{\eta_{пр}} \ . \qquad (177)$$

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

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega}, \qquad (178)$$

где N –мощность на тихоходном валу редуктора, Вт;

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

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

$$L = \frac{Q \cdot a}{x \cdot V \cdot \Delta \cdot k \cdot 60^2 \cdot 100} , \qquad (179)$$

где L – длина цилиндра, м;

Q – производительность, кг/ч;

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

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

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

$$V = \omega \cdot R \ , \qquad (180)$$

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

$$x = \frac{A}{d^n}, \qquad (181)$$

где A – опытный коэффициент;

n – показатель степени;

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

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

9.1.2. Дисковые триеры

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

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

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot \left(R_1 - R_2\right) \cdot q \cdot z \ , \qquad (182)$$

где R_1 – радиус диска по внешним ячейкам, м;

R_2 – радиус диска по внутренним ячейкам, м;

q – удельная нагрузка, кг/(м^2·ч);

z – число дисков.

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

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

$$12 < z < 30 \ . \qquad (183)$$

Внутренний диаметр D_2 определяют из соотношения:

$$D_2 = \frac{D_1}{1{,}65} \ . \qquad (184)$$

Число дисков подсчитывают из формулы (182) при заданной производительности и известных значениях q, R_1, R_2.

Ориентировочно предельную частоту вращения $n_{пред}$ (мин$^{-1}$) дисков находят по формуле:

$$n_{пред} = \frac{27}{\sqrt{R_1}} \ . \qquad (185)$$

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

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{R_1} \cdot \left[\frac{\sin\alpha}{\sin\varphi} \cdot \cos(\beta + \varphi) + \cos\alpha \right]}, \qquad (186)$$

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

α – полярный угол (угол между вертикальной осью, радиусом и проведенным через ячею, из которой выпадает зерно), его выбираем в пределах $32 – 45^0$;

β – угол, зависящий от формы и глубины погружения пуансона при образовании ячеи, он находит в пределах $45 – 50^{0^\circ}$.

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

$$n_{расч} = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} \ . \qquad (187)$$

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

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

$$n_{раб} \le n_{пред} \ . \qquad (188)$$

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

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

Геометрические параметры шнека и желоба определяем по формулам (171), (172).

Если известно процентное содержание коротких примесей в исходной смеси, то можно проверить количество дисков на роторе по формуле (189). Если количество дисков больше расчетного, то для качественной очистки зерновой смеси требуется повторный пропуск зерна на триере.

$$z = \frac{Q \cdot a}{6 \cdot 10^3 \cdot n \cdot x_1 \cdot \Delta_1 \cdot k \cdot \gamma} \ , \qquad (189)$$

где Q – производительность, кг/ч;

a – содержание коротких примесей в исходной смеси, %;

n – число оборотов дисков в минуту;

x_1 – количество ячей в одном диске;

Δ_1 – вместимость одной ячеи в штуках зерен;

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

γ – вес одного зерна, кгс.

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

$$x_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_1^{\,2} - D_2^{\,2})}{4 \cdot (l + b_1)^2} \ , \qquad (190)$$

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

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

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

b_1 – ширина перемычки между ячеями, мм.

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

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

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

$$N_p = 0{,}0006 \cdot Q \ . \qquad (191)$$

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

$$N_p = 1{,}04 \cdot (N_1 + N_2), \qquad (192)$$

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

$$N_1 = 2 \cdot z \cdot \frac{P \cdot f \cdot \omega}{1000} \ , \qquad (193)$$

где z – число дисков на роторе;

P – давление зерна на поверхность диска, Н.

Давление зерна на поверхность диска определяем по формуле (194):

$$P = \frac{(R_1 - R_2)^2 \cdot \rho \cdot g \cdot tg^2\left(45^\circ - \frac{\varphi}{2}\right)}{2} \ , \qquad (194)$$

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

ρ – объемная насыпная масса зерна, кг/м^3;

φ – угол естественного откоса, град;

ω – угловая скорость вращения дисков, с$^{-1}$;

f – коэффициент трения зерна по диску;

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

$$N_2 = \frac{m_o \cdot V^2}{2 \cdot 3600 \cdot 102} + \frac{G_O \cdot h_1}{3600 \cdot 102} \ , \qquad (195)$$

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

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

$$V = \omega \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{2} , \qquad (196)$$

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

$$h_1 = R_2 + \left(\frac{R_1 - R_2}{2} \right) . \qquad (197)$$

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

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

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

9.2. Задание и его выполнение

9.2.1. Расчет цилиндрического триера

Рассчитать и сконструировать цилиндрический триер, если известно: производительность Q = 5000 кг/ч, вид продукта - пшеница сортов базисных кондиций, очистку произвести от коротких примесей.

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

Для пшеницы принимаем следующие линейные размеры по приложению 2:

-длина – 8,0 мм;

-ширина – 3,0 мм;

-толщина – 3,5 мм;

-вес 1000 зерен – 40 гс;

-объемная масса – 760 кг/м^3;

-плотность – 1360 кг/м^3;

-коэффициент внутреннего трения – 0,47;

-угол естественного откоса – 27,17^o;

-коэффициент внешнего трения – 0,37;

-угол трения – 20,3^o.

Цилиндрический триер, схема которого представлена на рис.37, состоит из стального цилиндра 1 со штампованными ячеями на внутренней поверхности и шнека 2, расположенного в желобе 3. При вращении цилиндра 1 в ячеи попадают короткие зерна, которые выпадают при повороте цилиндра на некоторый угол. Короткие зерна укладываются в ячеи глубже, чем длинные. Поэтому первые при вращении цилиндра выпадают позже, попадают в желоб 3 и выводятся из машины шнеком 2.

Длинные зерна, скользя по внутренней поверхности цилиндра, перемещаются в продольном направлении под давлением зерна, поступающего в машину. Степень разделения смеси на фракции по длине зависит от уровня, на который установлена верхняя грань желоба 3.

Вращение цилиндра 1 и шнека 2 осуществляется от электродвигателя 10 через ременную передачу 9, редуктор 8 и муфту 7.

Зерна подается через приемный патрубок 4. Очищенная пшеница отводится через лоток 5, а короткие примеси (куколь, битая пшеница) выводятся через лоток 6.

Параметры триерной поверхности принимаем из приложений 8,14,15:

-удельная нагрузка на триерную поверхность (куколь) – 800 кг/(м^2·ч);

-диаметр ячейки триера – 5,0 мм;

-толщина листа цилиндра триера – 1,5 мм.

Из формулы (161) производительности определяем F (м^2) - площадь ячеистой поверхности:

$$F = \frac{Q}{q},$$

$$\mathrm{F} = \frac{5000}{800} = 6{,}25\,\text{м}^2.$$

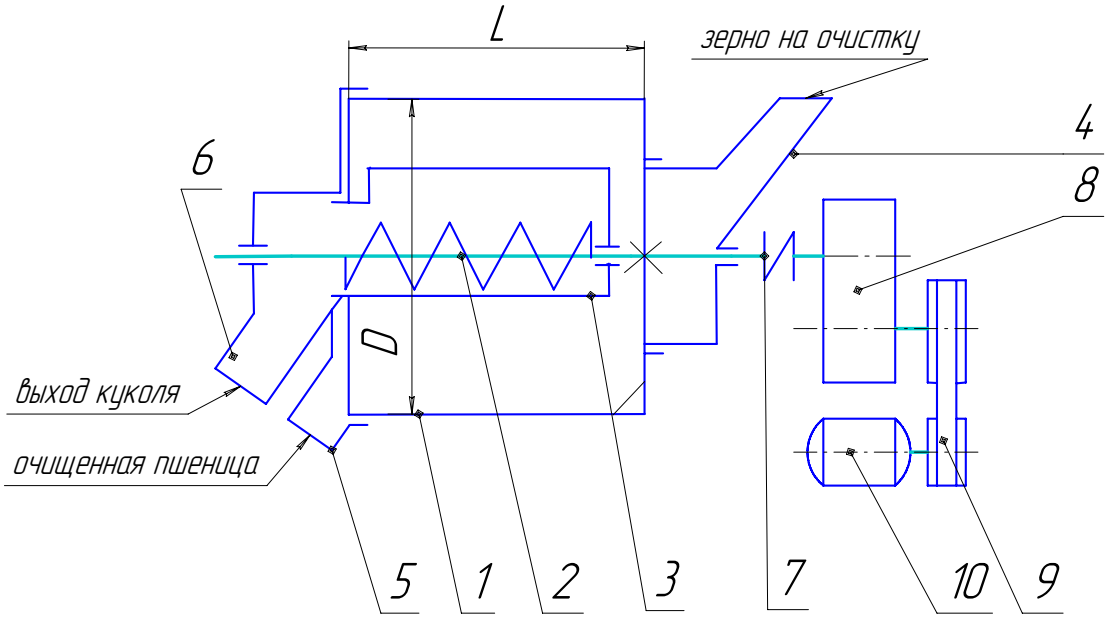


Рис.37. Схема цилиндрического триера:
1 – стальной цилиндр; 2 – шнек; 3 – желоб; 4 – приемный патрубок;
5 – отводной лоток для очищенной пшеницы; 6 – отводной лоток для куколя;
7 – муфта; 8 – редуктор; 9 – ременная передача; 10 – электродвигатель

По ГОСТ 9331-71 определяем диаметр цилиндрического триера в зависимости от производительности по приложению 13. Принимаем диаметр D=800 мм=0,8 м.

Для обеспечения производительности более 5000 кг/ч применяют блоки из двух или более параллельно работающих триеров с цилиндрами диаметрами 600 и 800 мм.

Длину цилиндра L (м) находим по формуле (162):

$$L = \frac{6{,}25}{3{,}14 \cdot 0{,}8} = 2{,}49 \text{ м.}$$

Принимаем длину цилиндра L=2,5 м.

Предельную частоту вращения цилиндра $n_{пред}$ (мин $^{-1}$) вычисляем по формуле (163):

$$n_{пред} = \frac{30}{\sqrt{0{,}4}} = 47{,}4 \text{ мин}^{-1}.$$

В тихоходных триерах частота вращения $n_т$ (мин $^{-1}$) цилиндра вычисляется по формуле (164) и находится в пределах:

$$n_T = \frac{6}{\sqrt{0{,}4}} \ldots \frac{9}{\sqrt{0{,}4}} = 9{,}49 \ldots 14{,}23 \text{ мин}^{-1}.$$

В быстроходных триерах частота вращения цилиндра $n_б$ (мин$^{-1}$) вычисляется по формуле (165) и находится в пределах:

$$n_б = \frac{21}{\sqrt{0,4}} ... \frac{27}{\sqrt{0,4}} = 33,2...42,69 \text{ мин}^{-1}.$$

Для определения рабочей частоты вращения цилиндра триера воспользуемся оптимальными значениями ускорения $\omega^2 r$ (c^{-1}) при очистке зерна некоторых культур в цилиндрических и дисковых триерах, которые представлены в приложении 9.

Для пшеницы выбираем оптимальное ускорение, равное $\omega^2 R = 5,0$ м/с^2.

Угловая скорость ω (c^{-1}) определяется по формуле (166):

$$\omega = \sqrt{\frac{5.0}{0,4}} = 3,536 \quad \text{м/с}.$$

Частота вращения n (мин$^{-1}$) определяется по формуле (167):

$$n = \frac{3,536 \cdot 30}{3,14} = 33,76 \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем конструктивно n=35мин$^{-1}$, отсюда угловая скорость ω (c^{-1}) равна:

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 35}{30} = 3,665 \text{ с}^{-1}.$$

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

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

В ячеях будут залегать зерна куколя, а между ячеями зерна пшеницы, как более длинной фракции.

Из приложения 10 видно, что для пшеницы $\varphi_{max} = 50^\circ$, если зерновка расположена перпендикулярно оси цилиндра, и $\varphi_{min} = 39^\circ$, если она параллельна.

Примечание. Знак (+) относится к зернам, располагающимся при движении перпендикулярно образующей цилиндра ; знак (-) относится к зернам, располагающимся при перемещении параллельно образующей цилиндра.

Угол подъема зерновки, не попавшей в ячейки и располагающейся на внутренней цилиндрической поверхности в один слой $\alpha_\circ$ (град) определяем по формуле (168).

Вычисляем максимальный и минимальный углы подъема зерновки:

$$\alpha_{\circ miin} = 39 + \arcsin\left(\frac{3{,}665^2 \cdot 0{,}4}{9{,}81} \cdot \sin 39\right) = 59{,}16^0,$$

$$\alpha_{\circ \max} = 50 + \arcsin\left(\frac{3{,}665^2 \cdot 0{,}4}{9{,}81} \cdot \sin 50\right) = 74{,}8^0.$$

Таким образом, минимальный и максимальный углы подъема зерен пшеницы в цилиндрическом триере будут соответственно равны $59{,}16^\circ$ и $74{,}8^\circ$.

Принимаем $\varphi = \varphi_{max} = 75°$.

Угол выпадения куколя из ячеи (нижняя граница его выпадения), относительно центра цилиндра α_1 (град), определяем по формуле (169).

Значение α определено экспериментально и приводится в справочнике, по справочнику для куколя α составляет 3°.

Отсюда :

$$\alpha_1 = 3 + \arcsin\left(\frac{3{,}665^2 \cdot 0{,}4}{9{,}81} \cdot \cos 3\right) = 36{,}15^\circ .$$

Относительно нижней точки цилиндра триера $\alpha_{вып}$ (град) составляет:

$$\alpha_{вып} = \alpha_1 + 90 = 36{,}15 + 90 = 126{,}15^\circ.$$

Принимаем $\alpha_{вып} = 126^\circ$.

Результаты вычислений показаны на схеме рис. 38.

Как видно из рисунка, между зонами скольжения пшеницы и выпадения куколя имеется свободный угол, равный 51°, следовательно, возможно полное разделение пшеницы и куколя. Таким образом, верхний край желоба для отбора куколя необходимо устанавливать под углом 126°, относительно нижней точки цилиндра триера.

Проверяем частоту вращения цилиндра триера:

$$n = 30 \cdot \sqrt{\frac{\sin(59{,}16 - 39)}{0{,}4 \cdot \sin 39}} = 35{,}1 \text{ мин}^{-1}.$$

Таким образом, определенная ранее ($n = 35$ мин $^{-1}$) частота вращения совпадает с расчетным числом оборотов цилиндра триера и находится в диапазоне скоростей работы быстроходного триера:

$$n_т < n < n_б;$$

$$14{,}23 < 35 < 42{,}69 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем геометрические и кинематические параметры желоба и шнека. Производительность шнека для овсюгоотборочных машин принимаем равной производительности триера $Q_т$ =Q, для куколеотборочных машин $Q_т = 0,15 \cdot Q$.

В нашем случае рассчитывается куколеотборочная машина, следовательно:

$$Q_т = 0,15 \cdot 5000 = 750 \text{ кг/ч.}$$

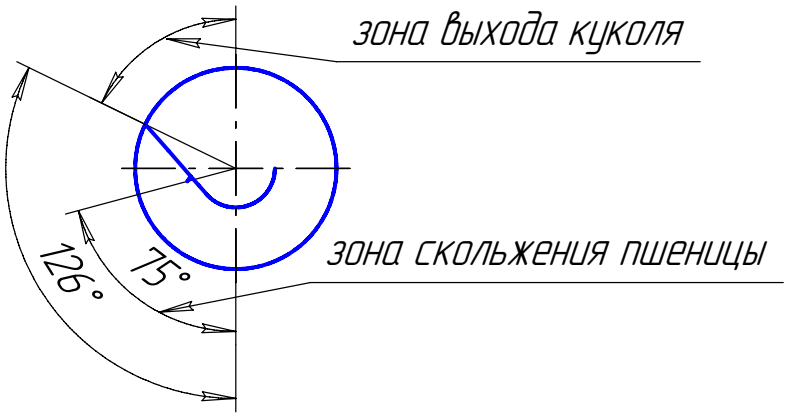


Рис.38. Зоны скольжения пшеницы и выпадения куколя в цилиндрическом триере

Шаг шнека S (мм) определяем по формуле (171):

$$S = D_{шн} = 36 \cdot \sqrt[3]{\frac{750}{35}} = 99,89 \text{ мм.}$$

Исходя из нормального ряда чисел, конструктивно принимаем диаметр шнека и шаг шнека равным 100 мм.

Радиус закругления дна желоба r (мм) определяем по формуле (172):

$$r = \frac{100}{2} + 5 = 55 \text{ мм} \quad .$$

Потребную для работы триера мощность N (кВт) определяем по формуле (173):

$$N = 0,0002 \cdot 5000 = 1 \quad \text{кВт.}$$

Для обеспечения вращения цилиндра триера с частотой n=35 мин $^{-1}$ разработаем кинематическую схему привода триера. Кинематическая схема представлена на рис.39.

В качестве электродвигателя применяем электродвигатель с частотой вращения $n_{дв}$ =1500 мин $^{-1}$, как наиболее часто применяемый.

Тогда общее передаточное число привода i определяем по формуле (174):

$$i = \frac{1500}{35} = 42{,}86\,.$$

Для рассчитанного передаточного отношения необходимо установить редуктор и ременную передачу, которая позволит установить точную частоту вращения цилиндра триера.

Общее передаточное число i в нашем случае состоит из произведения передаточного числа редуктора $i_{ред}$ и передаточного числа ременной передачи $i_{р.п}$ и представлено формулой (175):

$$i = i_{ред.} \cdot i_{р.п} \ .$$

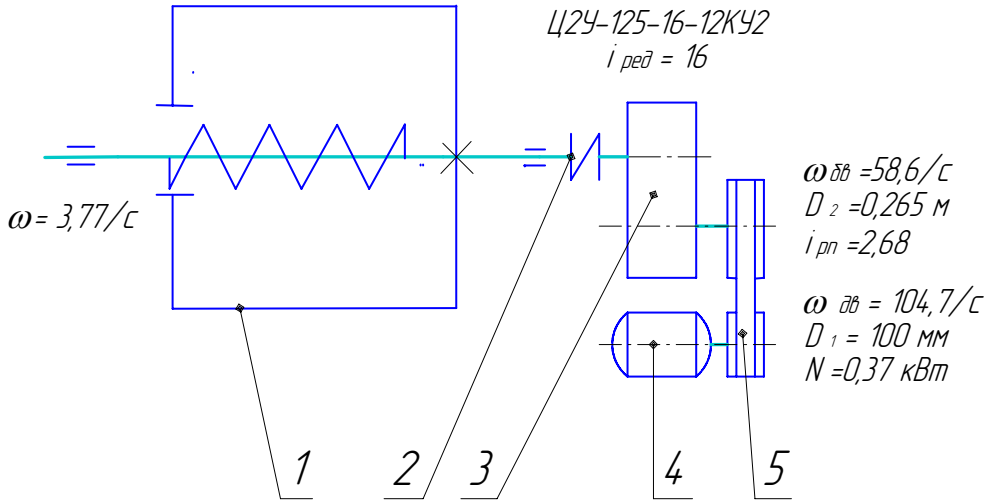


Рис.39. Кинематическая схема цилиндрического триера:
1– стальной цилиндр и шнек; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – ременная передача; 5 – электродвигатель

В качестве редуктора применяем цилиндрический двухступенчатый редуктор типа Ц2У с передаточным отношением $i_{ред.}$ =16, тогда передаточное число ременной передачи $i_{р.п.}$ определяем из формулы (175):

$$i_{р.п.} = \frac{i}{i_{ред}} = \frac{42{,}86}{16} = 2{,}68\,.$$

Ременная передача рассчитывается по стандартной методике, представленной в курсе «Детали машин».

Общий коэффициент полезного действия можно определить по формуле (176):

$$\eta = \eta_{ред.} \cdot \eta_{р.п.},$$

где $\eta_{ред.}$ – КПД редуктора, $\eta_{ред}$ =0,8;

$\eta_{р.п.}$ – КПД ременной передачи, $\eta_{р.п.}$ = 0,95.

Тогда

$$\eta = 0{,}8 \cdot 0{,}95 = 0{,}76\,.$$

Установленную мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяем по формуле (177):

$$N = \frac{1}{0,76} = 1,316 \text{ кВт}.$$

Выбираем для привода триера по справочнику [8] электродвигатель 4А80В4У3 ГОСТ 19523-74 с $N_{э.д}$ =1,5 кВт, $n_{э.д}$ =1500 мин$^{-1}$.

По передаточному отношению и крутящему моменту на тихоходном валу редуктора выбираем редуктор.

Мощность на тихоходном валу редуктора N (Вт) определяем по выражению:

$$N = N_{э.д} \cdot \eta \cdot 1000 = 1,5 \cdot 0,76 \cdot 1000 = 1140 \text{ Вт}.$$

Угловая скорость тихоходного вала редуктора ω равна угловой скорости цилиндра триера, ω =3,665 с$^{-1}$.

Крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) определяем по формуле (178):

$$M = \frac{1140}{3,665} = 311,05 \text{ Н·м}.$$

На основании рассчитанных данных по справочнику [8] выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-125-16-12КУ2 ГОСТ 21426-75.

Выбираем конструкцию и материал цилиндра триера.

Диаметр ячеек цилиндрических триеров для отделения коротких примесей принимаем из приложения 14.

Для контроля отходов, полученных в куколеотборочных машинах, применяют триеры с ячейками на 0,5-1,0 мм меньше, чем в основных триерах.

Определяем максимально возможное содержание коротких примесей в исходной смеси а (%) из формулы (179):

$$a = \frac{L \cdot x \cdot V * \Delta \cdot k \cdot 60^2 \cdot 100}{Q},$$

где L – длина цилиндра, м;

Q – производительность, кг/ч;

Δ – средний вес зерна, выбираемого одной ячеей, кгс, определяем по приложению 2, 1000 зерен весят 10 гс, одно зерно соответственно весит 10^{-5} кгс;

k – коэффициент использования ячеистой поверхности. При очистке пшеницы от коротких примесей k = 0,03 – 0,035. Принимаем k=0,03;

V – окружная скорость ячеистой поверхности в м/с, которая определяется по формуле (180):

$$V = 3{,}665 \cdot 0{,}4 = 1{,}466 \text{ м/с};$$

x – количество ячей, приходящихся на 1 м^2 триерной поверхности, определяется по формуле (181) Г.Т. Павловского.

По приложению 11 определяем параметры A=4,30·10^5 , n =1,80, d = 5 мм, тогда:

$$x = \frac{4{,}30 \cdot 10^5}{5{,}0^{1.80}} = 23731 \text{ шт/м}^2.$$

Таким образом, содержание коротких примесей равно:

$$a = \frac{2{,}5 \cdot 23731 \cdot 1{,}466 * 10^{-5} \cdot 0{,}03 \cdot 60^2 \cdot 100}{5000} = 1{,}88 \text{ %}.$$

Так как содержание зерновой примеси в базисном кондиционном зерне не превышает 1,5%, то данный триер обеспечит качественную очистку зерна. Очистку можно считать эффективной, если из зерна будет выделено не менее 70 % примесей.

Примечание. Если содержание зерновой примеси в смеси превышает расчетное значение, то необходимо из формулы (179) определить новую длину цилиндра триера или обеспечить повторный пропуск смеси через триер.

Для изготовления цилиндра триера применяем сталь марки 0,8КП с отделкой поверхности по группе П и вытяжкой по группе ВГ. Форма и размер штампованных ячеек регламентируются ГОСТ 9331-80 на триерные цилиндры.

В приложении 15 указана толщина листов стали, применяемой для цилиндров с различными размерами ячеек.

В нашем случае для цилиндра триера с диаметром ячеи 5 мм выбираем лист толщиной 1,5 мм.

Таким образом в предлагаемом примере определены технологические, геометрические и кинематические параметры цилиндрического триера.

Необходимые прочностные расчеты узлов и деталей цилиндрического триера проводят по методикам, представленным в курсе «Детали машин».

Варианты аналогичного задания приведены в табл. 14.

Таблица 14

Исходные данные для расчета цилиндрического триера

Задание	Вариант	Очищаемая культура	Производительность, кг/ч	Содержание примесей, %	Примечание
1	2	3	4	5	6
1	1	Пшеница от коротких примесей	1500	1	
	2		3000	3,0	
	3		1000	1,5	
2	1	Пшеница от длинных примесей	3500	2,0	
	2		2000	1,2	
	3		4000	0,5	
3	1	Овес от коротких примесей	1000	0,5	
	2		3000	3,0	
	3		4000	1,2	
4	1	Гречиха от длинных или коротких примесей	4000	0,5	
	2		1000	1,2	
	3		2000	3,0	

9.2.2. Расчет дискового триера

Рассчитать и сконструировать дисковый триер, если известны: производительность Q = 3000 кг/ч, вид продукта - пшеница сортов базисных кондицией, очистку произвести от коротких примесей (куколя, битых зерен).

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

Для пшеницы принимаем следующие линейные размеры по приложению 2:

-длина – 8,0 мм;

-ширина – 3,0 мм;

-толщина – 3,5 мм;

-вес 1000 зерен – 40 гс;

-объемная масса – 760 кг/м^3;

-плотность – 1360 кг/м^3;

-коэффициент внутреннего трения – 0,47;

-угол естественного откоса в движении – 27,17^o;

-коэффициент внешнего трения – 0,37;

-угол трения – 20,3^o.

Дисковый триер, схема которого представлена на рис.40, состоит из двух отделений: основного и контрольного.

Рабочим органом машины является ротор с чугунными дисками 1 с ячеями на торцевых поверхностях. Ротор 1 размещается в корпусе 2, в который сверху подается зерно. При вращении дисков против часовой стрелки ячеи заполняются короткими примесями. Форма и размеры ячей должны соответствовать форме и размерам выделяемых примесей. Выпав из ячей, короткие примеси попадают в желобки и удаляются из корпуса 2 в шнек 3 и выводятся из машины или в контрольное отделение триера, где установлены диски с ячеями меньших размеров. Полноценные зерна из контрольного отделения попадают в основное отделение через отверстие в разделительной перегородке, а короткие примеси попадают в шнек 3 и также выводятся из машины. Полноценное зерно перемещается лопастями, прикрепленными к спицам каждого диска, к выпускному отверстию и выводится из машины.

Ротор вращается от электродвигателя 8 через ременную передачу 7, редуктор 6 и муфту 5. Шнек 3 вращается через цепную передачу 4 от вала ротора 1.

Параметры триерной поверхности дисков принимаем по приложению 8:

- удельная нагрузка на триерную поверхность (куколь) –900 кг/(м^2·ч);

- диаметр ячейки триера – 5,0 мм (приложение 12).

Выбираем по конструктивным соображениям наружный диаметр диска из нормального ряда. Принимаем $D_1 = 2 \cdot R_1 = 460$ мм $= 0{,}46$ м, тогда $R_1 = 0{,}23$ м.

По формуле (184) определяем внутренний диаметр диска:

$$D_2 = \frac{0{,}46}{1{,}65} = 0{,}279 \text{ м.}$$

Конструктивно принимаем внутренний диаметр диска $D_2 = 0{,}28$ м $= 280$ мм, тогда $R_2 = 0{,}14$ м $= 140$ мм.

Из формулы производительности (182) определяем количество дисков на роторе. Удельную нагрузку q при очистке пшеницы от куколя и других коротких примесей определяем по приложению 8 (q=800 кг/м^2*ч):

$$z = \frac{Q}{2 \cdot 3{,}14 \cdot (R_1^2 - R_2^2) \cdot q} = \frac{3000}{2 \cdot 93{,}14 \cdot (0{,}23^2 - 0{,}14^2) \cdot 800} = 17{,}92 \text{ шт.}$$

Принимаем количество дисков на роторе z =18 шт. Принятое количество дисков на роторе соответствует выражению (183):

$$12 < z = 18 < 30 .$$

Предельную частоту вращения ротора с дисками определяем по формуле (185):

$$n_{пред} = \frac{27}{\sqrt{0,23}} = 60,37 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем максимальную расчетную угловую скорость ротора по формуле (186):

Выбираем значения углов $\alpha = 35^{\circ}$; $\beta = 45^{\circ}$; $\varphi = 37^{\circ}$.

$$\omega = \sqrt{\frac{9,81}{0,26} \cdot \left[\frac{\sin 35^{\circ}}{\sin 37^{\circ}} \cdot \cos(45^{\circ} + 37^{\circ}) + \cos 35^{\circ}\right]} = 6,99 \text{ с}^{-1}.$$

По формуле (187) определяем расчетную частоту вращения ротора с дисками:

$$n_{max} = \frac{30 \cdot 6,99}{3,14} = 67,75 \text{ мин}^{-1}.$$

Рабочую частоту вращения ротора принимаем меньше расчетной и предельной: $n_{раб} = 55$ мин$^{-1}$ $< n_{max} \approx n_{пред}$.

Тогда угловая скорость вращения ротора равна:

$$\omega_{раб} = \frac{3,14 \cdot 55}{30} = 5,76 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем геометрические и кинематические параметры желоба и шнека.

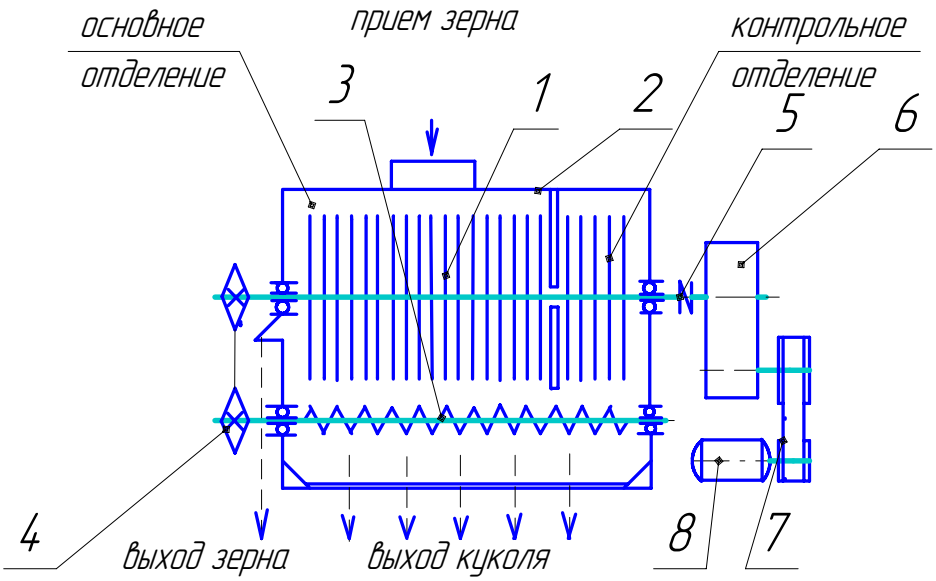


Рис.40. Схема дискового триера:
1– ротор с дисками; 2 – корпус триера; 3 – шнек; 4 – цепная передача; 5 – муфта; 6 – редуктор; 7 – ременная передача; 8 – электродвигатель

Шнековое устройство служит для вывода из триера короткой фракции, т.е. куколя.

Производительность шнека для куколеотборочных машин $Q_т = 0,15Q$.

В нашем случае рассчитывается куколеотборочная машина, следовательно:

$$Q_т = 0,15 \cdot 3000 = 450 \text{ кг/ч.}$$

Шаг шнека S (мм) равен диаметру шнека и определяется по формуле (171):

$$S = D_{шн} = 36 \cdot \sqrt[3]{\frac{450}{55}} = 72,49 \text{ мм.}$$

Исходя из нормального ряда чисел, конструктивно принимаем диаметр шнека и шаг шнека равным 80 мм.

Радиус закругления дна желоба r (мм) определяем по формуле (172):

$$r = \frac{80}{2} + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Проводим проверку на предмет максимального выделения примеси из зерна из формулы (189), предварительно определив число ячей на одном диске по формуле (190), при этом диаметр ячеи равен 5 мм, перемычка – 1,5 мм, которые определяем по приложению 14. Коэффициент использования ячеистой поверхности принимаем равным k=0,03, вес одного зерна куколя определяем по приложению 2, вес равен $\gamma = 10/1000 = 0,01$ гс $= 1 \cdot 10^{-5}$ кгс.

$$x_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot (460^2 - 280^2)}{4 \cdot (5 + 1,5)^2} = 4952,2 \text{ шт.}$$

Отсюда

$$a = \frac{z \cdot 6000 \cdot n \cdot x_1 \cdot \Delta_1 \cdot k \cdot \gamma}{Q} = \frac{18 \cdot 6000 \cdot 55 * 4952,2 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot 0,03}{3000} = 2,94 \text{ %.}$$

Как видно из расчетов, разрабатываемый триер обеспечит очистку базисной пшеницы за один проход, так как ее зерновая засоренность составляет 1 %, что почти в три раза меньше расчетной.

Ориентировочно установленную мощность определяем по формуле (191):

$$N_p = 0,0006 \cdot 3000 = 1,8 \text{ кВт.}$$

Для уточненных расчетов потребную мощность на валу ротора определяем по формуле (192), предварительно рассчитав мощность N_1 – мощность для преодоления трения дисков о зерновую массу по формуле (193) и мощность N_2 – мощность для подъема дисками зерен короткой фракции, попавших в ячеи, по формуле (195).

Для расчета мощности N_1 (кВт) воспользуемся ранее рассчитанными параметрами:

Число дисков на роторе (z=18).

Давление (P) зерна на поверхность диска определяем по формуле (194), в которой: R_1 и R_2 - соответственно наружный и внутренний радиусы диска, рассчитанные ранее (0,23 и 0,14 м); объемная насыпная масса зерна, по приложению 2 (ρ=760 кг/м^3); угол естественного откоса, (φ=34°).

Угловая скорость вращения дисков ω=5,76 с$^{-1}$.

Коэффициент трения пшеницы по диску определяем по приложению 2 (f =0,37).

$$P = \frac{(0,23-0,14)^2 \cdot 760 \cdot 9,81 \cdot tg^2\left(45 - \frac{34}{2}\right)}{2} = 8,54 \text{ Н.}$$

Отсюда

$$N_1 = 2 \cdot 18 \cdot \frac{8,54 \cdot 0,37 \cdot 5.76}{2 \cdot 1000} = 0,655 \text{ кВт.}$$

N_2 – мощность для подъема дисками зерен короткой фракции, попавших в ячеи диска, кВт определяем по формуле (90).

Масса m (кг) и вес G_o (гс) зерен короткой фракции (куколя), попавших в ячеи за один час работы триера, определяются исходя из количества ячей в диске, количества дисков, частоты их вращения (эти параметры определены ранее) и веса (G) одного зерна, который определяем по приложению 2 (G= 0,007 …0,01 гс) принимаем G = 0.007 гс.

Таким образом:

$$G_o = G \cdot z \cdot n \cdot x_1 \cdot 60 = 0,007 \cdot 18 \cdot 55 \cdot 4952 \cdot 60 = 2,06 * 10^6 \quad \text{гс,}$$

$$m_o = 2,06 \cdot 10^4 \text{ кг}$$

Скорость поверхности диска V по среднему диаметру, м/с, определяется по формуле (196) и равно:

$$V = 5,76 \cdot \frac{(0,23+0,14)}{2} = 1,0656 \text{ м/с.}$$

Высота подъема короткой фракции h_1 (м) определяется по формуле (197) исходя из геометрических параметров диска:

$$h_1 = 0,14 + \left(\frac{0,23-0,14}{2}\right) = 0,185 \text{ м.}$$

Отсюда мощность N_2 равна:

$$N_2 = \frac{2,06 \cdot 10^4 \cdot 1,0656^2}{2 \cdot 3600 \cdot 102} + \frac{2,06 \cdot 10^6 \cdot 0,185}{3600 \cdot 102} = 1,07 \text{ кВт.}$$

Тогда мощность на валу ротора равна:

$$N = 1,04 \cdot (0,655 + 1,07) = 1,794 \text{ кВт.}$$

Для обеспечения вращения ротора триера и шнека для удаления куколя с одинаковой частотой n=55 мин$^{-1}$ разработаем кинематическую

схему привода триера. Крутящий момент от электродвигателя через клиноременную передачу и редуктор передается на вал ротора, с другого конца вала ротора крутящий момент через цепную передачу передается на шнек. Кинематическая схема представлена на рис.41.

В качестве электродвигателя применяем электродвигатель с частотой вращения $n_{дв}$ =1500 мин $^{-1}$, как наиболее часто применяемый.

Тогда общее передаточное число привода ротора i определяем по формуле (174):

$$i = \frac{n_{дв.}}{n_p} = \frac{1500}{55} = 27{,}27 \ .$$

Для рассчитанного передаточного отношения необходимо установить редуктор и ременную передачу, которая позволит установить точную частоту вращения ротора дискового триера.

Общее передаточное число i в нашем случае состоит из произведения передаточного числа редуктора $i_{ред}$, передаточного числа ременной передачи $i_{р.п}$ и представлено формулой (175):

$$i = i_{ред.} \cdot i_{р.п} .$$

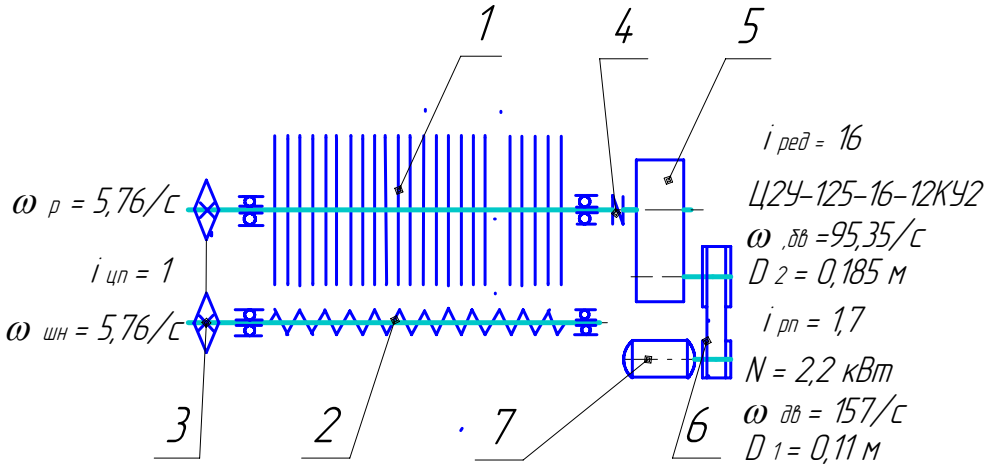


Рис. 41. Кинематическая схема дискового триера:
1– ротор с дисками; 2 – шнек; 3 – цепная передача;
4 – муфта; 5 – редуктор; 6 – ременная передача; 7 – электродвигатель

В качестве редуктора применяем цилиндрический двухступенчатый редуктор типа Ц2У с передаточным отношением $i_{ред.}$=16, тогда передаточное число ременной передачи $i_{р.п.}$ определяем из формулы (175):

$$i_{р.п.} = \frac{i}{i_{ред}} = \frac{27{,}27}{16} = 1{,}7 \ .$$

Ременная передача рассчитывается по стандартной методике, представленной в курсе «Детали машин».

Цепная передача имеет передаточное отношение, равное единице, т.к. частота вращения ротора и шнека одинаковы. Расчет цепной передачи также представлен в курсе «Детали машин».

Общий коэффициент полезного действия можно определить по формуле (176):

$$\eta = \eta_{ред.} \cdot \eta_{р.п.} \cdot \eta_{ц.п} \quad ,$$

где $\eta_{ред.}$ – КПД редуктора, $\eta_{ред}$ =0,92;

$\eta_{р..п.}$ – КПД ременной передачи, $\eta_{р.п.}$ = 0,95;

$\eta_{ц..п.}$ – КПД цепной передачи, $\eta_{ц.п.}$ = 0,95.

Тогда

$$\eta = 0{,}92 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95 = 0{,}83 .$$

Установленную мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяем по формуле (177):

$$N_{пр} = \frac{N}{\eta} = \frac{1{,}794}{0{,}83} = 2{,}16 \text{ кВт}.$$

Выбираем для привода триера по справочнику [8] электродвигатель 4А90L4У3 ГОСТ 19523-74 с $N_{э.д}$ =2,2 кВт, $n_{э.д}$ =1500 мин$^{-1}$.

По передаточному отношению и крутящему моменту на тихоходном валу редуктора выбираем редуктор.

Мощность на тихоходном валу редуктора N (Вт) определяем по выражению:

$$N = N \cdot \eta_{ред.} \cdot \eta_{р.п.} \cdot 1000 = 2{,}2 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}92 \cdot 1000 = 1922{,}9 \text{ Вт}.$$

Угловая скорость тихоходного вала редуктора ω, которая равна угловой скорости ротора дискового триера, ω =5,76 с$^{-1}$.

Крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) определяем по формуле (178):

$$M = \frac{1922{,}9}{5{,}76} = 333{,}82 \text{ Н·м}.$$

На основании рассчитанных данных по справочнику [8] выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-125-16-12КУ2 ГОСТ 21426-75.

Для повышения эксплуатационной надежности дисковых триеров диски изготавливают из чугуна марки СЧ 15-32 с твердостью не менее НВ 220, рабочая поверхность дисков должна быть совершенно гладкой, зазор между дисками и гранью контрольной линейки при любом ее положении

не более 1,5 мм. Рабочие поверхности дисков дважды покрывают черной эмалью.

Таким образом в предлагаемом примере определены технологические, геометрические и кинематические параметры дискового триера.

Необходимые прочностные расчеты узлов и деталей цилиндрического триера проводят по методикам, представленным в курсе «Детали машин».

Варианты аналогичного задания приведены в табл. 15.

Таблица 15

Исходные данные для расчета дискового триера

Задание	Вариант	Очищаемая культура	Производительность, кг/ч	Содержание примесей, %	Примечание
1	2	3	4	5	6
1	1	Пшеница от коротких примесей	1000	2,5	
	2		2000	1,8	
	3		3000	1,0	
2	1	Пшеница от длинных примесей	2500	2,5	
	2		3000	1,5	
	3		4000	0,8	
3	1	Овес от коротких примесей	1500	1,5	
	2		3000	3,0	
	3		5000	1,8	
4	1	Гречиха от длинных или коротких примесей	3000	1,0	
	2		5000	1,5	
	3		2500	2,0	

10. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБОЕЧНЫХ МАШИН

10.1. Общие положения

Для обработки покрова зерновых культур служат обоечные машины.

Обоечные машины применяют в мукомольном, крупяном и комбикормовом производствах для сухой очистки поверхности зерновок пшеницы и ржи от пыли, частичного отделения плодовых оболочек и зародыша, а также шелушения овса и ячменя. Обоечные машины иногда применяют и на элеваторах для обламывания остей овса и риса, что необходимо для облегчения последующей разгрузки силосов.

В обоечных машинах применяют ударно-истирающий принцип действия. Такой принцип действия, как правило, реализуют в машинах с

бичевым ротором, вращающимся в неподвижной цилиндрической обечайке.

Обоечные машины конструктивно выполнены с вертикальным или горизонтальным рабочим органом, а цилиндрическую обечайку в зависимости от технологического назначения изготовляют из абразивного материала, стали или металлотканой сетки. Для отбора легкой фракции в обоечных машинах предусматривается пневмосепарирование [5,9,10].

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

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

$$Q = k \cdot F \cdot q \ , \qquad (198)$$

где k – коэффициент, учитывающий размеры рабочей поверхности цилиндра, k=0,8…0,95;

q – удельная зерновая нагрузка, кг/(м^2 ·ч).

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

в вертикальных обоечных машинах с металлотканой поверхностью 1500…3000 кг/(м^2·ч);

в горизонтальных обоечных машинах с металлотканой поверхностью при обработке пшеницы 5000…8000 кг/(м^2·ч) и 4000…4500 кг/(м^2·ч) в машинах со стальным цилиндром; для ржи – соответственно 800,6000 и 4000 кг/(м^2 ·ч);

в горизонтальных обоечных машинах абразивным цилиндром 1000…1200 кг/(м^2·ч).

Площадь цилиндрической поверхности F (м^2) определяем по формуле:

$$F = \pi \cdot D \cdot L \ , \qquad (199)$$

где D – диаметр цилиндра, м;

L – длина рабочей части цилиндра, м.

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

$$\frac{L}{D} = k_1 . \qquad (200)$$

Диаметр окружности ротора D_p (м) определяем по формуле:

$$D_p = D - \Delta \, , \qquad (201)$$

где Δ – радиальный зазор, м.

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

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

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

$$V = \frac{P \cdot t}{m}\ , \tag{202}$$

где m – масса одного зерна, г;

t – продолжительность удара, с;

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

Угловую скорость ω ($с^{-1}$) и частоту n ($мин^{-1}$) вращения бичевого барабана определяем по формулам:

$$\omega = \frac{2 \cdot V}{D_p}\ , \tag{203}$$

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}\ . \tag{204}$$

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

$$N = Q \cdot n\,, \tag{205}$$

где Q – производительность, т/ч;

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

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

$$i = \frac{n_{дв.}}{n}. \tag{206}$$

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

$$i = i_1 \cdot \ldots \cdot i_n\ . \tag{207}$$

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

$$\eta = \eta_1 \cdot \ldots \cdot \eta_n\ . \tag{208}$$

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

$$N_{пр} = \frac{N}{\eta_{пр}}\ . \tag{209}$$

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

10.2. Задание и его выполнение

Определить основные параметры горизонтальной обоечной машины для обработки пшеницы производительностью Q=5000 кг/ч.

Рабочими органами обоечной машины являются ротор 1 с продольными или радиальными бичами и цилиндр 2. Зерно поступает через патрубок в цилиндр обоечной машины. Вращающиеся бичи ротора 1 подхватывают зерно и отбрасывают его на внутреннюю поверхность цилиндра 2. Внутренняя часть машины аспирируется через сетку. Скорости зерновок и бичей не совпадают, поэтому зерно подвергается удару бичей и затем ударяется о внутреннюю поверхность. Являясь упруговязким телом, зерновка, отражаясь от поверхности, вновь поступает в соприкосновение с бичами, и после многократных ударов поверхность ее очищается.

При выходе из машины обработанное зерно подвергается пневматическому сепарированию восходящим потоком воздуха в канале.

Из формулы (198) определения производительности находим площадь цилиндрической поверхности обоечной машины F. Выбираем материал цилиндра – металлоткань (металлическая сетка), удельную зерновую нагрузку для пшеницы q принимаем 5000 кг/м^2·ч.

Отсюда:

$$F = \frac{Q}{k \cdot q} = \frac{5000}{0{,}95 \cdot 5000} = 1{,}05 \ \text{м}^2.$$

Конструктивно принимаем диаметр цилиндра обоечной машины D равным 0,5 м (500 мм).

Из формулы (199) определяем длину цилиндра обоечной машины L:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot D} = \frac{1{,}05}{3{,}14 \cdot 0{,}5} = 0{,}668.$$

Принимаем L = 0,7 м = 700 мм.

Проверяем правильность выбранной длины цилиндра по выражению (200):

$$k_1 = \frac{0{,}7}{0{,}5} = 1{,}4.$$

Расчетный коэффициент k_1 соответствует предлагаемому соотношению.

Диаметр окружности D_p определяем по формуле (201), задавшись по приложению 16 величиной радиального зазора Δ = 25 мм = 0,025 м.

Отсюда:

$$D_P = 0{,}5 - 0{,}025 = 0{,}475 \text{ м.}$$

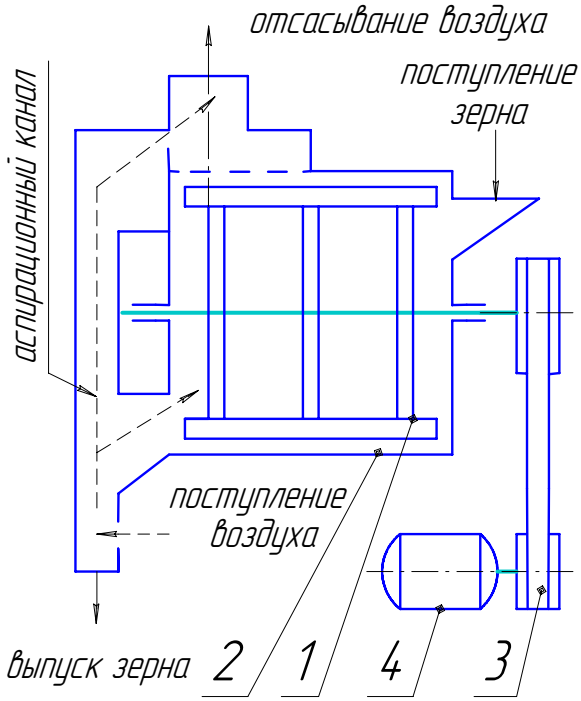


Рис.42. Схема обоечной машины:
1– ротор; 2 – стальной цилиндр; 3 – ременная передача; 4 – электродвигатель

По приложению 16 выбираем для пшеницы окружную скорость бичевого барабана V = 15 м/с и сравниваем выбранную скорость с максимальной окружной скоростью бичевого барабана, рассчитанной по формуле (202). Выбранная скорость должна быть меньше максимальной скорости.

Массу зерна определяем по приложению 2, для пшеницы масса равна m = $3 \cdot 10^{-3}$ г, продолжительность удара t = $1 \cdot 10^{-5}$ с. Силу удара определяем с учетом прочностных характеристик зерна по приложению 19, зная размеры зерна, или по приложению 2, зная вид пшеницы (при 100%-ной стекловидности эндосперма разрушающие усилие составляет 85 Н = 8,5 кгс = 8500 гс) и что эта сила меньше силы сопротивления его разрушения (60…70% от max).

Тогда:

$$P = 8500 * 0{,}64 = 5440 \text{ гс.}$$

Отсюда максимальная скорость равна:

$$V = \frac{5440 \cdot 1 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 10^{-3}} = 18{,}1 \text{ м/с.}$$

Таким образом, выбранная окружная скорость удовлетворяет принятым условиям V=15 м/с.

Угловую скорость и частоту вращения бичевого ротора определяем по формулам (203),(204):

$$\omega = \frac{2 \cdot 15}{0{,}475} = 63{,}16 \text{ с}^{-1}.$$

Отсюда:

$$n = \frac{63{,}16 \cdot 30}{3{,}14} = 603{,}11 \text{ мин}^{-1} .$$

Потребную мощность электродвигателя обоечной машины N (кВт) определяем по формуле (205), при этом производительность Q составляет 3 т/ч, удельная мощность n по приложению 18 составляет 0,5 кВт/(ч·т):

$$N = 5 \cdot 0{,}5 = 2{,}5 \quad \text{кВт} .$$

Для обеспечения вращения бичевого ротора с частотой n=603,11 мин $^{-1}$ разработаем кинематическую схему привода. Кинематическая схема представлена на рис. 43.

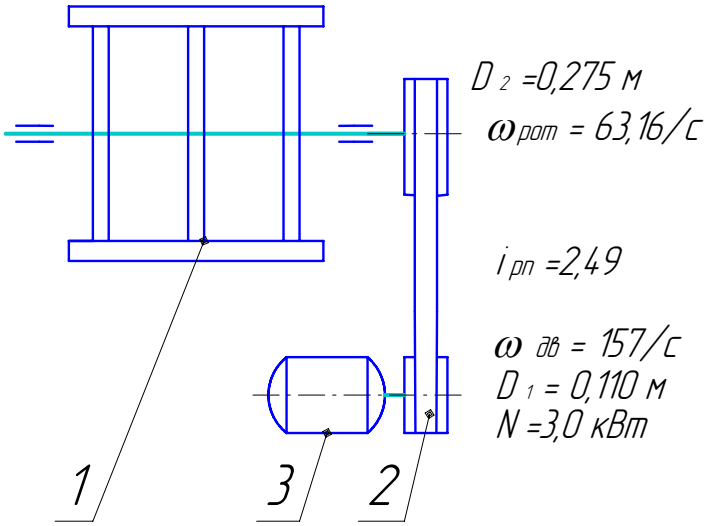


Рис.43. Кинематическая схема горизонтальной обоечной машины:
1- ротор; 2 - стальной цилиндр; 3 - ременная передача; 4 - электродвигатель

В качестве электродвигателя применяем электродвигатель с частотой вращения $n_{дв}$ =1500 мин $^{-1}$.

Тогда общее передаточное число привода i определяем по формуле (206):

$$i = \frac{1500}{603{,}11} = 2{,}49 .$$

Для рассчитанного передаточного отношения достаточно установить ременную передачу, которая обеспечит точную частоту вращения ротора.

Ременная передача рассчитывается по стандартной методике, представленной в курсе «Детали машин».

$\eta_{р.п.}$ – КПД ременной передачи, $\eta_{р.п.}$ = 0,95.

Установленная мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяется по формуле (209):

$$N = \frac{2,49}{0,95} = 2,62 \text{ кВт}.$$

Выбираем для привода шнека по справочнику [8] электродвигатель 4А100S4У3 ГОСТ 19523-74 с $N_{э.д} = 3$ кВт, $n_{э.д} = 1500$ мин$^{-1}$.

Для самостоятельного решения аналогичных задач данные приведены в табл. 16.

Таблица 16

Исходные данные для расчета основных параметров обоечных машин

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

11. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВАЛЬЦОВЫХ УСТРОЙСТВ

11.1. Общие положения

Вальцовые устройства применяются для выполнения технологических операций дробления, перетирания, размола, отжима, плющения и др. Рабочими органами вальцовых устройств являются вальцы, установленные с небольшим зазором и вращающиеся с одинаковыми или разными скоростями навстречу друг другу.

Вальцы должны быть прочными, жесткими, износостойкими и теплопроводными, отбалансированными, со строго цилиндрической

поверхностью, с цапфами, выполненными с высокой точностью соосности.

Поверхность вальцов должна соответствовать их технологическому назначению. Применяют нарезные (рифленые), гладкие и микрошероховатые вальцы. Наибольшее распространение получили нарезные вальцы. Вид нарезки обозначают: П – количество рифлей на один сантиметр (П =3,5…11); продольный уклон рифлей (у = 4…10%); угол заострения рифлей (γ = 90…110^o); угол острия (α =30…40^o); угол спинки (β =60…70^o). В зависимости от взаиморасположения граней острия и спинки рифлей парноработающих вальцов в зоне измельчения различают четыре положения: «острие по острию», «спинка по острию», «острие по спинке», «спинка по спинке» (обозначение рифлей начинают с быстровращающегося вальца). При расположении рифлей «острие по острию» превалируют деформации скалывания (сдвига и среза), «спинка по спинке» - деформации сжатия и сдвига. В первом случае крупообразование происходит более интенсивно.

Пустотелые вальцы применяются в случае необходимости создания теплообмена (нагревания или охлаждения продукта). Подшипники вальцов должны быть самоустанавливающимися, обеспечивать параллельность геометрических осей вальцов и иметь надежные смазочные устройства. Для плавного регулирования зазора между вальцами необходимо предусматривать специальные устройства, исключающие их соприкосновение; величина зазора (от десятков микрометров до миллиметров) зависит от назначения вальцового устройства.

Типичная схема привода вальцов показана на рис.44,а. Движение от двигателя через клиновые ремни передается быстровращающемуся вальцу 1, связанному через зубчатые колеса 2 и 3 с медленновращающимся вальцом 4. Характерным для рассматриваемой конструкции является наличие замкнутого контура, в котором происходит циркуляция мощности. Этот контур составлен зубчатой и фрикционной передачами, состоящими из пары вальцов, взаимодействующих друг с другом посредством измельчаемых частиц. Циркуляционная мощность $N_ц$ = (0,5–0,6)·$N_д$, где $N_д$ – полная мощность, подводимая к паре вальцов.

Недостатком описанной конструкции привода является изменение межцентрового расстояния зубчатой передачи при регулировке зазора между вальцами, что приводит к ускоренному износу зубчатой передачи и повышенному шуму в ней. Этого недостатка не имеет привод вальцов, кинематическая схема которого показана на рис. 44,б. Возможность изменения межцентрового расстояния обеспечена за счет применения двойных универсальных шарниров. При этой конструкции вальцы не нагружаются усилиями от зубчатых колес, что также улучшает условия их работы.

Основные факторы, влияющие на процесс измельчения зерновых продуктов в вальцовых станках, - это структурно-механические и технологические свойства зерна, кинематические и геометрические параметры парноработающих вальцов и нагрузка на машину.

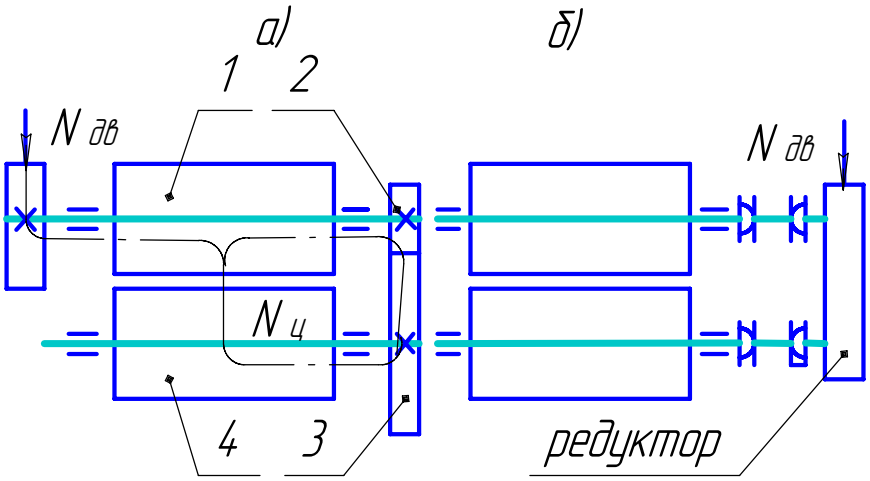


Рис. 44. Схема привода вальцов

К кинематическим параметрам относят окружные скорости быстро- и медленновращающихся вальцов $V_б$ и $V_м$ и соотношения скоростей $K = V_б / V_M$. В настоящее время при размоле зерна в сортовую муку принимают $V_б$=5,5…6,5 м/с, при размоле зерна в обойную муку $V_б$ = 8…12 м/с. В первом случае соотношение скоростей выбирают: для драных систем К= 2,5 и для размольных систем К = 1,1…1,6. Скорость обработки зерна в рабочей зоне вальцов определяем по формуле:

$$V_з = \frac{V_б + V_M}{2} \cdot \cos\alpha \ . \qquad (210)$$

Величина межвальцового зазора b при сортовых помолах пшеницы изменяется от 0,03 до 1,5 мм и зависит от технологического назначения. При уменьшении межвальцового зазора силовое нагружение частиц продукта возрастает, а степень измельчения увеличивается.

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

$$Q = 3600 \cdot b \cdot L_P \cdot \rho \cdot V_з \cdot k_1 \ , \qquad (211)$$

где b – зазор между вальцами, м;

L_P – рабочая длина вальцов, м;

ρ – объемная масса измельчаемого продукта, кг/м ^{3} ;

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

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

Для определения производительности работающей пары вальцов применяют упрощенную зависимость:

$$Q = q \cdot L_P, \qquad (212)$$

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

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

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

Диаметр вальца определяют из условия затягивания частицы материала в зазор между вальцами. Частица (рис.45), находящаяся между гладкими вальцами, вращающимися с одинаковыми угловыми скоростями, будет увлекаться силами трения F в зазор (диаметры вальцов одинаковые). Однако войти в зазор, не деформировавшись, частица не может. Оказывая сопротивление, частица воспринимает со стороны вальцов нормальные усилия P.

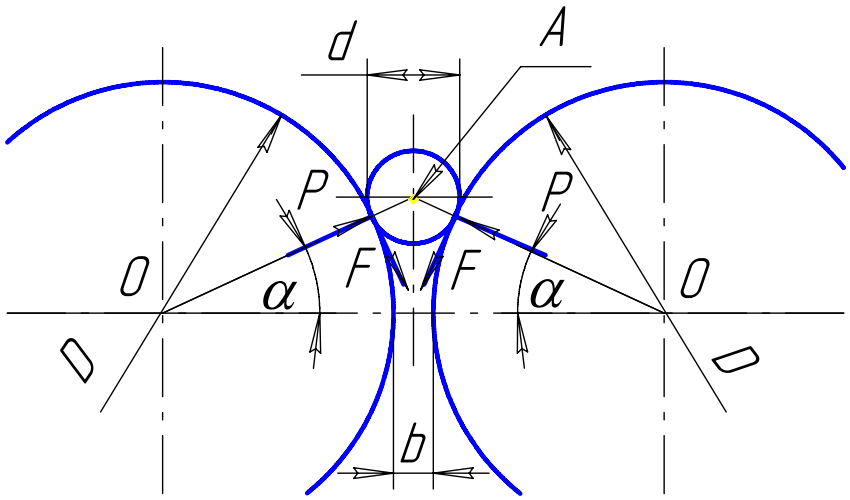


Рис.45. Схема к определению диаметра вальца

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

При указанных условиях важную роль играет угол α захвата частицы, под которым понимают угол, образованный нормалью ОА и линией, соединяющей центры вращения вальцов. Таким образом,

необходимым условием работы вальцового устройства является соблюдение неравенства:

$$2 \cdot P \cdot \sin\alpha > 2 \cdot P \cdot \cos\alpha \ , \qquad (213)$$

откуда

$$tg\alpha < f = tg\varphi; \qquad \alpha < \varphi ,$$

где φ – угол трения частицы о поверхность вальцов.

Исходя из геометрических построений получаем следующее выражение:

$$D + b = D \cdot \cos\alpha + d \cdot \cos\alpha \ . \qquad (214)$$

Отсюда

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

где D – диаметр вальца;

d – диаметр частицы;

b – зазор между вальцами.

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

$$D_{\min} = \frac{(d \cdot \cos\varphi - b)}{(1 - \cos\varphi)} \ . \qquad (215)$$

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

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

Величина рабочего прогиба у (см) определяется по формуле:

$$y = \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot J} , \qquad (216)$$

где q – удельная нагрузка, кгс/см;

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

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

E – модуль упругости материала вальца, кгс/см^2;

J – момент инерции сечения вальцов, см^4.

Момент инерции сечения вальца определяем по формуле:

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \text{ ,.} \qquad (217)$$

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

$$N = 17 \cdot L_P \cdot D \cdot n \cdot \left(\frac{d_H}{0{,}02} + \frac{D^2}{2{,}4} \right) , \qquad (218)$$

где L_P – рабочая длина вальцов, м;

D – диаметр вальца, м;

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

$d_н$ – диаметр частицы исходного материала, м.

Частоту вращения вальцов n (с$^{-1}$) определяем по формуле:

$$n = \frac{V_б}{\pi \cdot D} . \qquad (219)$$

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

$$M_K = \frac{N_Ц \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot n} . \qquad (220)$$

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

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

На быстроходный валец (рис. 46) действуют следующие силы: T – окружная составляющая силы взаимодействия вальца с продуктом; R – радиальная составляющая силы взаимодействия вальца с продуктом (под углом β); $G_В$ – сила тяжести вальца; $G_К$ и $G_Ш$ – силы тяжести зубчатого колеса и шкива; Q – сила натяжения ремня (под углом ζ); $P_о$ – окружное

усилие в зубчатой межвальцовой передаче; $P_г$ – радиальное усилие в зубчатой передаче.

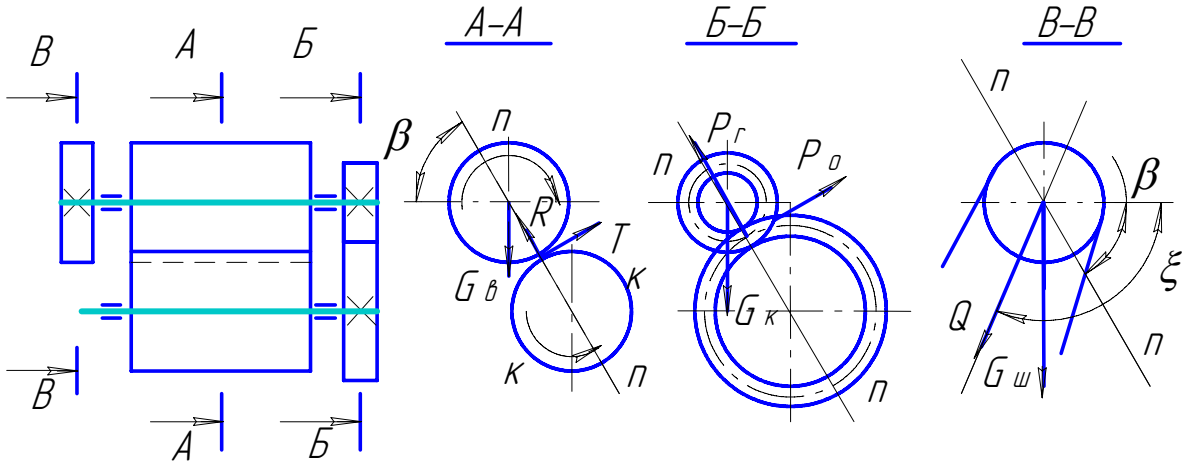


Рис.46. Схема действующих сил в вальцовочном устройстве

Силы T и R (Н) определяются из технологического расчета по формулам:

$$T = q \cdot L_P \cdot \cos\beta\,; \qquad (221)$$

$$R = q \cdot L_P \cdot \sin\beta\,, \qquad (222)$$

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

L_P – рабочая длина вальцов, см;

β – угол наклона оси вальцов, град.

Силы G_B, G_K и $G_Ш$ – определяются по проектным данным или результатам взвешивания.

Окружное усилие P_o (Н) определяется по формуле:

$$P_o = \frac{1000 \cdot N_ц}{\pi \cdot d_Д \cdot n}\,, \qquad (223)$$

где $d_д$ – диаметр делительной окружности, м;

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

Радиальное усилие P_r (Н) определяем по формуле:

$$P_r = P_o \cdot tg\alpha_Д\,, \qquad (224)$$

где $\alpha_д$ – угол зацепления, град.

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

$$Q \approx 3 \cdot \sigma_o \cdot F \cdot \cos 0.5\gamma\,, \qquad (225)$$

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

F – площадь поперечного сечения ремня;

γ – угол между ведущей и ведомой ветвями ремня.

Все силы проектируют на направление осей n - n и k - k (рис. 46) и определяют составляющие опорных реакций по этим направлениям A_n, A_k, B_n, B_k. По этим данным могут быть построены эпюры изгибающих моментов M_n и M_k в плоскостях n – n и k - k, а также эпюра суммарного изгибающего момента, который определяется по формуле:

$$M = \sqrt{M_n^2 + M_к^2} \ . \tag{226}$$

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

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

$$\sigma_и = \frac{32 \cdot D \cdot M_{\max}}{\pi \cdot (D^4 - d_B^4)} \ , \tag{227}$$

где d_B – внутренний диаметр пустотелого вальца.

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

Напряжения изгиба вычисляются по формуле:

$$\sigma_{\max} = \sigma_и \cdot f\left(\frac{L_p}{D}\right) . \tag{228}$$

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

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

Касательные напряжения определяем по формуле:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \cdot D \cdot M_{КР}}{\pi \cdot (D^4 - d_B^4)} . \tag{229}$$

Условия прочности по усталости проверяем по формулам:

$$n_{-1} = \frac{\varepsilon_п \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} > [n_{-1}], \tag{230}$$

$$n_B = \frac{\sigma_B}{\sqrt{\left(\sigma_{\max}^2 + 4 \cdot \tau^2\right)}} \geq [n_B] \ , \tag{231}$$

где $\varepsilon_п$ – коэффициент состояния поверхности (для гладких вальцов $\varepsilon_п$=1,0; для нарезных вальцов $\varepsilon_п$=0,8);

ε_σ – масштабный фактор;

σ_{-1} – предел выносливости материала вальца.

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

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

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_{И}}{\pi \cdot d_o^3}\ , \qquad (232)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{КР}}{\pi \cdot d_o^3}\ , \qquad (233)$$

где d_o – диаметр оси вальца.

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

Чаще всего вальцы изготовляют из специального чугуна литьем в металлические формы. У таких вальцов поверхностный слой состоит из отбеленного чугуна глубиной 20…25 мм с твердостью НВ 370-450.

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

Вальцовые устройства снабжают механизмами питания и очистки поверхности вальцов. Механизм питания должен обеспечивать регулируемую равномерную по всей длине вальца подачу заданного количества продукта. В настоящее время чаще всего применяют двухвалковый питающий механизм (рис.47), верхний питающий валик называют дозировочным, а нижний – распределительным. Дозировочный валик имеет продольные рифли, а распределительный валик имеет поперечные рифли.

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

$$V_K = V_O + \sqrt{2 \cdot g \cdot B}\,, \qquad (234)$$

где В – высота падения частицы, м;

V_O – окружная скорость распределительного питающего валка, м/с.

Максимальную окружную скорость распределительного питающего валка определяем по формуле (235), при этом А = r, где А – расстояние от точки падения частицы до оси вращения распределительного валка:

$$V_O = \sqrt{g \cdot r}\ . \qquad (235)$$

Диаметром питающего валка $D_п = 2r$ задаемся конструктивно, $D_п = 74…90$ мм.

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

$$i = \frac{n_{дв.}}{n} . \quad (236)$$

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

$$i = i_1 \cdot \ldots \cdot i_n . \quad (237)$$

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

$$\eta = \eta_1 \cdot \ldots \cdot \eta_n , \quad (238)$$

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

$$N_{пр} = \frac{N}{\eta_{пр}} . \quad (239)$$

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

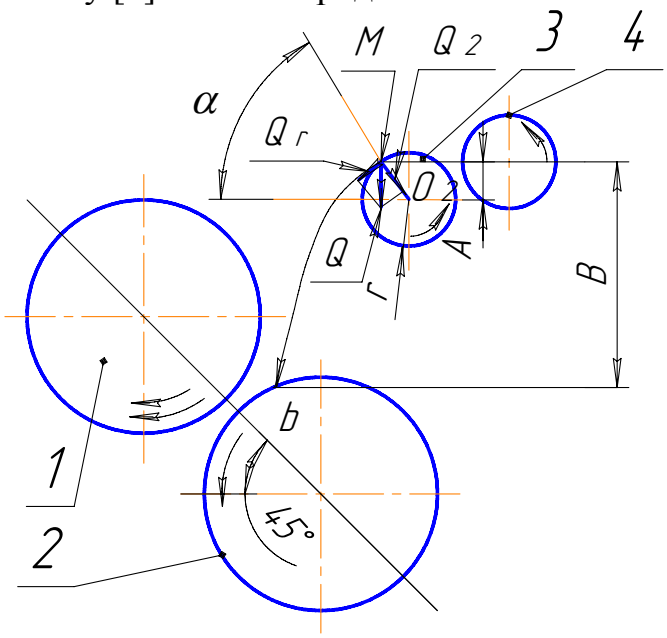


Рис.47. Питающий механизм вальцового станка:
1 – быстровращающийся валок; 2 – медленновращающийся валок;
3 – распределительный валок; 4 – дозировочный валок.
M – точка отрыва частицы от распределительного валка; A – расстояние, отделяющее точку отрыва частицы от горизонтального диаметра валка;
B – высота падения частицы; r – радиус распределительного валка;
b – точка касания частицы медленновращающегося валка;
Q – сила тяжести частицы

11.2. Задание и его выполнение

Определить основные параметры рабочих органов вальцового станка, установленного в первой драной системе для измельчения пшеницы, производительностью Q=5000 кг/ч.

Из приложения 2 определяем геометрические размеры зерен пшеницы. Диаметр частицы составляет d = 4 мм = 0,004 м. Межвальцовый зазор выбираем исходя из рекомендаций b =1,5 мм = 0,0015 м.

Определяем минимальный диаметр вальцов из условия захвата частицы вальцами из формулы (110):

$$D_{\min} = \frac{4 \cdot \cos 25{,}17 - 1{,}5}{1 - \cos 25{,}17} = 22{,}3 \text{ мм.}$$

Применяемый на практике минимальный диаметр вальцов равен 150 мм, а наиболее широко распространенный – 250 мм, что вызвано требованиями высокой жесткости вальцов.

Вальцовый станок имеет две пары вальцов, следовательно, одна пара вальцов имеет производительность $Q_B = 5000/2 = 2500$ кг/ч.

Длину вальцов ориентировочно определяем по формуле (212), при этом удельную нагрузку для первой драной системы определяем по приложению 20, q =800 кг/(см·сутки) или q = 33,3 кг/(см·ч). Отсюда:

$$L_P = \frac{2500}{33{,}3} = 75 \text{ см.}$$

По приложению 20 для первой драной системы выбираем рифленые вальцы с параметрами: количество рифлей на 1 см – 4,0; уклон рифлей – 5%.

Проверяем правильность расчета рабочей длины вальцов $L_р$ из формулы (211), предварительно определив скорость обработки зерна по формуле (210), при этом принимаем скорость быстровращающегося вальца $V_б$ =6,5 м/с, коэффициент соотношения скоростей принимаем К = 2,5.

Тогда $V_м$ =6,5/2,5 = 2,6 м/с. Отсюда $V_з$ равно:

$$V_З = \frac{6{,}5 + 2{,}6}{2} * \cos 25{,}17 = 4{,}12 \text{ м/с.}$$

Тогда:

$$L_P = \frac{2500}{3600 \cdot 0{,}0015 \cdot 760 \cdot 4{,}12 \cdot 0{,}2} = 0{,}74 \text{ м.}$$

Принимаем $L_р$ = 80 см = 0,8 м.

Определяем величину рабочего прогиба по формуле (216), конструктивно приняв расстояние от торца вальца до середины

подшипникового узла, ΔL=6 см = 60 мм, тогда L – расстояние между опорами равно $L = L_P + 2 \cdot \Delta L$ =80+2·6=92 см, удельная нагрузка, q =30 кгс/см; модуль упругости литейного чугуна, E=1,6·10^6 кгс/см^2 . Предварительно определяем момент инерции сечения вальца по формуле (217):

$$J = \frac{\pi \cdot 25^4}{64} = 19174{,}76 \quad \text{см}^4 .$$

Отсюда прогиб равен:

$$y = \frac{5 \cdot 30 \cdot 92^4}{384 \cdot 1{,}6 \cdot 10^6 \cdot 19174{,}76} = 0{,}000912 < [y] = 0{,}001 \quad \text{см}.$$

Следовательно, жесткость вальцов обеспечена.

Частоту вращения вальцов n (с $^{-1}$) определяем по формуле (219):

$$n = \frac{6{,}5}{\pi \cdot 0{,}25} = 8{,}28 \ \text{с}^{-1} = 496{,}8 \ \text{мин}^{-1}.$$

Мощность, потребную для привода одной пары вальцов N (кВт) определяем по формуле (218), зная, что рабочая длина вальцов L_P=0,8 м; диаметр вальца D=0,25 м; диаметр частицы исходного материала $d_н$ =0,004 м:

$$N = 17 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}25 \cdot 8{,}28 \cdot \left(\frac{0{,}004}{0{,}02} + \frac{0{,}25^2}{2{,}4} \right) = 6{,}36 \ \text{кВт}.$$

Для обеспечения вращения быстровращающегося вальца с частотой n= 496,8 мин $^{-1}$ разработаем кинематическую схему привода. Кинематическая схема представлена на рис.48.

В качестве электродвигателя применяем электродвигатель с частотой вращения $n_{дв}$ =1500 мин $^{-1}$.

Тогда общее передаточное число привода i определяем по формуле (236):

$$i = \frac{1500}{496{,}8} = 3{,}01.$$

Для рассчитанного передаточного отношения достаточно установить ременную передачу, которая обеспечит точную частоту вращения ротора.

Ременная передача рассчитывается по стандартной методике, представленной в курсе «Детали машин».

$\eta_{р.п.}$ – КПД ременной передачи, $\eta_{р.п.}$ = 0,95.

Установленную мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяем по формуле (239):

$$N = \frac{6{,}36}{0{,}95} = 6{,}695 \ \text{кВт}.$$

Выбираем для привода шнека по справочнику [8] электродвигатель 4А132S4У3 ГОСТ 19523-74 с $N_{э.д} = 7,5$ кВт, $n_{э.д} = 1500$ мин$^{-1}$.

Циркуляционную мощность определяем по формуле:

$$N_{Ц} = (0,5...0,6) \cdot N = 0,6 \cdot 7,5 = 4,5 \text{ кВт}.$$

Крутящий момент на валу вальцов $M_к$ (Н·м) определяем по формуле (220):

$$M_к = \frac{4,5 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 8,28} = 86,5 \text{ Н·м}.$$

Силы T и R (Н) определяются из технологического расчета по формулам (221), (222), где равномерно распределенная нагрузка в межвальцовом зазоре при измельчении равна (q = 300 Н/см); рабочая длина вальцов, $L_Р = 80$ см; угол наклона оси вальцов, $\beta = 45^O$.

$$T = 300 \cdot 80 \cdot \cos 45 = 16970,6 \text{ Н};$$

$$R = 300 \cdot 80 \cdot \sin 45 = 16970,6 \text{ Н}.$$

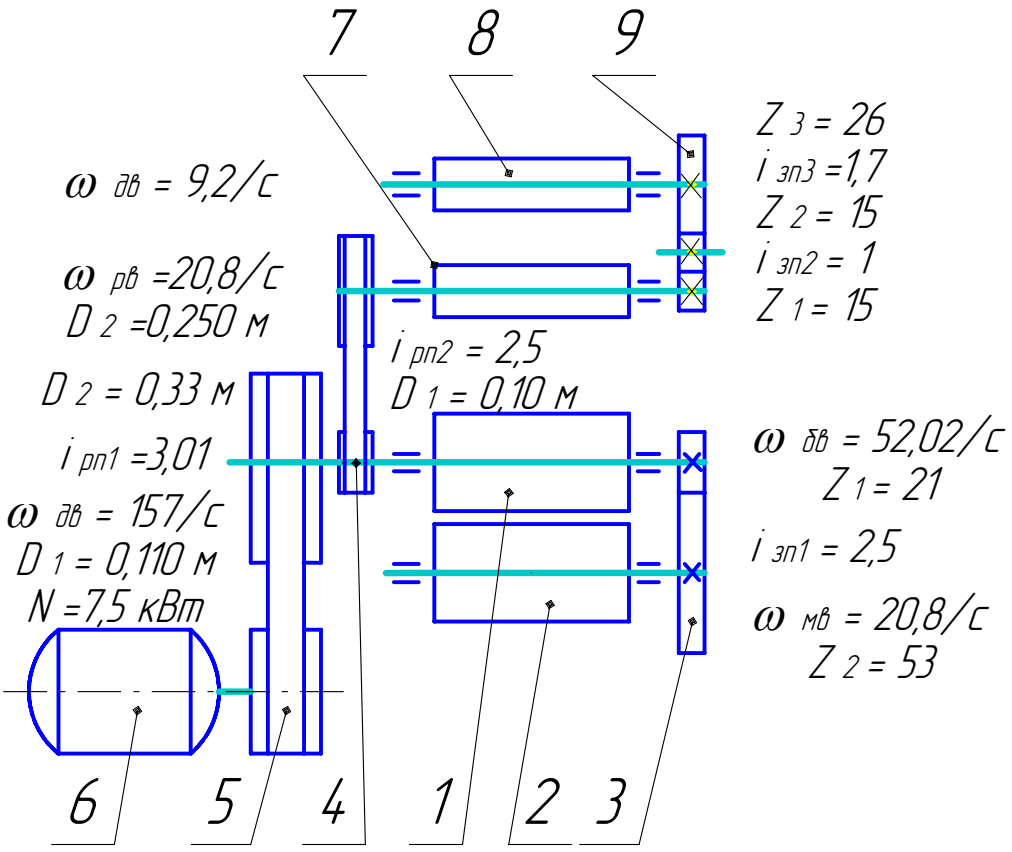


Рис. 48. Кинематическая схема привода вальцовой пары:
1– быстровращающийся валок; 2 – медленновращающийся валок; 3 – первая зубчатая передача; 4 – вторая ременная передача; 5– первая ременная передача; 6 – электродвигатель; 7 – распределительный валок; 8 – дозировочный валок; 9 – вторая зубчатая передача

Все силы: Т – окружная составляющая силы взаимодействия вальца с продуктом; R – радиальная составляющая силы взаимодействия, G_B – сила тяжести вальца; G_K и $G_Ш$ – силы тяжести зубчатого колеса и шкива; Q – сила натяжения ремня (под углом ζ); P_o –- окружное усилие в зубчатой межвальцовой передаче; P_r – радиальное усилие в зубчатой передаче, проектируют на направление осей n - n и k - k (рис.48) и определяют составляющие опорных реакций по этим направлениям A_n, A_k, B_n, B_k. По этим данным могут быть построены эпюры изгибающих моментов M_n и M_k в плоскостях n – n и k - k, а также эпюра суммарного изгибающего момента. Затем по формулам (223)–(233) рассчитывают вальцы и оси вальцов на прочность. Используя методики расчета из курса «Детали машин», рассчитывают ременную и зубчатую передачу. Так как межцентровое расстояние зубчатых колес межвальцовой передачи изменяется с изменением величины зазора между вальцами, то требуется конструктивно увеличивать модуль зубчатой передачи, чтобы зубья передачи находились постоянно в зацеплении в момент увеличения межвальцового зазора.

Механизм питания должен подавать продукт в зону измельчения со скоростью, равной или близкой к скорости медленновращающегося вальца.

Диаметром питающего валка $D_п = 2r$ задаемся конструктивно, $D_п$ = 80 мм, тогда r = 40 мм.

Максимальную окружную скорость распределительного питающего валка определяем по формуле (235), при этом A = r, где A- расстояние от точки падения частицы до оси вращения распределительного валка.

$$V_O = \sqrt{9{,}81 \cdot 0{,}04} = 0{,}626 \text{ м/с.}$$

Высоту падения частицы В (м) определяем из формулы (234), зная конечную скорость падения частицы V_K = 2,6 м/с.

Тогда:

$$B = \frac{(V_K - V_O)^2}{2 \cdot g} = \frac{(2{,}6 - 0{,}626)^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}1986 \text{ м.}$$

Принимаем высоту падения частицы В=0,2 м=200 мм.

Частоту вращения питающего валка определяем по формуле (219):

$$n_П = \frac{0{,}626}{3{,}14 \cdot 0{,}08} = 2{,}49 \text{ с}^{-1} = 149{,}45 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращение питающего валка производится через ременную передачу от быстровращающегося вальца, а вращение дозировочного валка производится от питающего через зубчатую передачу в том же направлении со скоростью 1,5…2 раза меньше, чем скорость питающего валка. Отсюда скорость дозировочного валка составляет:

$$n_Д = \frac{n_П}{1{,}7} = \frac{149{,}45}{1{,}7} = 87{,}9 \text{ мин}^{-1}.$$

Для самостоятельного решения аналогичных задач данные приведены в табл. 17.

Таблица 17

Исходные данные для расчета основных параметров вальцовых устройств

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

12. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛОК

12.1. Общие положения

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

Считается [8], что первичное разрушение продукта должно происходить при встрече частицы с молотком. Это возможно при определенной окружной скорости молотков V_{min}, минимальное значение

которой определяют исходя из закона количества движения и принимая начальную скорость движения частицы перед соприкосновением ее с молотком равной нулю, по выражению:

$$V_{\min} = \frac{P \cdot t}{m} \ , \qquad (240)$$

где P – средняя мгновенная сила сопротивления разрушению частицы, Н;

t – продолжительность удара молотка по частице, с;

m – масса измельчаемой частицы, кг.

При конструировании молотковых дробилок с большими окружными скоростями рабочих органов необходимо считаться с возникновением инерционных сил из-за неуравновешенности ротора, значения которых могут достигать больших величин. В связи с этим при изготовлении деталей ротора дробилки необходимо точное выполнение геометрической формы деталей в соответствии с чертежом. Посадочные размеры и диаметры сопряженных деталей необходимо выдерживать по 2-му классу точности. Все молотки должны располагаться строго симметрично по окружности дисков.

Наиболее сильные удары происходят при встрече частиц с концами молотков, когда последние занимают наивысшие положения. Эти удары при неправильной конструкции молотков передаются на всю машину и быстро выводят ее из строя.

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

Исходя из условия равновесия молотка и закона количества движения в момент удара, найдено [5], [6], что молоток обеспечит безударную работу при соблюдении следующего равенства его конструктивных размеров, определенных по формуле:

$$r^2 = l \cdot c \ , \qquad (241)$$

где r – радиус инерции молотка, относительно оси подвеса, м;

l – расстояние от оси отверстия молотка до его рабочего конца, м;

c – расстояние между центром тяжести молотка и осью отверстия молотка, м.

Для прямоугольного молотка с одним отверстием r_c^2 квадрат радиуса инерции относительно центра тяжести определяем по формуле:

$$r_c^2 = \frac{a^2 + b^2}{12} \qquad (242)$$

и r^2 квадрат радиуса инерции относительно оси подвеса определяем по формуле:

$$r^2 = r_c^2 + c^2 \ , \qquad (243)$$

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

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

$$l = c + 0{,}5 \cdot a\,. \tag{244}$$

Расстояние с от оси подвеса до центра тяжести молотка определяем по формуле:

$$c = \frac{a^2 + b^2}{b \cdot a}\ , \tag{245}$$

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

$$r_c^2 = 0{,}5 \cdot a \cdot c\,; \tag{246}$$

$$c^2 + \left(\frac{a^2 \cdot b}{\pi \cdot d^2} - \frac{a}{2}\right) \cdot c - \frac{a \cdot b \cdot \left(a^2 + b^2\right)}{6 \cdot \pi \cdot d^2} + \frac{d^2}{8} = 0\ . \tag{247}$$

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

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

Вал ротора, на котором крепятся диски с промежуточными кольцами [5], выполняется ступенчатым. Первая ступень — под шкив, вторая — под подшипник, третья — резьбовая и четвертая — под диски и кольца. Увеличение диаметра вала d_1 от ступени к ступени можно ориентировочно оценить коэффициентом 1,2 [8] и определить по формуле:

$$d_1 = 1{,}2^n \cdot d_o\ , \tag{248}$$

где d_o – диаметр вала в опасном сечении, м;

n – число ступеней вала.

Считая в первом приближении, что вал будет испытывать переменные нагрузки и малые изгибающие моменты [8], его диаметр d_o можно определить по формуле:

$$d_o = 0{,}052 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{\omega}}\,, \tag{249}$$

где N – передаваемая валом мощность, кВт;

ω – угловая скорость вала, $с^{-1}$.

При расчете дисков ротора, учитывая центробежные силы как от массы дисков, так и от массы молотков, находят суммарное напряжение на образующей центрального отверстия σ [4] по формуле:

$$\sigma = \sigma_{t\max} + \sigma_t \ , \qquad (250)$$

где $\sigma_{t\ max}$ – максимальное окружное напряжение в диске постоянного сечения на образующей центрального отверстия, Н/м^2;

σ_t – окружное напряжение на образующей центрального отверстия, учитывающее массу молотков, Н/м^2.

Максимальное окружное напряжение в стальном диске можно определить из выражения:

$$\sigma_{t\max} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \left(0{,}825 \cdot R^2 + 0{,}175 \cdot r_o^2\right), \qquad (251)$$

где ρ – плотность материала диска, кг/м^3;

R – наружный радиус диска, м;

r_o – радиус центрального отверстия диска, м.

Окружное напряжение от сил инерции молотков в стальном диске на образующей центрального отверстия σ_t определяется из зависимости, предложенной А. Р. Демидовым [9]:

$$\sigma_t = \frac{P_u \cdot R_o \cdot z}{\pi \cdot \delta \cdot \left(R_o^2 - r_o^2\right)} \ , \qquad (252)$$

где $P_и$ – центробежная сила инерции молотка (без учета отверстия в нем), Н;

R_o – радиус окружности расположения центров осей подвеса молотков, м;

z – число отверстий в диске под оси подвеса (число молотков);

δ – толщина диска, м.

Радиус окружности расположения центров осей подвеса назначаем конструктивно, во избежание нарушения устойчивой работы молотковой дробилки $R_o > l$, т.е. больше расстояния от оси отверстия молотка до его рабочего конца.

Центробежная сила инерции молотка определяется по формуле:

$$P_u = m_м \cdot \omega^2 \cdot R_c , \qquad (253)$$

где $m_м$ – масса молотка, кг;

R_c – радиус окружности расположения центров тяжести молотков, м.

Диаметр оси подвеса молотков определяют из условия ее работы как двухопорной балки на изгиб [4] по формуле:

$$d = 1{,}36 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_u \cdot \delta_м}{[\sigma]_u}} \ , \qquad (254)$$

где $\delta_м$ – толщина молотка (0,002—0,01), м;

$[\sigma]_и$ – допускаемое напряжение при изгибе, Н/м^2.

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

$$\frac{P_u}{\delta \cdot d} \le [\sigma]_{см} \ , \qquad (255)$$

$$\frac{0{,}5 \cdot P_u}{\delta \cdot h_{\min}} \le [\sigma]_{ср} \ , \qquad (256)$$

где h_{min}– размер перемычки, м.

Угловую скорость дисков ротора определяем по формуле:

$$\omega = \frac{V_{\min}}{R} \ . \qquad (257)$$

Массу молотка определяем по формуле:

$$m_м = a \cdot b \cdot \delta \cdot \rho \, , \qquad (258)$$

где l – длина молотка, м;

b – ширина молотка, м;

δ – толщина молока, м;

ρ – плотность стали, кг/м^3 .

Наружный радиус диска R (м) определяем по формуле:

$$R = l_o + 0.5 \cdot d + h_{\min} \ . \qquad (259)$$

Радиус окружности расположения центра тяжести молотков R_c (м) определяем по формуле:

$$R_c = l_o + c \, . \qquad (260)$$

Радиус окружности, описываемый концами молотков R_1 (м), определяем по формуле:

$$R_1 = R_o + l \ . \qquad (261)$$

Вал, диски и оси под молотки изготовляют из обычных конструкционных сталей, а молотки – из легированной термически обработанной вязкой износоустойчивой стали, например ЗОХГСА. Термообработка стали этой марки заключается в ее нагреве до 880° С, с дальнейшим охлаждением в масле и отпуске при 225° С. После такой термообработки молотки имеют твердость *HB* 390 - 475.

Допускаемые напряжения при смятии и срезе для дисков, изготовленных из углеродистых сталей с временным сопротивлением разрыву 490-590 МН/м^2, при спокойном режиме работы можно принимать до 150 МН/м^2. Обычно их принимают исходя из выражений:

$$[\sigma]_{см} = 59...88 \ \text{МН/м}^2 \, , \qquad (262)$$

$$[\sigma]_{ср} = (0{,}2...0{,}3) \cdot \sigma_T \qquad \text{или} \qquad [\sigma]_{ср} = 0{,}8 \cdot [\sigma] \, , \qquad (263)$$

где σ_T – предел текучести, МН/м^2;

[σ] – допускаемое напряжение материала при растяжении, МН/м^2 (значения [σ] и σ_T для некоторых материалов приводятся в справочнике [8]).

Производительность молотковой дробилки Q (т/ч) определяем по формуле:

$$Q = \frac{3{,}6 \cdot k_1 \cdot \rho \cdot D_p^2 \cdot L_p \cdot n_p{}^2}{60}\ , \qquad (264)$$

где k – опытный коэффициент, величина которого зависит от типа и размеров ячеек ситовой поверхности. Для сит с диаметром отверстия до 3 мм $k = 1{,}3 \cdot 10^{-4} \ldots 1{,}7 \cdot 10^{-4}$, для чешуйчатых и для сит с диаметром отверстия 3…10 мм $k = 2{,}2 \cdot 10^{-4} \ldots 5{,}25 \cdot 10^{-4}$;

ρ – объемная масса измельчаемого продукта, кг/м^3;

D_p – диаметр ротора, м, который равен $D_p = 2 \cdot R_1$;

L_p – длина рабочей части ротора, м;

n_p – частота вращения ротора, мин$^{-1}$ ($n_p = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$).

Мощность для привода молотковой дробилки N (кВт), определяется по следующим эмпирическим формулам:

$$N = \frac{3{,}6 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \rho \cdot D_p^2 \cdot L_p \cdot n_p}{60}, \qquad (265)$$

$$N = 1{,}34 \cdot D_p^2 \cdot L_p \cdot \omega\ , \qquad (266)$$

где k_2 – коэффициент измельчения (k_2 =6,4…10,5), меньшее значение принимают при грубом измельчении, а большее – при тонком.

Степень измельчения в дробилке регулируется, главным образом, подбором отверстий сит. Ситовая обечайка устанавливается в нижней части корпуса и обхватывает вращающийся ротор. Зазор δ между молотками и ситом выбирается в пределах 4…20 мм. Для измельчения зерна в дробилках устанавливают сита из листовой стали толщиной 1..3 мм, а при размоле жмыхов - до 6 мм. Для выработки обойной муки применяют сита с круглыми отверстиями 1,5…2,5 мм, при размоле ингредиентов комбикормов рекомендуют отверстия диаметром 5 мм. Иногда для дробления ингредиентов комбикормов применяют чешуйчатые сита.

Площадь ситовой поверхности F (м^2) определяем по формуле:

$$F = \frac{Q}{q}, \qquad (267)$$

где q – удельная производительность сита, q =2…4 кг/(м^2·с).

Габаритные размеры сита (ширину B и угол α обхвата ситом ротора) определяем из выражения:

$$F = \frac{B \cdot \pi \cdot R_{сита} \cdot \alpha}{180}\ , \qquad (268)$$

где $R_{сита}$ – радиус обечайки сита, м, равен:

$$R_{сита} = R_1 + \delta\ , \qquad (269)$$

B – ширина сита, м , равна длине ротора $B = L_p$;

α – угол обхвата ротора ситом, град.

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

$$i = \frac{n_{дв.}}{n} \ . \tag{270}$$

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

$$i = i_1 \cdot \ldots \cdot i_n . \tag{271}$$

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

$$\eta = \eta_1 \cdot \ldots \cdot \eta_n . \tag{272}$$

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

$$N_{пр} = \frac{N}{\eta_{пр}} . \tag{273}$$

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

12.2. Задание и его выполнение

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, производительность Q = 1 т/ч (продукт – пшеница), число молотков - 4.

Принимая начальную скорость движения частицы продукта равной нулю, найдем минимальную необходимую окружную скорость молотка V_{min} по выражению:

$$V_{\min} = \frac{120 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 10^{-5}} = 40 \ \text{м/с}.$$

Размеры молотка конструктивно примем: длина a=100 мм, ширина b=40 мм и толщина δ=10 мм.

Молотки будем изготовлять с одним отверстием. При этом расстояние от центра тяжести молотка до оси отверстия по условию (245):

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

Квадрат радиуса инерции молотка относительно его центра тяжести определяем по формуле (242):

$$r_c^2 = \frac{0{,}1^2 + 0{,}04^2}{12} = 0{,}000965 \text{ м}^2$$

и квадрат радиуса инерции молотка относительно его оси подвеса по выражению (243):

$$r^2 = 0{,}000965 + 0{,}0193^2 = 0{,}001339 \text{ м}^2.$$

Расстояние от конца молотка до его оси подвеса находим по зависимости:

$$l = 0{,}0193 + 0{,}5 * 0{,}1 = 0{,}0693 \text{ м}.$$

Проверка по формуле (241) подтверждает правильность сделанных вычислений:

$$0{,}001339 = 0{,}0693 \cdot 0{,}0193,$$

$$0{,}001339 = 0{,}001339.$$

Примем согласно ранее высказанным рекомендациям (R_o >l) расстояние от оси подвеса молотка до оси ротора больше расстояния от конца молотка до его оси подвеса. Радиус R_1 наиболее удаленной от оси ротора точки молотка конструктивно принимаем 0,160 м. Тогда из выражения $R_1 = l_o + l = 0{,}160$ м находим R_o:

$$R_o = R_1 - l = 0{,}160 - 0{,}0693 = 0{,}0907 \text{ м}.$$

Необходимую угловую скорость определяем по формуле (257):

$$\omega = \frac{40}{0{,}16} = 250 \text{ с}^{-1}.$$

Примем ее с некоторым запасом равной 260 с^{-1}.

Отсюда частота вращения ротора составляет:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 260}{3{,}14} = 2484 \text{ мин}^{-1} = 41{,}4 \text{ с}^{-1}.$$

Масса молотка, изготовленного из стали ρ плотностью 7850 кг/м^3, определяем по формуле (258):

$$m_м = 0{,}1 \cdot 0{,}04 \cdot 0{,}01 \cdot 7850 = 0{,}314 \text{ кг}.$$

Радиус окружности расположения центров тяжести молотков определяем по формуле (260):

$$R_c = 0{,}0907 + 0{,}0193 = 0{,}11 \text{ м}.$$

Центробежную силу инерции молотка определяем по выражению (253):

$$P_и = 0{,}314 \cdot 260^2 \cdot 0{,}11 = 2340 \text{ Н}.$$

Диаметр оси подвеса молотка, принимая для стали 35 допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma]_и$ равным 100 МПа, найдем по формуле (254):

$$d = 1{,}36 \cdot \sqrt[3]{\frac{2340 \cdot 0{,}01}{100 \cdot 10^6}} = 0{,}0084 \text{ м}.$$

В соответствии с рядом нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-80) принимаем d = 0,01 м.

Для диска из стали марки Ст 5 принимаем допускаемые напряжения при смятии (260) 65 МПа и при срезе (261) с учетом предела текучести (приложение [6]) $[\sigma]_{ср} = 0{,}22 \cdot 28 \cdot 9{,}81 = 60$ МПа =60 МН/м^2.

Определяем толщину диска из формулы (255):

$$\delta \geq \frac{2340}{0{,}01 \cdot 65 \cdot 10^6} = 0{,}0036 \text{ м.}$$

Примем ее равной 0,005 м.

Минимальный размер перемычки определяем по формуле (256):

$$h_{\min} = \frac{0{,}5 \cdot 2340}{0{,}005 \cdot 60 \cdot 10^6} = 0{,}0039 \text{ м.}$$

Конструктивно примем ее равной 0,005 м.

Наружный радиус диска равен:

$$R_2 = R_o + 0{,}5 \cdot d + h_{\min} = 0{,}0907 + 0{,}5 \cdot 0{,}01 + 0{,}005 = 0{,}1007 \text{ м.}$$

Примем его равным 0,1 м. Тогда размер перемычки окажется равным 0,0043, что допустимо $(h > h_{\min})$.

С целью проверки сделанных расчетов чертим схему (в масштабе) установки молотка на диске в порядке, указанном на рис. 49 цифрами в скобках. Убедившись в согласованности полученных размеров, приступаем к определению напряжений в опасном месте диска на поверхности центрального отверстия.

Максимальное окружное напряжение в диске на образующей центрального отверстия определяем по выражению (251):

$$\sigma_{t\max} = 7850 \cdot 260^2 \cdot \left(0{,}825 \cdot 0{,}1^2 + 0{,}175 \cdot 0{,}045^2\right) = 45{,}7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Окружное напряжение от сил инерции молотков на образующей центрального отверстия определяем по зависимости (252):

$$\sigma_t = \frac{2340 \cdot 0{,}0907 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 0{,}005 \cdot \left(0{,}0907^2 - 0{,}045^2\right)} = 274 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Суммарное напряжение на образующей центрального отверстия, по формуле (250) :

$$\sigma = 45{,}7 \cdot 10^5 + 274 \cdot 10^5 = 320 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$\sigma < [\sigma].$$

Заключаем, что оно находится в допустимых пределах.

Теперь остается дать рабочий чертеж поперечного сечения ротора с молотками, который представлен на рис. 50.

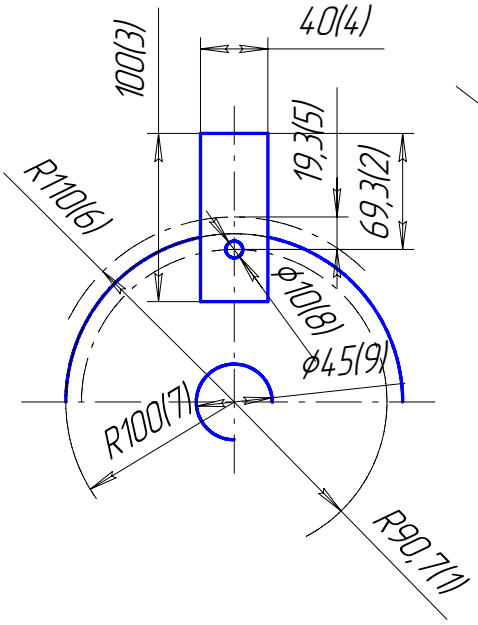


Рис.49. Схема установки молотка на диске

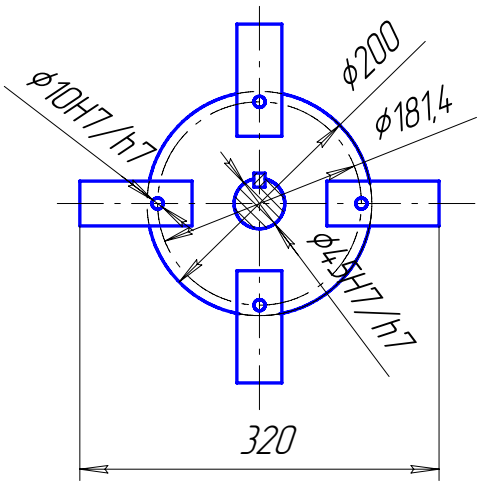


Рис.50. Конструктивный чертеж поперечного сечения ротора с молотками

Если был выбран молоток с теми же геометрическими размерами, но с двумя отверстиями диаметром 0,01 мм каждое, то по зависимостям определяем расстояние между центром тяжести молотка и осью отверстия с (247), квадрат радиуса инерции относительно центра тяжести r_c^2 (246), квадрат радиуса инерции относительно оси подвеса r^2 (243) и проводим проверку безударной работы молотка (241) .

$$c^2 + \left(\frac{0{,}1^2 \cdot 0{,}04}{3{,}14 \cdot 0{,}01^2} - \frac{0{,}1}{2} \right) \cdot c - \frac{0{,}1 \cdot 0{,}04 \cdot \left(0{,}1^2 + 0{,}04^2\right)}{6 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}01^2} + \frac{0{,}01^2}{8} = 0;$$

$$c^2 - 1{,}22 \cdot c - 0{,}02458 = 0;$$

$$c = 0{,}02 \text{ м};$$

$$r_c^2 = 0{,}5 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}02 = 0{,}001 \text{ м}^2;$$

$$r^2 = 0{,}001 + 0{,}0004 = 0{,}0014 \text{ м}^2.$$

$$0{,}014 \approx 0{,}014 .$$

Таким образом, из расчетов видно, что выполняется условие равновесия молотка.

Длину ротора молотковой дробилки L_p (м) определяем из формулы (264), при этом выбираем чешуйчатые сита, опытный коэффициент k_1 принимаем равным $k_1 = 4{,}0 \cdot 10^{-4}$, объемную массу пшеницы принимаем по приложению 2 (ρ = 760 кг/м^3), диаметр ротора равен $D_p = 2 \cdot 0{,}160 = 0{,}32$ м, частота вращения ротора определена ранее и составляет $n_p = 2484$ мин$^{-1}$, при заданной производительности Q=1 т/ч =1000 кг/ч.

$$L_p = \frac{1 \cdot 60}{3{,}6 \cdot 4 \cdot 10^{-4} \cdot 760 \cdot 0{,}32^2 \cdot 2484} = 0{,}22 \text{ м.}$$

Мощность для привода молотковой дробилки N (кВт), определяется по формуле (265). Коэффициент измельчения принимаем согласно рекомендации k = 7,0, тогда:

$$N = \frac{3{,}6 \cdot 4 \cdot 10^{-4} \cdot 9{,}0 \cdot 760 \cdot 0{,}32^2 \cdot 0{,}22 \cdot 2484}{60} = 9{,}19 \text{ кВт.}$$

Степень измельчения в дробилке регулируется, главным образом, подбором отверстий сит. Ситовая обечайка с диаметром отверстий, равным 3 мм, устанавливается в нижней части корпуса и обхватывает вращающийся ротор. Зазор δ между молотками и ситом выбирается, согласно рекомендациям, равным 5 мм. Конструкции молотковых дробилок описаны в [7,9].

Площадь ситовой поверхности F (м^2) определяем из формулы (267). Удельную производительность принимаем q=2 кг/(м^2·с). Тогда:

$$F = \frac{1000}{3600 \cdot 2} = 0{,}14 \text{ м}^2,$$

где q – удельная производительность сита, q =2…4 кг/(м^2·с).

Угол α обхвата ситом ротора определяем из выражения (268), принимаем ширину сита, равную длине ротора B = L_p =0,22 м.

Радиус обечайки сита определяем по формуле (269):

$$R_{сита} = 0{,}16 + 0{,}005 = 0{,}165 \text{ м.}$$

Тогда:

$$\alpha = \frac{0{,}14 \cdot 180}{0{,}22 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}165} = 221{,}08^\circ.$$

Для обеспечения вращения ротора с частотой n= 2484 мин$^{-1}$ (ω=259,91с$^{-1}$) разработаем кинематическую схему привода. Кинематическая схема представлена на рис.51.

В качестве электродвигателя применяем электродвигатель с частотой вращения $n_{дв}$ =3000 мин$^{-1}$.

Тогда общее передаточное число привода i определяем по формуле (270):

$$i = \frac{3000}{2484} = 1{,}2 .$$

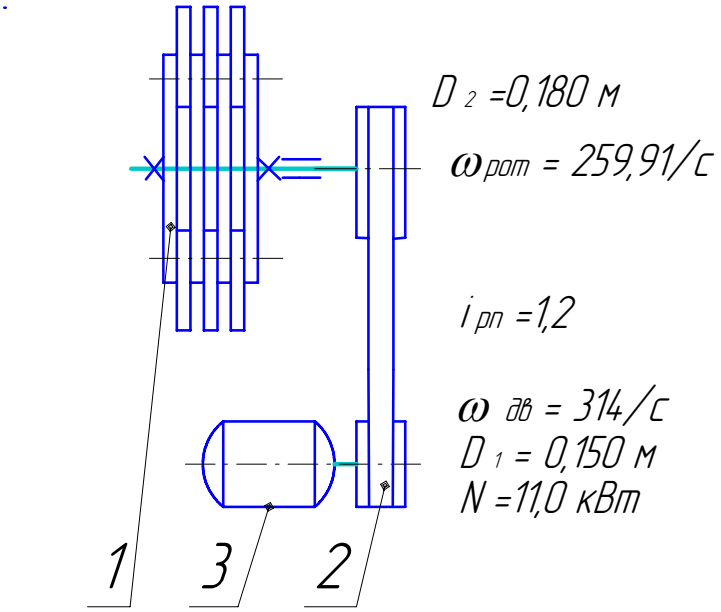


Рис.51. Кинематическая схема молотковой дробилки:
1– ротор; 2 – ременная передача; 3 – электродвигатель

Для рассчитанного передаточного отношения достаточно установить ременную передачу, которая обеспечивает точную частоту вращения ротора.

Ременная передача рассчитывается по стандартной методике, представленной в курсе «Детали машин».

$\eta_{р.п.}$ – КПД ременной передачи, $\eta_{р.п.} = 0,95$.

Установленную мощность привода $N_{пр}$ (кВт) определяем по формуле (273):

$$N = \frac{9,19}{0,95} = 9,67 \text{ кВт}.$$

Выбираем для привода шнека по справочнику [8] электродвигатель 4А132М2У3 ГОСТ 19523-74 с $N_{э.д} = 11$ кВт, $n_{э.д} = 3000$ мин$^{-1}$.

Диаметр вала в опасном сечении у шкива рассчитываем по выражению (249):

$$d_o = 0,052 \cdot \sqrt[3]{\frac{11}{260}} = 0,0181 \text{ м}.$$

Учитывая ослабление вала шпоночным пазом, принимаем $d_o = 0,02$ м. Учитывая далее четыре ступени увеличения диаметра вала, по условию (248) найдем диаметр вала под дисками:

$$d_1 = 0,02 \cdot 1,2^4 = 0,0415 \text{ м}.$$

Окончательно принимаем $d_1 = 0,045$ м.

Варианты аналогичных заданий приведены в табл. 18.

Таблица 18

Исходные данные для расчета рабочих органов молотковых дробилок

Номер варианта	Производительность, кг/ч	Масса измельчаемой частицы продукта $m \cdot 10^5$, кг	Продолжительность удара по частице $t \cdot 10^5$, с	Сила сопротивления частицы разрушению, Н	Длина молотка, м	Число молотков
1	2	3	4	5	6	7
1	1500	3,0	1,0	120	0,120	4
2	2500	2,8	1,0	140	0,100	4
3	3000	2,6	1,0	140	0,090	4
4	3500	2,4	0,8	150	0,095	4
5	1200	2,2	0,8	150	0,080	4
6	2000	3,2	1,0	120	0,110	6
7	2700	3,0	1,0	130	0,115	6
8	3200	2,8	0,6	120	0,112	6
9	4000	2,6	0,6	130	0,108	6
10	4500	2,8	0,8	140	0,105	6
11	1000	4,5	1,0	350	0,070	8
12	5000	4,8	1,2	320	0,060	8
13	2200	4,2	1,0	300	0,080	8
14	3200	5,0	0,8	380	0,090	8
15	1500	4,0	1,0	400	0,065	8

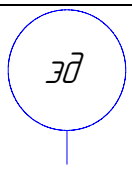
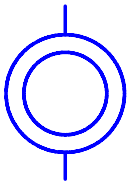
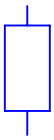
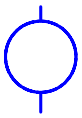
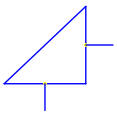
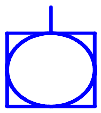
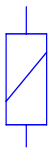
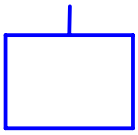
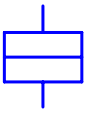
Литература

1. Тир К.В. Комплексный расчет кулачковых механизмов / К.В.Тир. М.-Киев:, Машгиз, 1958. 254 с.
2. Шувалов В.Н. Машины-автоматы и поточные линии пищевой промышленности / В.Н. Шувалов. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 267 с.
3. Артоболевский И.И. Машины – автоматы / И.И. Артоболевский. М.: Машиностроение, 1964. 568 с.
4. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования / В.И. Соколов. М.: Машиностроение, 1970. 424 с.
5. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств/ под ред. А.Я. Соколова. М.: Пищепромиздат, 1960. 465 с.
6. Харламов С.В. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств: практикум по курсу / С.В. Харламов. Л.: Машиностроение, 1971. 200 с**.**
7. Соколов А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна /А.Я. Соколов. М.: Колос, 1967. 488 с.
8. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т.- 5-е изд., перераб. и доп./ В.И. Анурьев. - М.: Машиностроение, 1981. Т. 3. 557 с.
9. Справочник по оборудованию зерноперерабатывающих предприятий. Изд. 2-е, перераб. и доп. / А.Б.Демских, М.А.Борискин, Е.В.Тамаров и др. М.: Колос, 1980. 383 с.
10. Бутковский В.А. Технология мукомольного, крупяного и комбикормового производства (с основами экологии) / В.А. Бутковский, С.М. Мельников. М.: Агропромиздат, 1989. 464 с.
11. Мороз В.К. Курсовое и дипломное проектирование по курсу «Эксплуатация оборудования предприятий пищевой промышленности»/ В.К. Мороз. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. 200 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Условные обозначения элементов машин в структурных схемах

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

Приложение 2

Физико-механические характеристики зерновых культур и сорных примесей

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

Приложение 3

Значение коэффициентов A_B и ψ

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

Приложение 4

Размер отверстий сепараторных сит

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

Приложение 5

Характеристика шлюзовых затворов

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

Приложение 6

Аэродинамические параметры отделителя

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

Приложение 7

Магнитные свойства постоянных магнитов

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

Приложение 8

Удельная нагрузка триерной поверхности

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

Приложение 9

Оптимальные значения ускорений вращения рабочих органов триеров

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

Приложение 10

Значение углов трения зерна о триерную поверхность

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

Приложение 11

Значения А и п в зависимости от диаметра ячей

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

Приложение 12

Рекомендованные размеры ячей дисков триера

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

Приложение 13

Рекомендованные значения диаметров цилиндрического триера

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

Приложение 14

Рекомендованные диаметры ячей цилиндрического триера

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

Приложение 15

Толщина листовой стали для цилиндрического триера

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

Приложение 16

Некоторые параметры обоечных машин

Параметры ротора	Единицы измерения	Очистка		Шелушение			
		пшеницы	ржи	ячменя		овса	
				крупной фракции	мелкой фракции	крупной фракции	мелкой фракции
Окружная скорость	м/с	13…15	15…18	17…18	19…20	18…19	21…22
Радиальный зазор	мм	25…30	20…25	20…22	16…18	22…25	17…20
Продольный уклон бичей	%	10…12	8…10	7…8	6…7	10…11	8…9

Приложение 17

Прочностные характеристики отдельных зерновок

Наименование зерновок	Предел прочности, кгс/см^2 (0,1 МН/м^2) при:					
	сжатии	растя-жении	сдвиге	срезе	растяжении	
					вдоль волокон	поперек волокон
	Эндосперм (влажность 14%)				Оболочки (влажность 17,5%)	
1	2	3	4	5	6	7
Твердая пшеница	58	23	13	9	316	218
Мягкая пшеница:						
высокостекловидная	46	17	10	6	260	173
мучнистая	14	13	6	4	242	135
Зерновки (влажность 14%)						
Твердая пшеница	109	-	83	72	-	-
Мягкая пшеница:						
высокостекловидная	84	-	71	49	-	-
мучнистая	62	-	55	38	-	-
Просо красное	13	-	-	-	-	-
Просо белое	11	-	-	-	-	-
Ячмень стекловидный	26	-	-	-	-	-
Ячмень мучнистый	18	-	-	-	-	-
Гречиха крупная	12	-	-	-	-	-
Гречиха мелкая	16	-	-	-	-	-

Приложение 18

Удельная мощность обоечных машин при обработке пшеницы и ржи

Характеристика машин	Удельная мощность при обработке, кВт·ч/т	
	пшеницы	ржи
Обоечная машина с абразивным цилиндром и встроенным вентилятором, работающая при разомкнутом цикле воздуха	1,2	1,5
То же, при замкнутом цикле воздуха	1,0	1,2
Обоечная машина со стальным цилиндром и встроенным вентилятором, работающая при замкнутом цикле воздуха	0,5	0,4

Приложение 19

Разрушающие усилия сжатия зерен пшеницы в зависимости от их влажности

Общая стекловидность эндосперма, %	Влажность зерна, %	Разрушающие усилие сжатия зерен, Н	Линейная деформация зерен перед разрушением, мкм
30	10	54	170
30	17	21	275
100	10	85	90
100	17	70	210

Приложение 20

Некоторые параметры вальцовых станков

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

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ 3
ЧАСТЬ ПЕРВАЯ 5
1. СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ И КАРТЫ МАШИНЫ 5
1.1. Общие положения 5
1.1.1. Технологический процесс и его схема 5
1.1.2. Структура машин 7
1.2. Составление технологической схемы и карты макаронного пресса ...11
1.2.1. Описание технологического процесса получения сырых короткорезаных макаронных изделий на прессе 11
1.2.2. Технологические и вспомогательные операции технологического процесса получения сырых макаронных изделий 12
1.3. Составление структурной и кинематической схем макаронного пресса 15
2. СОВМЕЩЕНИЕ ДВИЖЕНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ 20
2.1. Общие положения 20
2.2. Задание и его выполнение 28
3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ ОБЪЕМНОГО ДОЗИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ 32
3.1. Общие положения 32
3.2. Задание и его выполнение 36
3.2.1. Расчет объемного дозатора барабанного типа 36
3.2.2. Расчет тарельчатого дозатора 43
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ 51
4.1. Общие положения 51
4.1.1. Расчет шнековых смесителей 54
4.2. Задание и его выполнение 57
4.2.1. Расчет барабанного смесителя 57
4.2.2. Расчет шнекового смесителя 63
5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ШНЕКОВ ПРЕССОВ ПЛАСТИЧЕСКИХ ПРОДУКТОВ 71
5.1. Общие положения 71
5.2. Задание и его выполнение 76
ЧАСТЬ ВТОРАЯ 82
6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ 82
6.1.Общие положения 82
6.1.1. Машины с возвратно-поступательным движением плоских сит 82

6.1.2. Машины с вращающимися ситами 86
6.1.3. Просеивающие машины с неподвижными ситами 87
6.2. Задание и его выполнение 89
6.2.1. Расчет сепаратора с возвратно-поступательным движением плоских сит 89
6.2.2. Расчет пирамидального бурата 96
6.2.3. Расчет просеивающих машин с неподвижными ситами 101
7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУШНЫХ СЕПАРАТОРОВ 106
7.1. Общие положения 106
7.2. Задание и его выполнение 110
8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МАГНИТНЫХ СЕПАРАТОРОВ 114
8.1. Общие положения 114
8.2. Задание и его выполнение 116
9. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТРИЕРОВ 120
9.1. Общие положения 120
9.1.1. Цилиндрические триеры 121
9.1.2. Дисковые триеры 124
9.2. Задание и его выполнение 127
9.2.1. Расчет цилиндрического триера 127
9.2.2. Расчет дискового триера 136
10. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБОЕЧНЫХ МАШИН 143
10.1. Общие положения 143
10.2. Задание и его выполнение 146
11. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВАЛЬЦОВЫХ УСТРОЙСТВ 149
11.1. Общие положения 149
11.2. Задание и его выполнение 159
12. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛОК 163
12.1. Общие положения 163
12.2. Задание и его выполнение 169
Литература 176
ПРИЛОЖЕНИЯ 177

Учебное издание

СТАРШОВ Геннадий Иванович
НИКОНОРОВ Сергей Николаевич
НИКИТИН Андрей Иванович

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Учебное пособие
к практическим занятиям, курсовому и дипломному проектированию
по курсам «Технологическое оборудование»
и «Технологическое оборудование отрасли»

Редактор О.А. Панина

Подписано в печать Формат 60x84 1/16
Бум. офсет. Усл. печ. л. 10,9(11,75) Уч.-изд. л. 11,5
Тираж экз. Заказ С 47
Саратовский государственный технический университет
410054, Саратов, Политехническая ул., 77
Отпечатано в РИЦ СГТУ. 410054, Саратов, Политехническая ул., 77