

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

С.Ю. Соловых, С.В. Антимонов, Е.В. Волошин

ИЗМЕЛЬЧИТЕЛИ ДЛЯ ПИЩЕВОЙ, ЗЕРНОПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕЙ И ХИМИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Учебное пособие

Рекомендовано ученым советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии, 19.03.02 Продукты питания из растительного сырья

Оренбург
2021

УДК 66-2
ББК 36.81я7+35.11я7
С60

Рецензент – кандидат технических наук, доцент В.П. Ханин

- Соловых, С.Ю.**
С60 Измельчители для пищевой, зерноперерабатывающей и химической промышленности [Электронный ресурс] : учебное пособие для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии, 19.03.02 Продукты питания из растительного сырья / С. Ю. Соловых, С. В. Антимонов, Е. В. Волошин; М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высш. образования "Оренбург. гос. ун-т". - Оренбург : ОГУ. - 2021. - 109 с- Загл. с тит. экрана.
ISBN 978-5-7410-2688-5

В учебном пособии рассмотрены современные измельчители для пищевых, зерноперерабатывающих и химических предприятий. Пособие может использоваться для преподавания дисциплин «Технологическое оборудование», «Технологические машины и оборудование», «Измельчающее оборудование» всех форм обучения по направлениям подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии, 19.03.02 Продукты питания из растительного сырья. Может быть полезно обучающимся при организации самостоятельной работы, преподавателям и практикующим работникам.

УДК 66-2
ББК 36.81я7+35.11я7

ISBN 978-5-7410-2688-5

© Соловых С.Ю.,
Антимонов С.В.,
Волошин Е.В., 2021
© ОГУ, 2021

Содержание

Введение.....	5
1 Классификация измельчителей.....	6
1.1 Понятие о процессе дробления.....	6
1.2 Классификация машин для дробления.....	10
2 Молотковые дробилки для пищевой и зерноперерабатывающей промышленности.....	12
2.1 Современные конструкции дробилок для пищевой и зерноперерабатывающей промышленности.....	12
2.2 Определение теоретической производительности и потребной мощности дробилки.....	19
2.3 Расчет элементов ротора дробилки.....	21
2.4 Расчет оси подвеса молотков.....	25
2.5 Расчет на прочность молотка дробилки.....	28
2.6 Расчет оси под втулки и шайбы.....	30
2.7 Расчет диска дробилки.....	31
2.8 Определение нагрузок, действующих на вал ротора дробилки.....	33
2.9 Расчет вала дробилки на прочность.....	37
2.10 Расчет вала дробилки на виброустойчивость.....	44
2.11 Определение скорости молотков дробилки с учетом скорости воздушно-продуктового слоя.....	46
3 Дробилки для химических технологий.....	49
3.1 Современные конструкции дробилок для химических технологий.....	49
3.2 Дробилки ударного действия. Область применения, принцип действия, классификация.....	62
3.3 Основные соотношения для расчета дробилок ударного действия.....	65
3.4 Примеры расчетов машин ударного действия.....	72

3.5 Валковые дробилки. Область применения, принцип действия, классификация.....	76
3.6 Соотношения для расчета основных параметров валковых дробилок.....	78
3.7 Конусные дробилки. Область применения, принцип действия, классификация.....	81
3.8 Соотношения для расчета основных параметров конусных дробилок.....	101
3.9 Пример расчёта валковой дробилки.....	103
Список использованных источников	105
Приложение А.....	107

Введение

Процесс измельчения – один из важнейших процессов, который нашел широкое применение во многих областях промышленности. Этот процесс реализуется на измельчителях различного типа, в том числе молотковых, валковых, конусных. С целью получения продукта, обладающего требуемыми характеристиками, необходимо создавать измельчители, опираясь на разработанные методики расчета их конструктивных элементов.

В пособии приводятся расчеты основных конструктивных элементов молотковых, валковых, конусных дробилок. Предложены варианты заданий для выполнения студентами, которые позволят овладеть методиками расчета конструктивных элементов измельчителей, применяемых как в пищевом, так и химическом производстве.

Полученные навыки могут быть использованы при выполнении курсового и дипломного проектирования.

1 Классификация измельчителей

1.1 Понятие о процессе дробления

Процесс уменьшения размеров упруго-хрупкого тела от первоначальной (исходной) крупности до требуемой путем воздействия внешних сил называется дроблением или помолом, а машины, применяемые для этих целей, дробилками или мельницами.

В зависимости от конечной крупности кусков материала различают следующие основные виды этого процесса, отмеченные в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Виды дробления, размер в мм

Дробление		Помол	
Крупное	100-350	Грубый	5-0,1
Среднее	40-100	Тонкий	0,1-0,05
Мелкое	5-40	Сверхтонкий	менее 0,05

В горнорудной, цементной промышленности дробление является подготовительным процессом, так как получаемый после дробилок продукт направляется на дальнейшую переработку. В других случаях, например при производстве щебня или в угольной промышленности при дроблении угля для брикетирования или коксования, после дробилок получается конечный (товарный) продукт, т.е. процесс дробления имеет самостоятельное значение.

Для обеспечения эффективности дробление материала от исходной до конечной крупности осуществляется в большинстве случаев в несколько приемов, т.е. последовательно на нескольких дробилках. Каждая отдельная дробилка выполняет часть общего процесса, называемую стадией дробления [1].

На рисунке 1.1 приведена упрощенная принципиальная схема трехстадийного процесса переработки горных пород для получения строительного щебня крупностью до 40 мм.

Исходная горная масса кусками крупностью до 1200 мм поступает в бункер 1 и питателем 2 подается на предварительное сортирование на тяжелых колосниковых грохотах 3. При предварительном сортировании из исходной горной массы отбирается материал, не требующий дробления в машинах стадии крупного дробления. В зависимости от степени загрязнения нижний продукт, т.е. прошедший через колосники, может быть направлен на дальнейшее дробление или исключен из процесса переработки (направлен в отход).

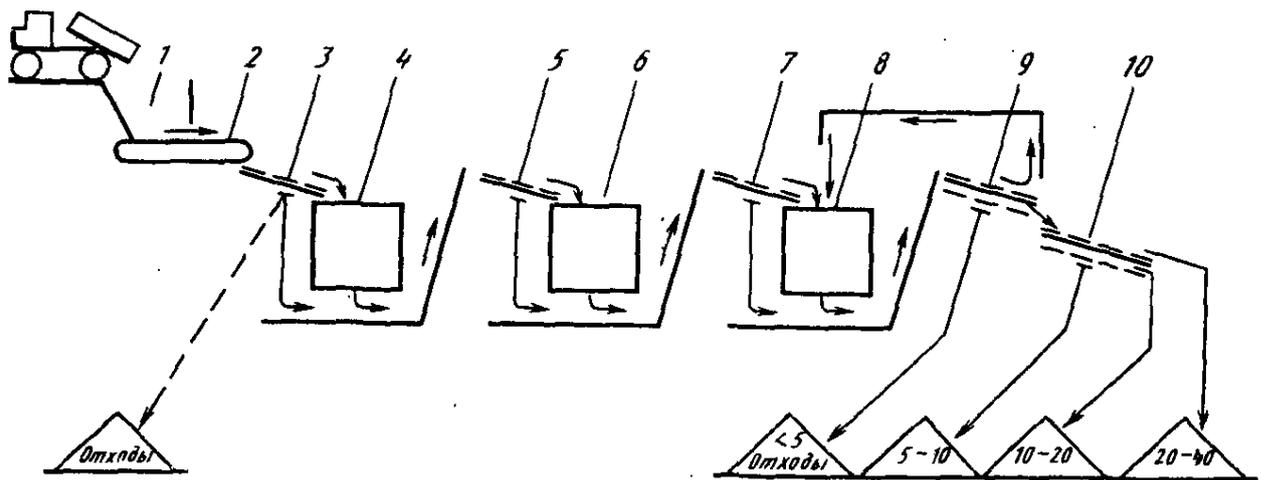


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема трехстадийного процесса переработки горных пород

Верхний продукт поступает в дробилку 4 крупного дробления, где размер отдельных кусков уменьшается до 125-250 мм – крупности, обеспечивающей нормальную работу дробилок последующей стадии.

Нижний продукт после предварительного сортирования и материал, прошедший стадию крупного дробления, подают на грохот 5 для промежуточного сортирования, назначение которого исключить из потока материала продукт, не требующий переработки в машине 6 стадии среднего дробления. Благодаря этому снижается нагрузка на дробилку среднего дробления и уменьшается переизмельчение материала. На этой стадии происходит дальнейшее уменьшение размеров кусков породы (до 40-100 мм). В зависимости от требуемой крупности, производительности и вида по-

роды на этой стадии дробления устанавливают одну или параллельно несколько дробилок среднего дробления.

Нижний продукт первого грохота 5 для промежуточного сортирования и продукт, прошедший дробилку 6 стадии среднего дробления, поступают на второй грохот 7 для промежуточного сортирования. Дробилки 8 мелкого дробления, установленные на третьей стадии, перерабатывают материал, полученный на предыдущих стадиях, до товарного размера (в данном случае до 40 мм).

После дробилок стадии мелкого дробления материал поступает на грохот 9 поверочного (контрольного) грохочения. На грохоте верхнее сито устанавливают на фракцию готового продукта максимального размера. С этого сита верхний продукт, т.е. зерна породы крупнее максимально заданного размера (больше 40 мм), возвращается в дробилки третьей стадии на повторное дробление. Этим осуществляется замкнутый цикл дробления. При замкнутом цикле на 25-30 % повышается производительность дробилок последней стадии, так как допускается их работа с более широкими выходными щелями. Кроме того, замкнутый цикл позволяет более точно выдерживать требования по допустимой крупности готового продукта.

Средний продукт с грохота 9 для окончательного сортирования направляется на грохот 10, на котором полученный материал разделяется на товарные фракции, в данном случае 5-10; 10-20; 20-40 мм. С этих грохотов материал поступает на склад готовой продукции, откуда отгружается потребителю.

Показанная на рисунке 1.1 технологическая схема получения щебня является упрощенной. В действительности, чтобы полученную в карьере породу (горную массу) превратить в строительный материал высокого качества, в большинстве случаев необходимо выполнить сложный технологический процесс, который кроме основных процессов дробления и сортирования включает еще ряд дополнительных, например мойку, обезвоживание и др. Следует учесть, что как вид процесса, так и оборудование для его осуществления назначают на основе характеристики исходной породы, требований к готовому продукту и заданной производительности предприятия.

Для выполнения перечисленных видов работ необходимо большое число разнообразных машин, причем они должны работать в едином комплексе, обеспечивающем правильную взаимосвязь между ними и позволяющем наиболее полно механизировать и автоматизировать технологический процесс. Правильно выбранное оборудование, в особенности оборудование для дробления, позволяет получить высококачественную продукцию при минимальных материальных затратах, т.е. позволяет значительно снизить стоимость готовой продукции.

Процессы дробления присутствуют во многих отраслях, и каждая отрасль накладывает свою специфику на сами процессы и на конструкции используемых дробилок.

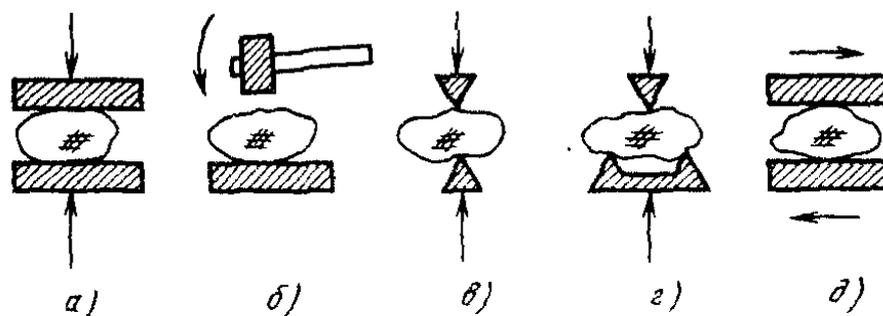
В ряде случаев исходное сырье представляет собой горную массу (или какой-либо другой материал), содержащую разные по прочности компоненты. В результате переработки этой массы требуется выделить прочные составляющие, что достигается применением так называемого «избирательного дробления». При таком процессе дробилка настроена так, что более интенсивно разрушаются слабые составляющие, а прочные разрушаются незначительно или не разрушаются совсем. После дробилки на грохоте рассеивают полученный материал и слабые составляющие, имеющие меньшие размеры частиц, отделяются от прочных.

Дробилки, используемые для установки на заводах, перерабатывающих бытовые отходы больших городов – мусородробилки, кроме большой производительности должны обладать способностью перерабатывать различный по прочности и другим характеристикам материал (кость, стекло, пластмассу, тряпки и др.).

Дробилки для дробления металлической стружки на предприятиях вторчермета и вторцветмета должны выдавать куски стружки размером 0,5-50 мм, так как другой размер не обеспечивает экономичность переработки. Нужны дробилки для дробления чугунного лома и особопрочного феррохрома, а также совсем не прочных, но «скользких» талька и нафталина. Кроме того производительность дробилки для лабораторных целей должна быть несколько килограммов в час, дробилки для крупного горно-обогажительного комбината – несколько тысяч тонн в час.

1.2 Классификация машин для дробления

В дробильной машине в зависимости от ее назначения и принципа действия могут использоваться следующие виды нагрузок: раздавливание, удар, раскалывание, излом, истирание в соответствии с рисунком 1.2.



а – раздавливание; б – удар; в – раскалывание; г – излом; д – истирание.

Рисунок 1.2 – Схемы методов измельчения

В большинстве случаев различные виды нагрузок действуют одновременно, например раздавливание и истирание, удар и истирание и др. Необходимость в различных видах нагрузок, а также в различных по принципу действия конструкциях и размерах машин вызывается многообразием свойств и размеров измельчаемых материалов, а также различными требованиями к крупности исходного и готового продуктов.

Известный советский ученый – основоположник теории дробильных машин, проф. Л.Б. Левенсон писал: «Можно, пожалуй, сказать, что ни один класс машин не обладает таким богатством конструктивных форм, как дробильные машины». Эта фраза вполне справедлива и сейчас.

По принципу действия и конструкции различают дробилки следующих основных видов, представленные на рисунке 1.3:

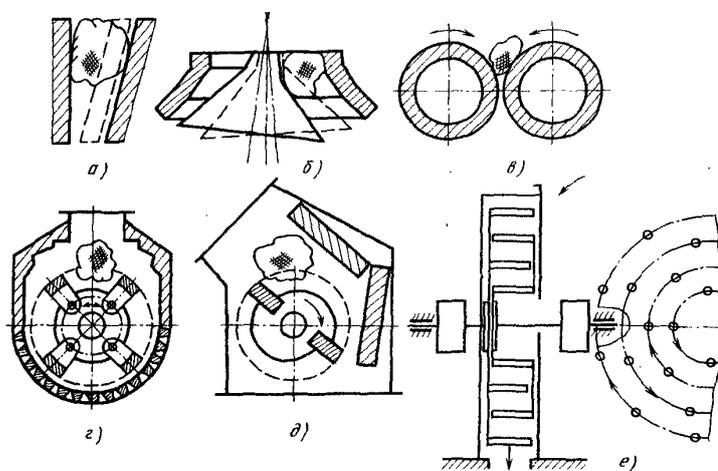
– щековые, в которых материал дробится раздавливанием, раскалыванием и частичным истиранием в пространстве между двумя щеками при их периодическом сближении;

– конусные, в которых материал дробится раздавливанием, изломом, частичным истиранием между двумя коническими поверхностями, одна из которых движется эксцентрично по отношению к другой, осуществляя тем самым непрерывное дробление материала;

– валковые, в которых материал раздавливается между двумя валками, вращающимися один навстречу другому, или валками и неподвижной поверхностью; нередко валки вращаются с разной частотой, и тогда раздавливание материала сочетается с его истиранием;

– ударного действия, которые, в свою очередь, разделяются на молотковые и роторные. В молотковых дробилках материал измельчается в основном ударом по нему шарнирно подвешенных молотков, а также истиранием. В роторных дробилках дробление достигается в результате удара по материалу жестко прикрепленных к ротору бил, удара кусков материала об отражательные плиты и соударения кусков.

В машинах, так называемых дезинтеграторах, два цилиндра, образующие которых представляют собой стержни, жестко закреплены в основании. Цилиндры (корзины) вращаются в разные стороны, измельчая попавший в сферу их вращения материал. Дезинтегратор может быть отнесен и к дробилкам и к мельницам, так как готовый продукт обычно имеет крупность около 5 мм и менее.



а – щековые; б – конусные; в – валковые; г – молотковые; д – роторные; е - дезинтегратор.

Рисунок 1.3 – Схемы дробилок конструктивные

2 Молотковые дробилки для пищевой и зерноперерабатывающей промышленности

2.1 Современные конструкции дробилок для пищевой и зерноперерабатывающей промышленности

2.1.1 Дробилка молотковая ДМРТ

Дробилки молотковые ДМРТ – это высокопроизводительные дробилки с большой площадью сита (рисунки 2.1, 2.2). Применяются для измельчения зерновых культур: пшеницы, ячменя, кукурузы, овса, а также бобовых культур и незерновых компонентов (жмых и шрот подсолнечника, соя, хлопок, травяная мука, ракушка, соль, мел и т.д.), используемых для приготовления полнорационных рассыпных комбикормов.

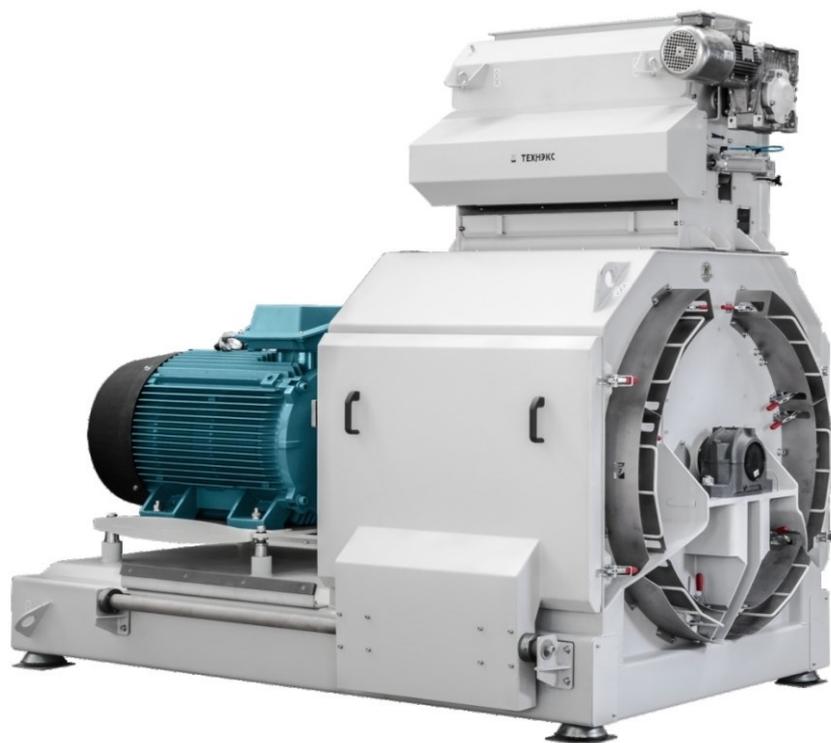


Рисунок 2.1 – Дробилка молотковая ДМРТ

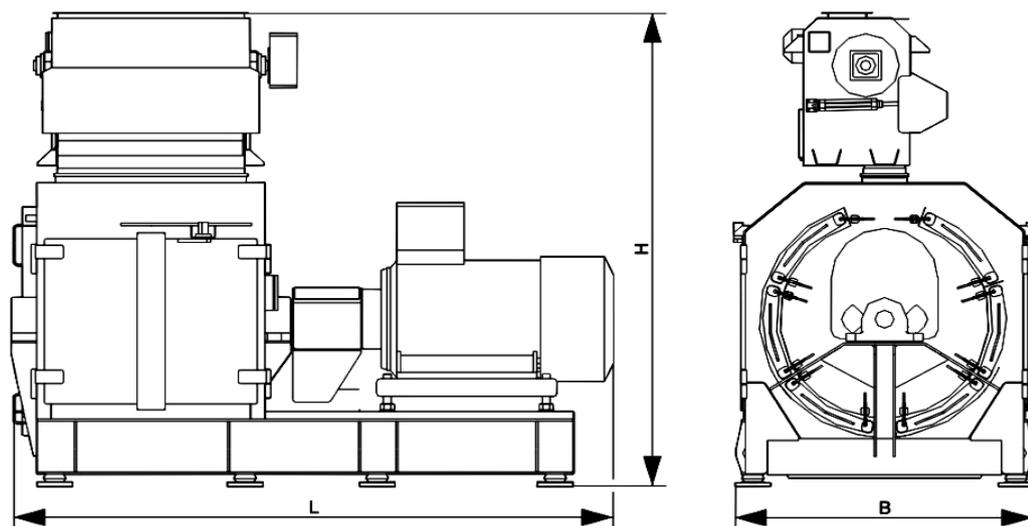


Рисунок 2.2 – Схема дробилки молотковой ДМРТ

Достоинства дробилки – высокопроизводительное дробление в одну линию; сменная футеровка камеры дробления и замена сит без остановки дробилки, контроль температуры камеры дробления и подшипников, силовая панель с устройством плавного старта, обеспечивающим щадящий режим пуска двигателей. Кроме того, цельносварной корпус из листового металла толщиной от 8 до 16 мм выдерживает высокие нагрузки; а большая площадь сита обеспечивает номинальную производительность дробилок до 60 т/час.

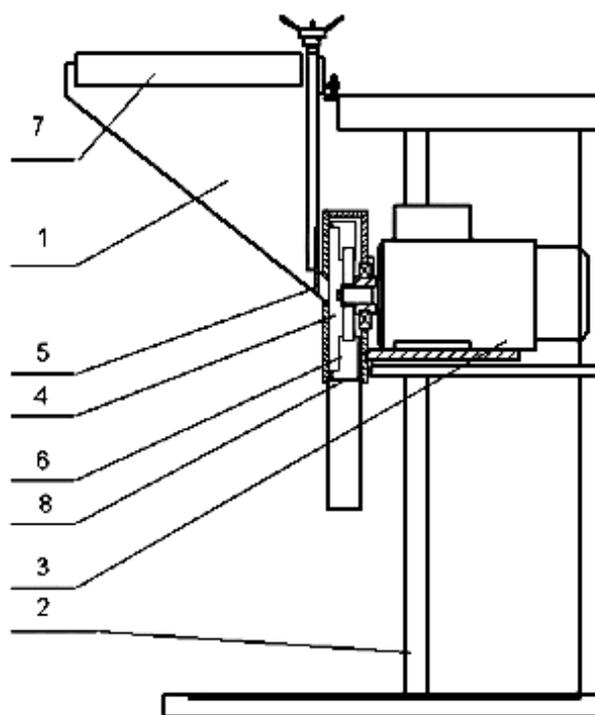
Может использоваться перед экструдерами; а также для измельчения продуктов с высоким содержанием клетчатки – шелухи, отрубей, соевой оболочки и отходов крупяных цехов.

В отличие от пневматических дробилок, данные дробилки необходимо комплектовать устройствами для загрузки и выгрузки продукта.

2.1.2 Дробилка молотковая МДП-300

Рабочие органы дробилки (рисунок 2.3) – это ударные ножевые молотки, свободно качающиеся на осях относительно ротора, закрепленного на валу электродвигателя. Молотки изготовлены из качественной углеродистой стали, закалены. При вращении ротора молотки с большой скоростью взаимодействуют с измельчаемым материалом, моментально дробят его, происходит перетирание сырья сквозь сито.

Выходное сито устанавливается в нижней части измельчительной камеры. Наличие широкой номенклатуры сит позволяет подобрать и установить любое сито, в зависимости от желаемой фракции дисперсного материала при выходе. При этом давление, создающееся внутри измельчительной камеры благодаря установке воздушного ротора и высокому крутящему моменту, препятствует забиванию сита.



1 – бункер; 2 – рама; 3 – электродвигатель; 4 – рабочая камера; 5 – заслонка шиберная; 6 – ротор рабочий с молотками; 7 – сито; 8 – выходное сито.

Рисунок 2.3 – Схема дробилки МДП-300

Перед началом работы молотковой дробилки необходимо закрыть заслонку на бункере и загрузите в бункер измельчаемый материал. После этого включить электродвигатель и открыть заслонку, сырье равномерно подается в приемный бункер, а затем напрямую попадает в камеру измельчения. Регулируя заслонкой поток сырья, можно добиться требуемого качества продукции.

Переставляя молотки на разные группы отверстий ротора, можно получать различные зазоры между молотками и корпусом дробилки. Степень измельчения продукта и производительность помола зависят от размера отверстий сита.

Прочная и надежная конструкция с воздуходувным ротором, высокая окружная скорость обеспечивает необходимую производительность с учетом требуемого состава измельченного продукта, низкие эксплуатационные расходы, низкие удельные расходы электроэнергии, большой ресурс работы. Материал изготовления в стандартной комплектации – конструкционная сталь. Возможно изготовление молотковой дробилки из нержавеющей стали.

2.1.3 Дробилка ДМР-30

Молотковая дробилка ДМР-30/45 (рисунок 2.4) производительностью до 8-10 тонн в час широко применяется в производстве комбикормов для измельчения зерновых и незерновых компонентов – пшеницы, ячменя, кукурузы, жмыха, шрота, гранул травяной муки.

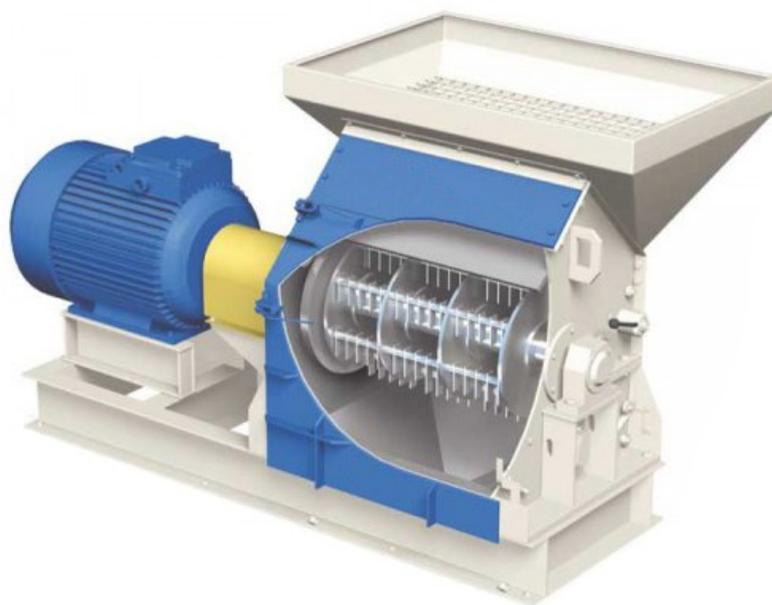


Рисунок 2.4 – Дробилка ДМР-30

Дробилка ДМР-30 разработана на базе молотковой дробилки ДМ-10 и содержит в себе все её преимущества. Может быть использована как самостоятельно, так и в составе технологической линии или агрегата.

ДМР-30 комплектуется электродвигателем мощностью 30 кВт, 6-осевым ротором с количеством молотков 96 штук, решетом диаметром от 3 до 12 мм по желанию заказчика.

Дополнительно возможно изготовление опорной рамы для крепления дробилки к фундаменту, дозатора для равномерной подачи сырья на молотки, а также установка частотных регуляторов вращения ротора для более качественного измельчения компонентов комбикорма.

Молотковая дробилка ДМР-30 – это надежный и простой в использовании агрегат с высокой производительностью, балансировкой, низким уровнем энергопотребления и шума в процессе эксплуатации.

Принцип действия:

- исходное сырье засыпается в приемный бункер;
- магнитным сепаратором и решеткой сырье очищается от металломагнитных и крупных примесей;
- далее оно поступает в рабочую зону дробилки, где подвергается ударному воздействию вращающихся молотков с линейной скоростью 70 м/с и одновременно ударам о деки;
- полученные частицы проходят через отверстия решета и выводятся из установки.

Принцип обслуживания:

- для быстрой замены молотков, решет и ротора на корпусе дробилки имеются откидные крышки для свободного доступа в дробильную камеру;
- молотки и оси меняются без выемки ротора;
- откидываются крышки, вынимаются шпильки из нужной оси, откручиваются болты технологических отверстий с каждой стороны корпуса, извлекается ось, меняются изношенные молотки;
- для замены решета необходимо открыть крышку, повернуть рычаги зажимов, вынуть решето;
- безопасность оператора во время обслуживания обеспечивает установленный на дробилке концевой выключатель, блокирующий запуск двигателя при открытой крышке.

2.1.4 Дробилка Дон КБЭ-180к

Зернодробилка Дон КБЭ-180 без терки предназначена для переработки различных видов зерна, бобовых и кукурузы в початках при подготовке кормов для домашних животных в личных подсобных и фермерских хозяйствах (рисунок 2.5). Зернодробилка Дон КБЭ-180 приводится в действие однофазным, асинхронным электродвигателем с пусковым конденсатором. Мощность 2,5 кВт. Производительность для зерна и бобовых 200 кг/ч.



Рисунок 2.5 – Дробилка Дон КБЭ-180К

2.1.5 Дробилки ИЗКБ-1 и ИЗКБ-2

Дробилка Циклон ИЗКБ-1 (рисунок 2.6) предназначена для переработки зерна (пшеницы, ячменя, ржи и т.п.). Зернодробилка Циклон ИЗКБ-1 имеет мощность двигателя 1800 Вт, качественный роторный нож, который позволяет качественно измельчать зерновые культуры и не боится попадания мелких камней на полотно.

Дробилка Циклон ИЗКБ-2 (рисунок 2.7) предназначена для переработки зерна (пшеницы, ячменя, ржи и т.п.) и корнеплодов (свекла, морковь, тыква, картофель и т.п.) при подготовке кормов для домашних животных и птиц в личных подсобных хозяйствах.



Рисунок 2.6 – Дробилка ИЗКБ-1



Рисунок 2.7 – Дробилка ИКЗБ-2

2.2 Определение теоретической производительности и потребной мощности дробилки

Тип дробилки и диаметр ротора выбирают в зависимости от вида сырья и необходимой степени измельчения продукта на основании рекомендаций учебной и специальной литературы [1-5, 7,8,11] или на основании экспериментальных данных.

При конструировании по прототипу, подобие процесса измельчения в конструируемом образце и выбранном за прототип будет обеспечено, если у них:

- а) одинаковая толщина молотков и расстояние между ними;
- б) одинаковый зазор между молотками и обечайкой;
- в) одинаковая удельная площадь обечайки;
- г) одинаковая окружная скорость молотков.

Для обеспечения минимальной массы корпуса дробилки можно при выборе размеров ротора придерживаться следующего соотношения диаметра и длины, обеспечивающего минимальную площадь поверхности цилиндрических оболочек

$$D = 2\sqrt[3]{\frac{V}{2\pi}}. \quad (2.1)$$

$$L = \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi}}, \quad (2.2)$$

где V – объем, занимаемый ротором дробилки, м^3 .

Выбрав тип дробилки и габаритные размеры ротора (диаметр и длину) рассчитывают ее производительность, т/ч

$$Q = \frac{3,6 \cdot k_1 \cdot \gamma \cdot D^2 \cdot L \cdot n}{60}, \quad (2.3)$$

где k_1 – эмпирический коэффициент, зависящий от типа и размеров ячеек ситовой поверхности;

γ – объемная масса измельчаемого продукта, кг/м³;

D – диаметр ротора дробилки, м;

L – длина ротора, м;

n – частота вращения ротора, мин⁻¹.

Значения коэффициента k_1 для решет с отверстиями до 3 мм – $(1,3-1,7) \cdot 10^{-4}$, от 3 до 10 мм – $(2,2-5,25) \cdot 10^{-4}$, большее значение выбирается для большего диаметра [4].

Можно посчитать и более упрощенным формулам, предложенным [3]:

при $D > L$

$$Q = 1,66D^2 \cdot L \cdot n, \quad (2.4)$$

при $D < L$

$$Q = 1,66L^2 Dn, \quad (2.5)$$

где D – диаметр ротора дробилки, м;

L – длина ротора, м;

n – частота вращения ротора, с⁻¹.

Потребную мощность определяют по выражению:

$$N = \frac{3,6 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \gamma \cdot D^2 \cdot L \cdot n}{60}, \quad (2.6)$$

где k_2 – электрический коэффициент (для мелкого и грубого помола $k_2 = 6,4-10,5$).

Возможно определить потребную мощность по эмпирическому выражению

$$N = (360 \dots 540) Q_i, \quad (2.7)$$

где Q – производительность, т/с;

i – степень измельчения.

2.3 Расчет элементов ротора дробилки

Перед началом расчета необходимо выбрать тип молотка и его геометрические размеры. При этом особое внимание уделяют обоснованному выбору его толщины, т.к. она оказывает существенное влияние на производительность и удельную энергоемкость процесса измельчения. Рекомендации по выбору типа молотка можно найти в [2,4], а по выбору его толщины в [5,8,10].

2.3.1 Расчет размеров молотков

Размеры молотков выбирают таким образом, чтобы выполнилось условие (рисунки 2.8, 2.12)

$$\rho^2 = c \cdot l, \quad (2.8)$$

где ρ – радиус инерции массы молотка относительно оси подвеса, м²;

c – расстояние от оси подвеса до центра тяжести молотка, м;

l – расстояние от оси подвеса до линии действия удара, м.

Причем, направление реакции ударного импульса должно быть перпендикулярным прямой, проведенной через центр отверстия и центр тяжести молотка, т.е. рабочая кромка должна быть параллельна этой прямой.

Выполнение указанных условий обеспечивает уравновешенность молотка на удар. Однако этого недостаточно.

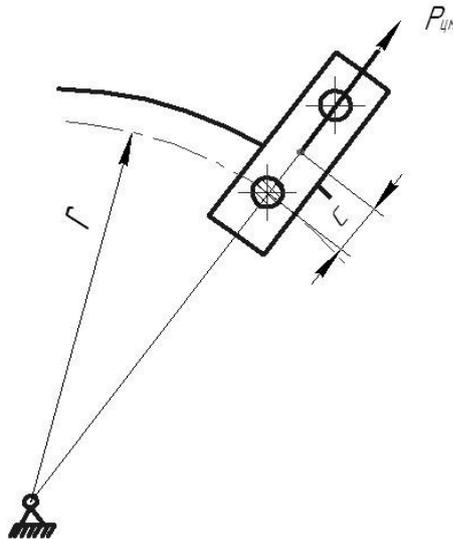


Рисунок 2.8 – К расчету молотка

Для обеспечения устойчивого движения молотка в процессе работы, необходимо чтобы не выполнялось следующее условие [4]

$$\omega^2 - \frac{g}{2 \cdot r} < \frac{4 \cdot m_m \cdot c \cdot r}{J} \omega^2 < \omega^2 + \frac{g}{2 \cdot r}, \quad (2.9)$$

где ω – угловая скорость ротора, рад/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$r = \frac{D}{2} - l$ – расстояние между осью ротора и осью подвеса молотка, м;

m_m – масса молотка, кг.

$J = m_m \rho^2$ – момент инерции молотка относительно оси подвеса, кг·м².

При выполнении этого неравенства необходимо уменьшить длину молотка и увеличить расстояние между осью ротора и осью подвеса молотка или, наоборот (в зависимости от конструкции дробилки), и повторять расчет, пока не будет выполняться условие (2.9), причем величина $r + l = D/2$ должна оставаться постоянной.

Для пластинчатых молотков прямоугольной формы с одним отверстием (одна из самых распространенных конструкций), квадрат радиуса инерции его относительно оси подвеса определяют по формуле [4]

$$\rho^2 = \rho_c^2 + c^2, \quad (2.10)$$

где $\rho_c^2 = \frac{a^2 + b^2}{12}$ – квадрат радиуса инерции молотка относительно его центра тяжести, м²;

a и b – соответственно длина и ширина молотка, м.

Полагая, что точка удара находится на конце молотка, можно записать

$$l = c + 0,5a. \quad (2.11)$$

$$c = \frac{a^2 + b^2}{6 \cdot a}. \quad (2.12)$$

Для молотков с двумя отверстиями

$$\rho_{\bar{n}}^2 = 0,5 \cdot a \cdot c. \quad (2.13)$$

Значение c можно определить из выражения

$$c^2 + \left(\frac{a^2 b}{\pi d} - \frac{a}{2} \right) c - \frac{ab(a^2 + b^2)}{6\pi d^2} + \frac{d^2}{8} = 0, \quad (2.14)$$

где d – диаметр отверстий, м (можно ориентировочно принять 15-25 мм).

Зная основные размеры и конструктивные особенности ротора необходимо сделать его эскиз, предварительно приняв решение о количестве молотков в пакете,

число пакетов и дисков. На рисунках 2.9 и 2.10 приведены эскизы роторов дробилок А1-ДМ2Р и А1-ДРМ-20. Вал ротора обычно выполняют ступенчатым (первая ступень – под шкив или муфту; вторая – под подшипник; третья – под резьбу, а четвертая – под диски и втулки).

Ориентировочно диаметры ступеней можно рассчитать по формуле [4]

$$d_b = 1,2^n \cdot d_0, \quad (2.15)$$

где n – номер ступени;

$$d_0 = 0,052 \sqrt[3]{\frac{N}{\omega}} \text{ – диаметр в опасном сечении, м;}$$

N – мощность электродвигателя, кВт;

ω – угловая скорость ротора, рад/с.

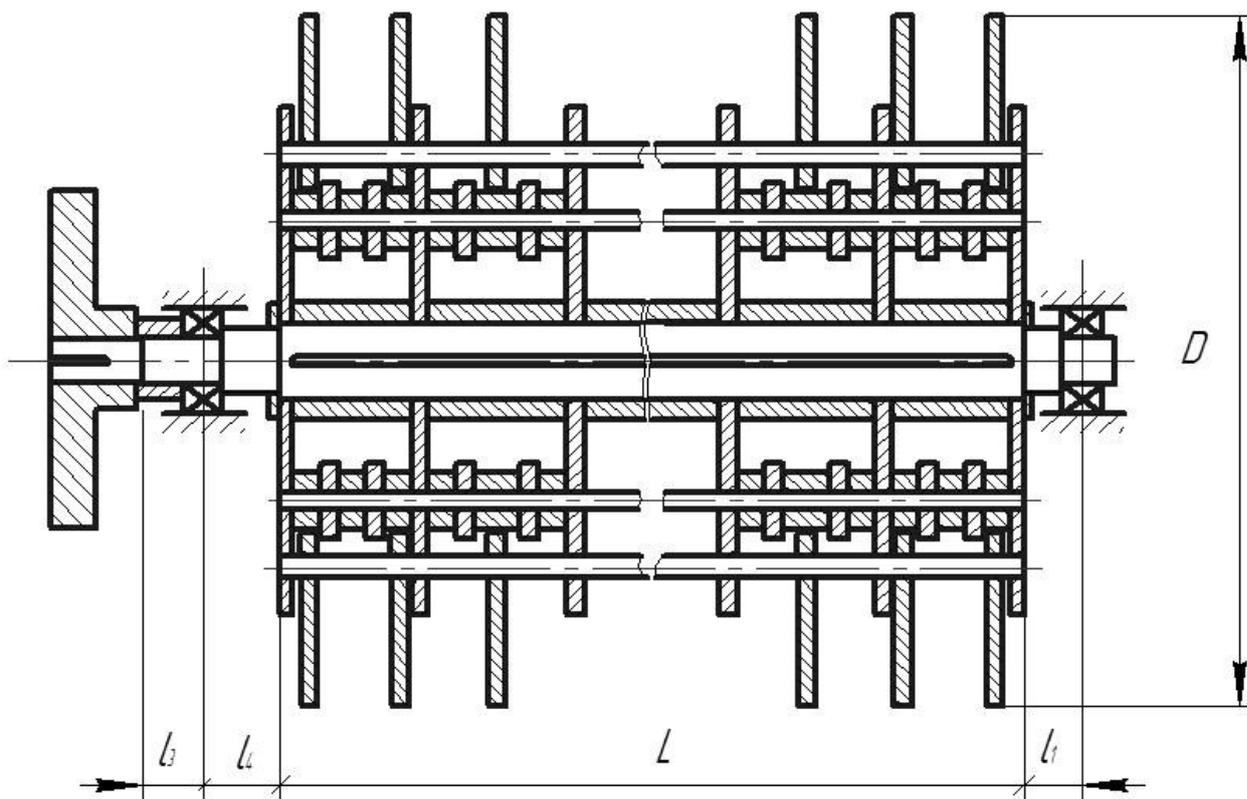


Рисунок 2.9 – Ротор дробилки А1-ДМ2Р

При выполнении эскиза неизвестные размеры назначают ориентировочно, например, толщину и наружный диаметр дисков (толщину ориентировочно можно принять 5-7 мм).

Расстояние между дисками назначают исходя из числа молотков в пакете и их толщины.

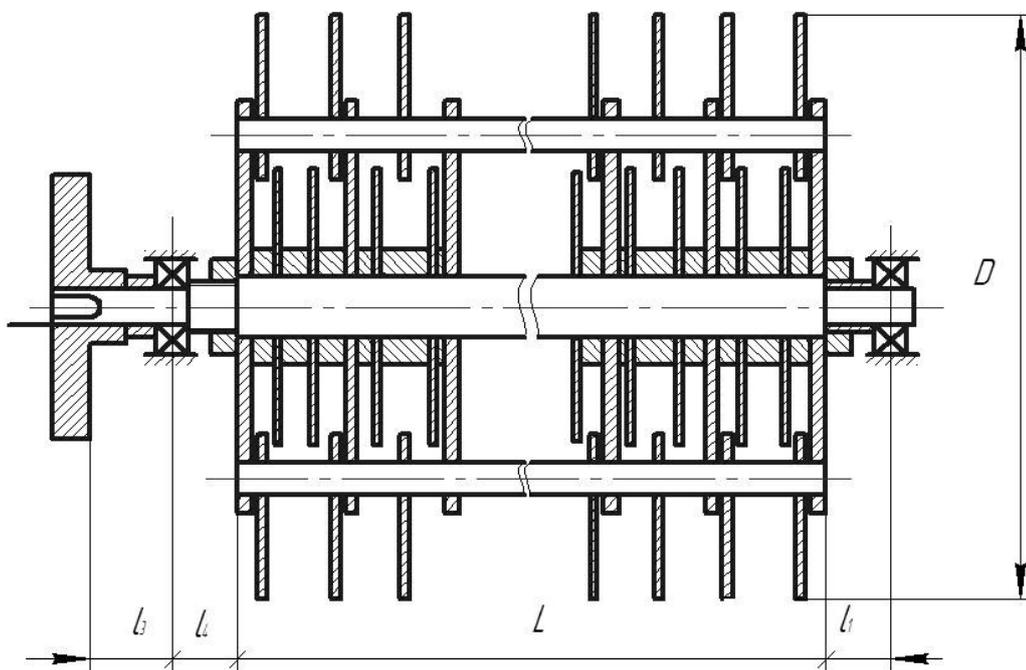


Рисунок 2.10 – Ротор дробилки А1-ДРМ-20

2.4 Расчет оси подвеса молотков

Ось молотков подвергается воздействию центробежных сил от вращения молотков и самой оси вокруг оси вращения ротора. Схема установки молотков на оси показана на рисунке 2.11. Диаметр оси определим из условия работы на изгиб при возможных пиковых нагрузках вдвое превышающих центробежную силу инерции молотков.

Центробежная сила инерция молотков

$$P_{цм} = m_m \cdot R_{цм} \cdot \omega^2 = a \cdot b \cdot \delta \cdot \rho_{см} \cdot (c + r) \cdot \omega^2, \quad (2.16)$$

где m_m – масса молотка, кг;

$R_{цм}$ – радиус вращения центра масс молотка, м;

$\rho_{ст}$ – плотность материала молотка, кг/м³ (изготавливают из легированной термически обработанной вязкой износостойчивой стали, например сталь 65Г закаленная и отпущенная);

a, b, δ – длина, ширина и толщина молотка, м.

Диаметр сечения оси определим по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{III}}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}}, \quad (2.17)$$

где $M_{III} = \frac{2P_{цм} \cdot l_{01}}{4}$ – пиковый изгибающий момент в сечении а-б, Н·м;

$l_{01} = \frac{L}{n_{\delta} - 1}$ – расстояние между дисками, м;

$[\sigma]_{-1}$ – допускаемое напряжение на изгиб материала оси, Па; (часто используют сталь 40Х);

n_{δ} – число дисков в роторе.

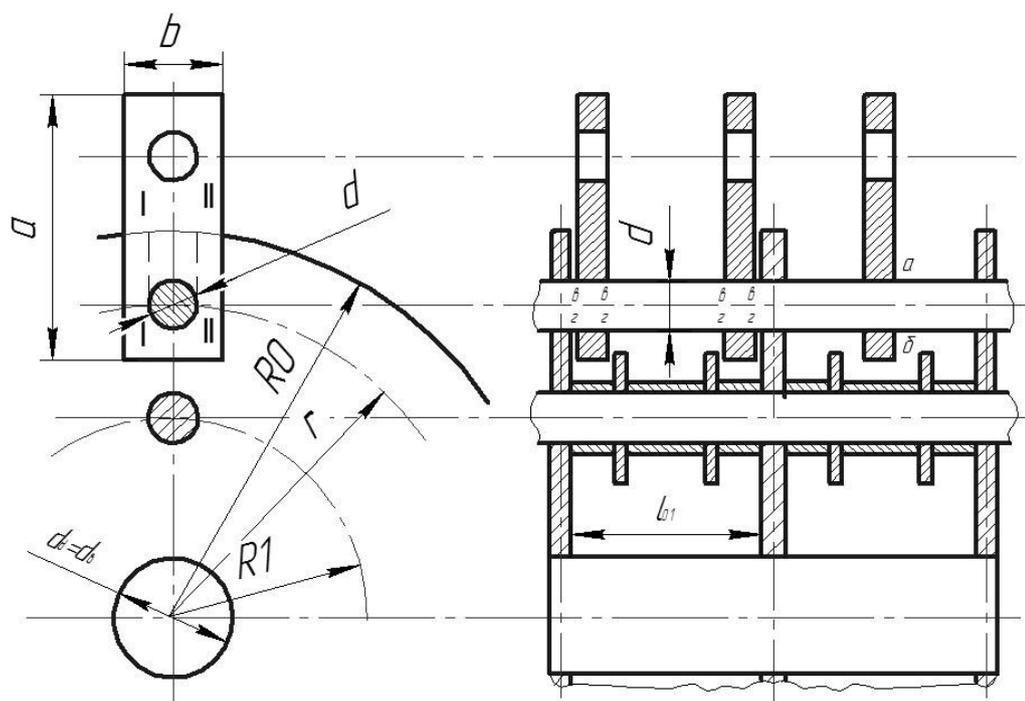


Рисунок 2.11 – Схема установки молотков на оси

Полученное значение диаметра округляют в большую сторону до стандартного значения d_{o1} . Затем проводят проверочный расчет на изгиб и срез с учетом центробежной силы инерции самой оси.

$$P_{цo} = \frac{\pi \cdot d_{o1}^2 \cdot l_{o1}}{4} \rho_{cm} \cdot r \cdot \omega^2, \quad (2.18)$$

где $P_{цo}$ – центробежная сила инерции участка оси между дисками, Н.

Максимальный изгибающий момент имеет место в центре пролета, где согласно схеме, изображенной на рисунке 2.4, расположен один молоток (сечение а-б)

$$M_{II} = \frac{P_{цм} + P_{цo}}{2} \cdot \frac{l_{o1}}{2}. \quad (2.19)$$

Условие прочности

$$\sigma_{II\max} = \frac{M_{II}}{W_x} \leq [\sigma]_{-1}, \quad (2.20)$$

где $W_x \approx 0,1d^3$ – момент сопротивления сечения оси, м³.

Направление изгиба от пиковой кратковременной нагрузки принимаем в два раза больше, чем длительно действующее напряжение

$$\sigma_{II\max} = 2 \cdot \sigma_{II\max}. \quad (2.21)$$

Запас прочности по текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{II\max}}. \quad (2.22)$$

Условие прочности: $n_T \geq [n_T]$

Допустимый запас прочности по текучести можно принять, $[n_T] = 2,1$.

Проведем расчет запаса прочности оси на сдвиг.

Максимальное напряжение сдвига в сечении в–г составит

$$\tau_c = \frac{2 \cdot P_{цм} + P_{цo}}{F_c}, \quad (2.23)$$

где $F_c = \frac{\pi d^2}{2}$ – площадь сдвига, м².

Условие прочности при сдвиге имеет вид

$$\tau_c \leq [\tau_c]. \quad (2.24)$$

В случае невыполнения любого из приведенных условий необходимо увеличить диаметр оси до значения, ближайшего по ГОСТ и повторить расчет.

2.5 Расчет на прочность молотка дробилки

Рассчитав размеры молотка и диаметр отверстия в нем под ось, можно провести расчет на прочность. Расчет проводят с учетом центробежной силы на разрыв по сечению I-I, на срез по сечению II-II и III-III и на смятие по площади прилегания внутренней поверхности отверстия к его оси (рисунок 2.12).

Условие прочности молотка на разрыв

$$\sigma_p = \frac{P_{цм}}{(b-d) \cdot \delta} \leq [\sigma_p], \quad (2.25)$$

где $[\sigma_\rho] = \frac{\sigma_s}{n \cdot K'_b}$ – допускаемое напряжение, Па;

σ_s – предел прочности, Па;

$n = 2$ – запас прочности;

$K'_b = 2,2$ – коэффициент концентрации напряжений.

Условие прочности молотка на сдвиг

$$\tau_c = \frac{P_{цм}}{F_c} \leq [\tau_c], \quad (2.26)$$

где $F_c = 2(a - l - (d/2))\delta$ – площадь сдвига по сечениям II-II и III-III, м².

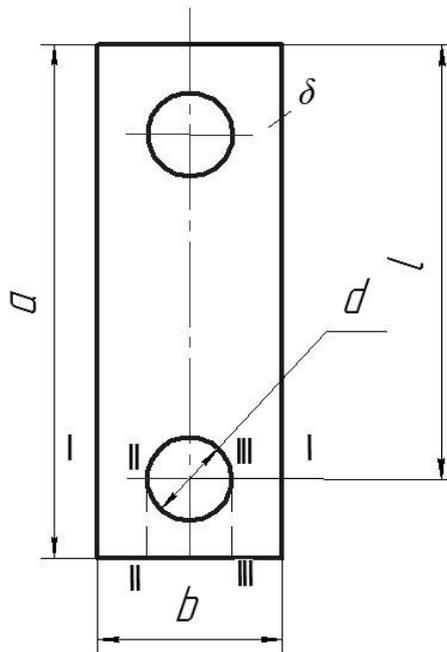


Рисунок 2.12 – Опасные сечения молотка

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{P_{цм}}{K_m d \delta} \leq [\sigma_{см}], \quad (2.27)$$

где $K_m = 1,3$ – коэффициент, учитывающий форму сечения оси.

При невыполнении хотя бы одного из условий прочности, нужно взять более прочный материал и повторить расчет.

2.6 Расчет оси под втулки и шайбы

Ось испытывает изгибающие усилия от центробежных сил самой оси, втулок и шайб, насаженных на нее. Будем полагать нагрузку распределенной равномерно по длине пролета, и проводить расчет в предположении возникновения пиковых нагрузок вдвое превышающих инерционные.

Масса шайб и втулок на оси

$$m_{o1} = \frac{\pi \cdot \{ (d_{o1}^2 + 0,008)^2 \cdot L + [D_{u1}^2 - (d_{o1}^2 + 0,006)^2] \cdot S_{u1} \cdot Z_{u1} \} \cdot \rho_{cm}}{4}, \quad (2.28)$$

где d_{o1} – конструктивно принятый диаметр оси, м;

D_{u1} – наружный диаметр шайбы, м;

S_{u1} – толщина шайбы, м;

Z_{u1} – число шайб на оси, шт.

Инерционная сила, воздействующая на участок оси между двумя дисками

$$P_{u1} = \frac{P_{uo1}}{n_o - 1} = \frac{m_{o1} \cdot R_1 \cdot \omega}{n_o - 1}, \quad (2.29)$$

где R_1 – радиус вращения оси, м;

P_{uo1} – сила инерции всей оси с шайбами и втулками, Н.

Распределенная нагрузка от инерционных сил

$$q_{u1} = \frac{P_{u1}}{l_{o1}}, \quad (2.30)$$

где $l_{o1} = \frac{L}{n_{\delta} - 1}$ – расстояние между дисками, м.

Максимальный изгибающий момент

$$M_{uo1max} = \frac{q_{u1} \cdot l_{o1}^2}{8}. \quad (2.31)$$

Условие прочности

$$\sigma_{max} = \frac{2 \cdot M_{uo1max}}{0,1 \cdot d_{o1}^3} \leq [\sigma]_{-1}. \quad (2.32)$$

Если условие прочности не выполняется, необходимо увеличить диаметр d_{o1} и повторить расчет.

2.7 Расчет диска дробилки

Размеры диска и сопряженных с ним деталей берут из эскиза ротора (рисунок 2.9). Диск обычно выполняют из стали 45 или подобной ей по характеристикам. Диск дробилки подвергается воздействию объемных центробежных сил от вращения массы самого диска, сосредоточенных центробежных сил инерции от вращения молотков и их осей вокруг ротора, осей с распорными втулками и шайбами (если они предусмотрены конструкцией ротора).

Максимальные кольцевые напряжения от вращения самого диска имеют место на кромке центрального отверстия и составляют

$$\sigma_t = \rho_{cm} \cdot \omega^2 \cdot R_{\delta}^2 \cdot \frac{3 + \mu}{4} \cdot \left(1 + \frac{1 - \mu}{3 + \mu} \cdot \frac{r_{\delta}^2}{R_{\delta}^2} \right), \quad (2.33)$$

где R_{δ} – наружный радиус диска, м;

$\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона;

$r_o = r_b$ – радиус центрального отверстия диска, м.

Максимальное напряжение на внутреннем контуре

$$\sigma_t = \frac{P_1 \cdot 2R_o^2}{(R_o^2 - r_o^2)}, \quad (2.34)$$

где P_1 – удельная нагрузка на единицу площади контура диска, Н/м².

Удельная нагрузка на единицу площади контура диска

$$P_1 = \frac{(P_{ум} \cdot Z_M + P_{u1} + P_{uo}) \cdot K}{2 \cdot \pi \cdot R_o \cdot S_d}, \quad (2.35)$$

где $K = 2$ – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки по параметру контура;

Z_M – число молотков по обе стороны диска, шт.;

S_d – толщина диска, м;

P_{uo} – сила инерции оси под молотки, приходящаяся на один диск, Н.

$$P_{uo} = \frac{2 \cdot P_u}{(n_o - 1)} = \frac{2 \cdot m_o}{(n_o - 1)} \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (2.36)$$

где P_u – центробежная сила инерции оси, Н;

$$m_o = \frac{\pi d^2}{4} \cdot L \cdot \rho_{cm} \text{ – масса оси, кг.}$$

Условие прочности по текучести

$$\sigma_{t0} = \sigma_t + \sigma_{t1} \leq [\sigma_T]_o = 0,25 \cdot \sigma_T, \quad (2.37)$$

где σ_T – предел текучести, Па.

Условие прочности диска на сдвиг (рисунок 2.4, сечения I-I и II-II)

$$\tau_{ic} = \frac{Z_M \cdot P_{цм} + P_{uo}}{F_{cl}} \leq [\tau_c], \quad (2.38)$$

где $F_{cl} = 2S_{\delta}(R_{\delta} - r - (d/2))$ – площадь сдвига, м².

При невыполнении условия (2.37) или (2.38) в зависимости от возможностей конструкции необходимо изменить толщину, диаметр или материал диска и повторить расчет. Диски и втулки изготавливают из обычных конструкционных сталей.

2.8 Определение нагрузок, действующих на вал ротора дробилки

На вал воздействуют вес ротора, центробежная сила неуравновешенных вращающихся масс, крутящий момент и реакции в опорах.

Эскиз ротора представлен на рисунках 2.9 и 2.10.

В расчете ориентировочно принимают расстояние от диска до середины опоры равным $l = 130$ мм и от середины опоры до линии действия центробежной силы несбалансированных масс полумуфты или шкива равным $l = 160$ мм. После выполнения расчетов эти расстояния нужно уточнить в ходе конструирования опор.

Сила тяжести ротора в сборе

$$G_p = \left(\frac{\pi [(d_e + 0,012)^2 (L + l_1 + l_3 + l_4) + (D_{\delta}^2 - d_e^2) \cdot S_{\delta} \cdot n_{\delta} + (D_{\delta 1}^2 - d_e^2) S_{\delta 1} n_{\delta 1}]}{4} \times \right. \\ \left. \times \rho_{cm} + m_{\text{муф}} + (m_o + m'_o) Z_p + m_M \cdot n_M \right) \cdot g = m_p \cdot g \quad (2.39)$$

где $D_{\delta 1}$, $S_{\delta 1}$, $n_{\delta 1}$ – наружный диаметр, толщина и число дополнительных дисков;

d_e – диаметр вала;

n_m – общее число молотков в дробилке;

m_p – масса ротора, кг;

Z_p – число осей в роторе, шт.

Центробежная сила от дисбаланса полумуфты

$$P_{ц.м\mu\phi} = m_{м\mu\phi} \cdot e_{ст.доп.м} \cdot \omega^2, \quad (2.40)$$

где $e_{ст.доп.м}$ – допускаемый дисбаланс полумуфты по пятому классу точности, м.
Центробежная сила инерции от дисбаланса ротора

$$P_{цр} = m_p \cdot e_{ст.доп.р} \cdot \omega^2, \quad (2.41)$$

где $e_{ст.доп.р}$ – допускаемый дисбаланс ротора, (за номинальный размер принять наружный диаметр диска), м.

Допустимые значения разницы в массах самой легкой и самой тяжелой детали (оси, втулки, шайбы, молотки) определяют, рассчитав их массу с верхним и нижним допускаемым отклонением размеров по пятому классу и взяв их разность.

Разница между центробежными силами, создаваемая рядом самых тяжелых и самых легких молотков определяется

$$\Delta P_{цм} = \Delta m_m \cdot (r + c) \cdot \omega^2 \cdot Z'_M, \quad (2.42)$$

где Δm_m – допускаемая разница в массах двух молотков, кг;

Z'_M – максимальное число молотков на одной оси, шт.

Разница между центробежными силами, создаваемыми осями молотков

$$\Delta P_{ц.о.} = \Delta m_o \cdot r \cdot \omega^2, \quad (2.43)$$

где Δm_o – допускаемая разница в массах двух осей, кг.

Разница между центробежными силами, создаваемыми осями вместе с распорными втулками и шайбами

$$\begin{aligned} \Delta P_{uo1} &= (\Delta m_{o1} + \Delta m_{u1} \cdot Z_{u1} + \Delta m_{\epsilon1} \cdot Z_{\epsilon1}) \cdot \omega^2 \cdot R_1 = \\ &= \Delta m'_0 \cdot \omega^2 \cdot R_1 = \frac{\pi \cdot [(d_{01} + 0,006)_{max}^2 - (d_{01} + 0,006)_{min}^6]}{4} \rho_{cm} \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot L, \end{aligned} \quad (2.44)$$

где Δm_{o1} – допускаемая разница в массах двух осей, кг;

Δm_{u1} – допускаемая разница в массах двух шайб, кг;

$\Delta m_{\epsilon1}$ – допускаемая разница в массах двух втулок, кг.

Максимальная разница между центробежными силами, действующими во вращающемся роторе.

$$\Delta P_{imp} = \Delta P_{um} + \Delta P_{uo} + \Delta P_{uo1}. \quad (2.45)$$

При расчете результирующей центробежной силы от дисбаланса молотков и осей, выбирают наихудший вариант их направления (рисунок 2.13).

В случае, изображенном на рисунке 2.13, она будет равна

$$P_{imp} = 2 \cdot 0,92 \cdot \Delta P_{imp} \cdot \cos 60^0 + 0,92 \cdot \Delta P_{imp}. \quad (2.46)$$

Для дробилок с числом осей $Z_o = 4; 6$ или 8

$$P_{imp} = 2 \cdot 0,92 \Delta P_{imp} \cos \left[\frac{360(z_0 - 2)}{4z_0} \right] + \left(\frac{z_0}{2} - 2 \right) 0,92 \Delta P_{imp} \cos \left[\frac{360}{4 \cdot z_0} (z_0 - 6) \right], \quad (2.47)$$

где $0,92$ – понижающий коэффициент.

При вращении центробежных сил они будут то прибавляться к силе тяжести, то вычитаться. Следовательно, цикл нагружений будет симметричным. Полагая распределение центробежных нагрузок равномерным по длине ротора, найдем интенсивность этих нагрузок

$$q_u = \frac{P_{\text{имр}} + P_{\text{цр}}}{L}, \quad (2.48)$$

где L – длина ротора (расстояние между крайними дисками), м.

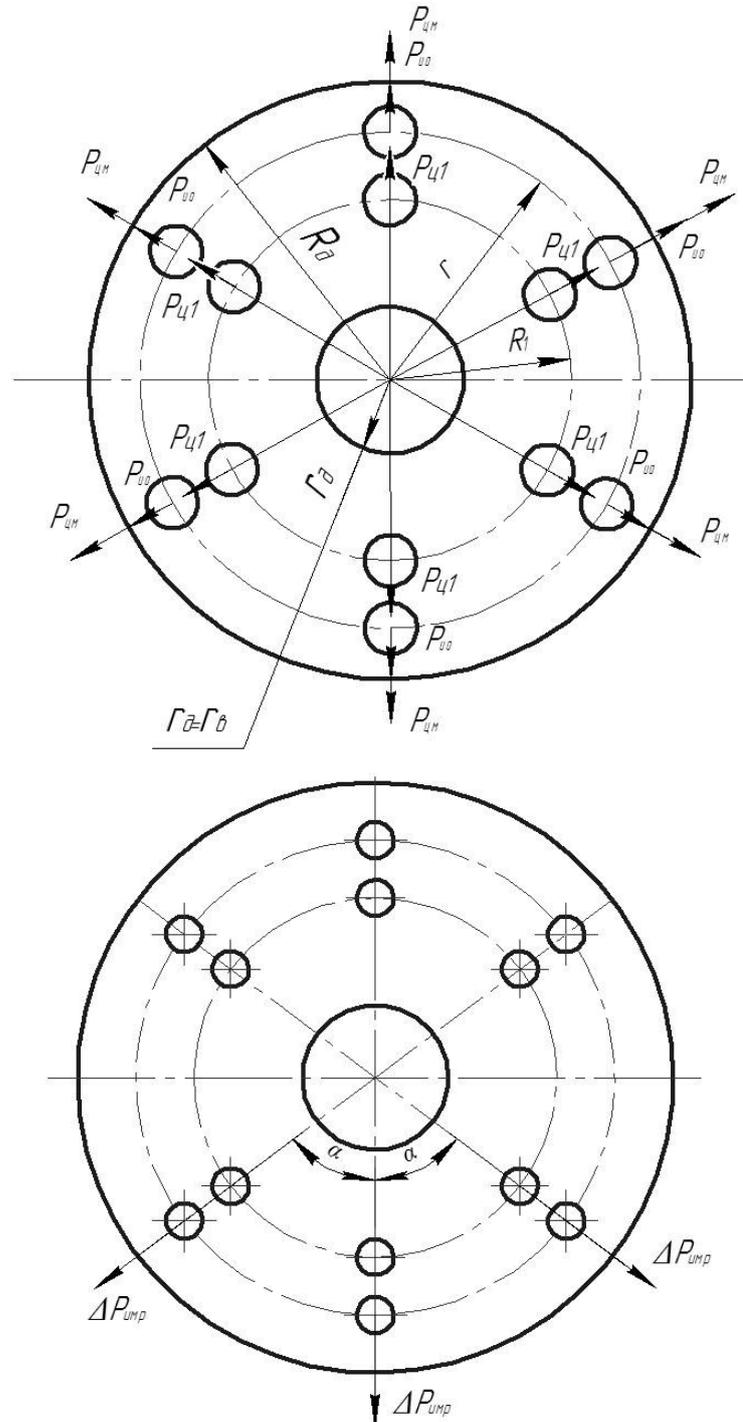


Рисунок 2.13 – Направления результирующей центробежной силы

Интенсивность распределенной статической нагрузки

$$q_{ст} = \frac{m_p \cdot q}{L} = \frac{G_p}{L}. \quad (2.49)$$

Максимальная и минимальная распределенные нагрузки

$$\begin{cases} q_{max} = q_u + q_{ст} \\ q_{min} = q_{ст} - q_u \end{cases}. \quad (2.50)$$

Максимальная и минимальная нагрузка на вал от муфты или шкива.

$$\begin{cases} P_{Mmax} = m_{муф} \cdot g + P_{цмуф} \\ P_{Mmin} = m_{муф} \cdot g - P_{цмуф} \end{cases}, \quad (2.51)$$

где g – ускорение свободного падения, $м/с^2$.

2.9 Расчет вала дробилки на прочность

Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов приведены на рисунке 2.14.

Определим реакции опор для схемы на рисунке 2.14 и построим эпюры изгибающих и крутящих моментов

$$\sum M_B = 0 - P_{Mmin} \cdot l_3 + R_E \cdot (L + l_4 + l_1) - q_{max} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right) = 0. \quad (2.52)$$

откуда

$$R_E = \frac{q_{max} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right) + P \cdot M_{min} \cdot l_3}{L + l_4 + l_1} \quad (2.53)$$

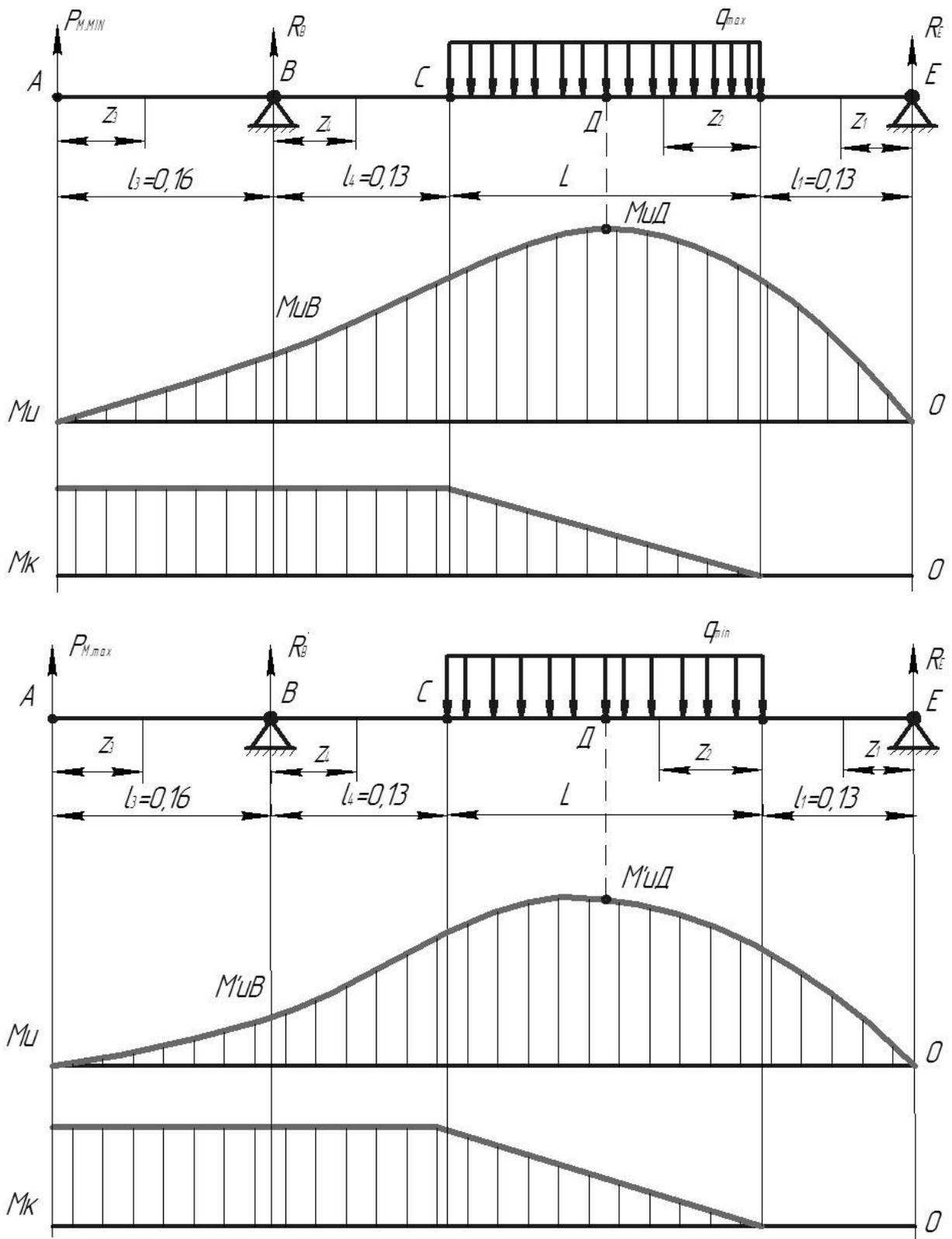


Рисунок 2.14 – Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов

$$\sum M_E = 0 - P_{M_{min}} \cdot (l_1 + l_3 + l_4 + L) - R_B \cdot (L + l_4 + l_1) + q_{max} \cdot L \left(\frac{L}{2} + l_4 \right) = 0. \quad (2.54)$$

Откуда

$$R_B = \frac{P_{M_{min}} \cdot (l_1 + l_4 + l_3 + L) + q_{max} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4 \right)}{L + l_1 + l_4}. \quad (2.55)$$

Запишем выражения изгибающих и крутящих моментов по участкам и построим эпюры изгибающих и крутящих моментов (рисунок 2.14)

1-й участок $0 \leq z_1 \leq l_1$

$$M_x(z_1) = R_E z_1 \left| \begin{array}{l} l_1 = R_E \cdot l_1 \\ 0 = 0 \end{array} \right. \quad (2.56)$$

2-й участок $0 \leq z_2 \leq L$

$$M_x(z_2) = R_E(l_1 + z_2) - q_{max} \cdot \frac{z_2^2}{2} \left| \begin{array}{l} L = R_E \cdot (l_1 + L) - q_{max} \cdot \frac{L^2}{2} \\ 0 = R_E \cdot l_1 \end{array} \right. \quad (2.57)$$

Найдем максимальный момент на участке два в точке Д

$$M'_x(z_2) = 0; \quad z = \frac{R_E}{q_{max}}. \quad (2.58)$$

$$M_{H(D)} = R_E l_1 + \frac{R_E^2}{2q_{max}}. \quad (2.59)$$

$$M_K(z_2) = \frac{N}{\omega} \cdot \frac{z_2}{L} \left| \begin{array}{l} L = \frac{N}{\omega} \\ 0 = 0 \end{array} \right. \quad (2.60)$$

3-й участок $0 \leq z_3 \leq l_3$

$$\left. \begin{array}{l} M_x(z_3) = P_{M \min} z_3 \left| \begin{array}{l} l_3 = P_{M \min} l_3 \\ 0 = 0 \end{array} \right. \\ M_K(z_3) = \frac{N}{\omega} \end{array} \right\} \quad (2.61)$$

4-й участок $0 \leq z_4 \leq l_4$

$$\left. \begin{array}{l} M_x(z_4) = P_{M \min} (l_3 + z_4) + R_B z_4 \left| \begin{array}{l} l_4 = P_{M \min} (l_3 + l_4) + R_B l_4 \\ 0 = P_{M \min} l_4 \end{array} \right. \\ M_K(z_4) = \frac{N}{\omega} \end{array} \right\} \quad (2.62)$$

Найдем максимальные изгибающие и крутящие моменты в опасных сечениях Д и В из выражения (2.58), (2.59) и (2.60)

$$M_{H(D)} = R_E l_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{R_E^2}{q_{\max}} \quad (2.63)$$

$$M_{K(D)} = \frac{N \cdot R_E}{\omega L \cdot q_{\max}} \quad (2.64)$$

$$M_{H(B)} = P_{M \min} \cdot (l_3 + l_4) + R_B \cdot l_4 \quad (2.65)$$

$$M_{K(B)} = \frac{N}{\omega} \quad (2.66)$$

Аналогично определим изгибающие и крутящие моменты в опасных сечениях Д и В при минимальных нагрузках

$$M'_{И(Д)} = R'_E \cdot l_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{R_E^2}{q_{min}}. \quad (2.67)$$

$$M'_{И(В)} = P_{Mmax} \cdot (l_3 + l_4) + R'_B \cdot l_4. \quad (2.68)$$

$$R'_E = \frac{q_{min} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right) + P_{Mmax} \cdot l_3}{L + l_1 + l_4}. \quad (2.69)$$

$$R'_B = \frac{-P_{Mmax} \cdot (l_1 + l_3 + l_4 + L) + q_{min} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right)}{L + l_1 + l_4}. \quad (2.70)$$

Крутящие моменты аналогичны выражениям (2.64) и (2.66).

Диаметры вала в опасных сечениях определяют, полагая, что возможны пиковые изгибающие и крутящие моменты вдвое превышающие максимальные.

Расчет ведут по эквивалентному моменту (в сечении Д)

$$M_{И(Д)тик.экс} = \sqrt{(2M_{И(Д)})^2 + (2M_{К(Д)})^2}. \quad (2.71)$$

Диаметр вала в сечении Д

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{M_{И(Д)тик.экс}}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}}. \quad (2.72)$$

Эквивалентный момент в сечении В

$$M_{H(B)тик.эв} = \sqrt{(2 \cdot M_{H(B)})^2 + (2 \cdot M_{K(B)})^2}. \quad (2.73)$$

Диаметр вала в сечении В

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{H(B)тик.эв}}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}}. \quad (2.74)$$

Рассчитаем максимальные и минимальные напряжения цикла

$$\sigma_{max} = \frac{M_{H(D)}}{0,1 \cdot d_D^3}. \quad (2.75)$$

$$\tau_{max} = \frac{M_{K(D)}}{0,2 \cdot d_D^3}. \quad (2.76)$$

$$\sigma_{min} = \frac{M'_{H(D)}}{0,1 \cdot d_D^3}. \quad (2.77)$$

Среднее нормальное напряжение

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}. \quad (2.78)$$

Амплитуда цикла

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}. \quad (2.79)$$

Определим запас прочности по текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} \geq [n_T] = 2,1. \quad (2.80)$$

Коэффициент циклической прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$\left. \begin{aligned} n_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{K \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \\ n_\tau &= \frac{\tau_1}{K_1 \cdot \tau_{max}} \end{aligned} \right\}, \quad (2.81)$$

где K, K_1 – результирующие коэффициенты;

ψ_σ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

$$\left. \begin{aligned} K &= \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v} \\ K_1 &= \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v} \end{aligned} \right\}, \quad (2.82)$$

где K_σ и K_τ – коэффициенты концентрации напряжений;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициента масштабного фактора;

K_F – коэффициент качества обработки [6];

K_v – коэффициент поверхностного упрочнения.

Общий запас прочности

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = 2. \quad (2.83)$$

При невыполнении любого из условий (2.70), (2.83) необходимо увеличить диаметр вала и расчет повторить. При чрезмерном превышении надо уменьшить диаметр вала и расчет повторить.

2.10 Расчет вала дробилки на виброустойчивость

Расчет на виброустойчивость заключается в определении критической угловой скорости вала ω_k и сравнении ее с угловой скоростью вращения. Для жестких валов должно выполняться условие $\frac{\omega}{\omega_k} \leq 0,7$, а для гибких – $\frac{\omega}{\omega_k} > 1,2$. (Вал считается жестким, если его скорость вращения меньше критической, и гибким – если больше критической.)

Валы дробилок обычно выполняют жесткими. При составлении расчетной схемы будем полагать вал невесомым, а массы – сосредоточенными в местах установки муфты и дисков (рисунок 2.15).

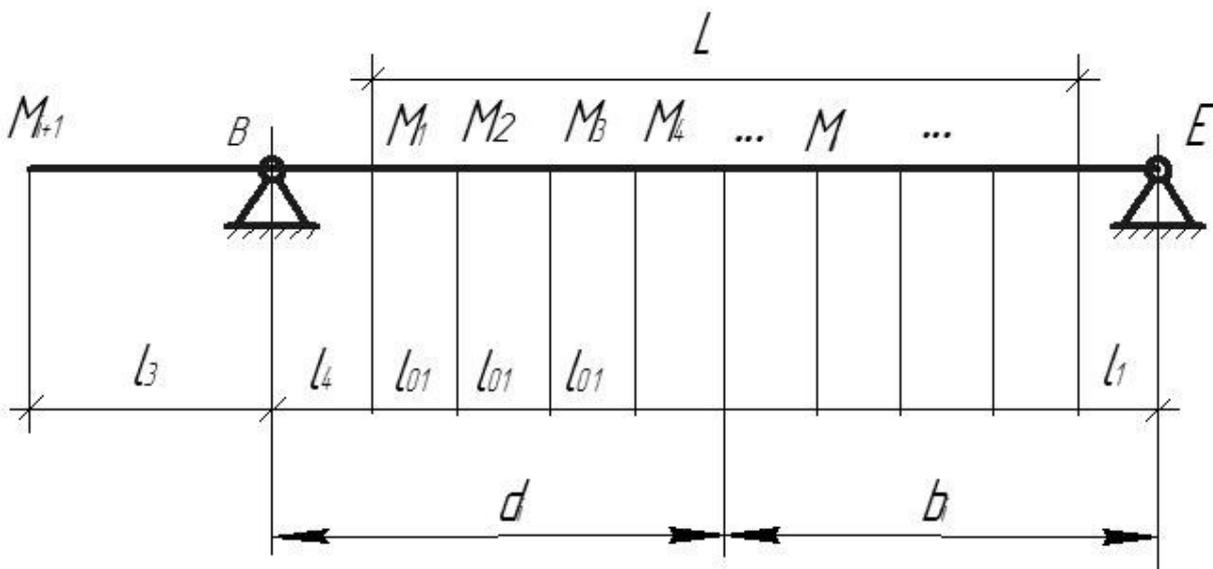


Рисунок 2.15 – Расчетная схема вала на виброустойчивость

Принимаем

$$M_1 = M_2 = M_3 = M_4 = \dots = M_i = \frac{m_p}{n_\partial}. \quad (2.84)$$

$$M_{i+1} = m_{\text{мф}} + \frac{\pi \cdot d_D^2}{4} \cdot l_3 \cdot \rho_{\text{ст}}. \quad (2.85)$$

При определении собственной частоты колебаний вала воспользуемся формулой Донкерлея, при этом следует помнить, что она дает всегда несколько завышенные значения собственной частоты.

$$\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \frac{1}{\omega_3^2} + \dots + \frac{1}{\omega_i^2} + \frac{1}{\omega_{i+1}^2}, \quad (2.86)$$

где ω_k^2 – квадрат критической угловой скорости вала;

$\omega_1^2, \omega_2^2 \dots \omega_{i+1}^2$ – квадраты критических угловых скоростей вала с одной соответствующей индексу частоты массой.

$$\omega_i^2 = \frac{C_i}{M_i}, \quad (2.87)$$

где C_i – жесткость вала в месте расположения i -ой массы, Н/м;

M_i – масса, кг.

Жесткость вала при расположении массы слева от опоры

$$C_{i+1} = \frac{3 \cdot E \cdot J_1 \cdot J_2}{J_2 \cdot l_3^2 \cdot (L + l_1 + l_4) + J_1 \cdot l_3^3}. \quad (2.88)$$

Жесткость вала при расположении массы между опорами В и Е

$$C_{i+1} = \frac{3 \cdot E \cdot (L + l_1 + l_4)^2 \cdot J_1}{a_i^3 \cdot b_i^2 + a_i^2 \cdot b_i^3}, \quad (2.89)$$

где $J_1 = \frac{\pi \cdot d_B^4}{64}$;

$$J_2 = \frac{\pi \cdot d_D^4}{64};$$

$$a_i = l_4 + l_{01}(i-1);$$

$$b_i = (L + l_1 + l_4) - a_i;$$

i – номер диска.

Рассчитав критическую угловую скорость вала по формуле (2.86) необходимо убедиться, что выполняется условие

$$\frac{\omega}{\omega_k} \leq 0,7, \quad (2.90)$$

где ω – угловая скорость вала дробилки, рад/с.

Если $\frac{\omega}{\omega_k} \geq 0,7$ необходимо увеличить диаметр вала d и повторить расчет.

2.11 Определение скорости молотков дробилки с учетом скорости воздушно-продуктового слоя

Показатели работы дробилки зависят от конструктивных параметров ротора как основного измельчающего органа, физико-механических свойств измельчаемого материала, степени измельчения, показателей кинематического и динамического режимов работы, а качество и эффективность в значительной мере – от разрушающей скорости

$$V_{разр} = \sqrt{K_D \cdot \sigma_{вст} \cdot \ln\left(\frac{a}{x_1}\right) \rho}, \quad (2.91)$$

где $K_D \approx 1,4-2,0$ – коэффициент пропорциональности;

$\sigma_{вст}$ – предел прочности зерна в статических условиях, МПа;

a – длина зерна, мм;

x_1 – размер недеформированной части зерна (оставшейся после удара), мм;

ρ – плотность измельчаемого материала, кг/м³.

Отсюда видно, что разрушающая скорость зависит от физико-механических свойств измельчаемого материала и величины допустимой деформации. Однако в дробилках не обеспечиваются условия однократного разрушения зерна, так как на процесс измельчения оказывает свое действие вращающийся в дробильной камере воздушно-продуктовый слой, в результате скорость соударения молотков с зерном меньше.

Учитывая это, скорость молотков определяют по формуле:

$$V_m = V_{разр} + V_{сл} \text{ или } V_m = V_{разр} / (1 - \beta_{сл}), \quad (2.92)$$

где $V_{сл}$ – скорость движения воздушно-продуктового слоя, м/с;

$$\beta_{сл} = V_{сл} / V_m = 0,4-0,5.$$

Таким образом, с учетом скорости движения воздушно-продуктового слоя скорость молотков для однократного разрушения должна быть в 1,5-2 раза выше расчетной разрушающей.

Принимая во внимание степень измельчения и многократное воздействие молотков на частицы измельчаемого материала, скорость разрушения рассчитывают по формуле:

$$V'_{разр} = \sqrt{K_3 (0,81 + 2,3 \lg \lambda)}, \quad (2.93)$$

где $V'_{разр}$ - разрушающая скорость молотков при многократном воздействии на материал, м/с;

$K_3 = K_0 \cdot \sigma_{вст} / \rho$ - характеристика физико-механических свойств материала;
 λ - степень измельчения.

Самой энергоемкой культурой при измельчении является ячмень. Тогда для ячменя сорта Винер с относительной влажностью 10-12 %, $\rho = 1320 \text{ кг/м}^3$, $\sigma_{вст} = 7 \text{ МПа}$ и $K_0 = 1,8$ выражение (2.93) примет вид

$$V'_{разр} = 31,2 \sqrt{0,81 + 2,3 \lg \lambda}. \quad (2.94)$$

Число ударов, которое необходимо нанести зерну, чтобы достичь заданной степени измельчения равно

$$z_{уд} = \lambda(\lambda - 0,445). \quad (2.95)$$

Пример. Нужно достичь степень измельчения λ за 8 ударов для ячменя влажностью 10-12 % сорта Винер. Тогда $\lambda = 3,06$; произведя расчеты по формуле (2.93), получим $V'_{разр} \approx 43,3 \text{ м/с}$. Приняв $\beta_{сл} = 0,4$ и сделав расчет по формуле (2.94), необходимую скорость молотков получим $V_M = 72,2 \text{ м/с}$.

3 Дробилки для химических технологий

3.1 Современные конструкции дробилок для химических технологий

3.1.1 Дробилка МПС-150

Дробилка МПС-150 (рисунок 3.1, 3.3) предназначена для измельчения минерального и технологического сырья средней твердостью до 7 единиц по шкале Мооса и температурой плавления не менее 150 °С, с влажностью до 8-10 %, при которой не происходит замазывание колосниковых решеток. Дробилка может быть установлена, как в помещении, так и на открытой площадке под навесом. Дробилка отлично себя зарекомендовала в производстве строительных материалов, керамики, наполнителей асфальта, бетона. Малый перечень материалов для дробления: стекло, бетон, мел (безводный), доломит, шамот, соль, полимеры (некоторые виды), а также техногенное сырьё и продукты химических производств. Отличительной особенностью дробилки МПС-150 является компактность. Применяется для мелкого дробления сыпучих материалов при влажности не более 7 %. Идеальное решение для малого производства.

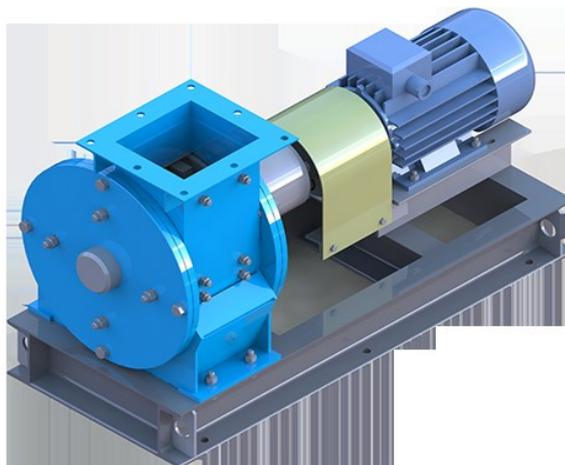


Рисунок 3.1 – Дробилка МПС-150

Устройство молотковой дробилки МПС-150 представлено на рисунке 3.2



Рисунок 3.2 – Устройство молотковой дробилки МПС-150

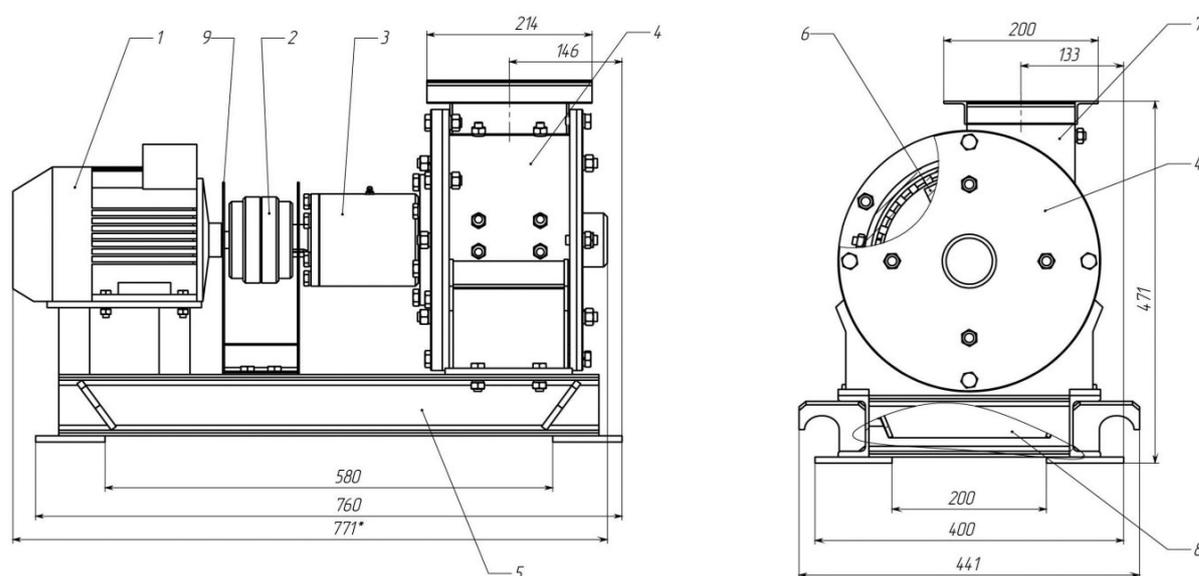


Рисунок 3.3 – Общий вид молотковой дробилки МПС-150

Привод осуществляется от электродвигателя 1 (рисунок 3.3) посредством втулочно-пальцевой муфты 2. Ротор 6, смонтирован в подшипниковых опорах 3, установленных на корпусе 4. Электродвигатель и корпус установлены на общей раме 5. Загрузка исходного материала производится через патрубок загрузки 7. В нижней части дробилки находится разгрузочное устройство 8 через которое осуществляется

разгрузка материала в транспортную тару или на транспортную систему. Наружные вращающиеся части ограждены кожухом 9. Исходный материал, непрерывно подается через загрузочную воронку. Дробление происходит за счет удара сырья о молотки, отбойники броней и колосниковых решеток. Готовый продукт просыпается сквозь отверстия в решетке. Во время работы дробилки, верхняя часть патрубка загрузки должна быть закрыта пересыпным устройством во избежание выброса материала.

3.1.2 Мельница шахтная МСМ-1000

Мельницы шахтные или мельницы МСМ (рисунок 3.4) мокрого измельчения используются для измельчения угля, шамота и глины. Свое название «шахтная» мельница получила по причине работы в одном цикле с сепараторами-сушилками шахтного типа. Шахтная мельница относится к механизмам ударного действия и ее прототипом можно назвать молотковую дробилку. Машины ударного действия оснащены вращающимися роторами с молотками, билами или пальцами.

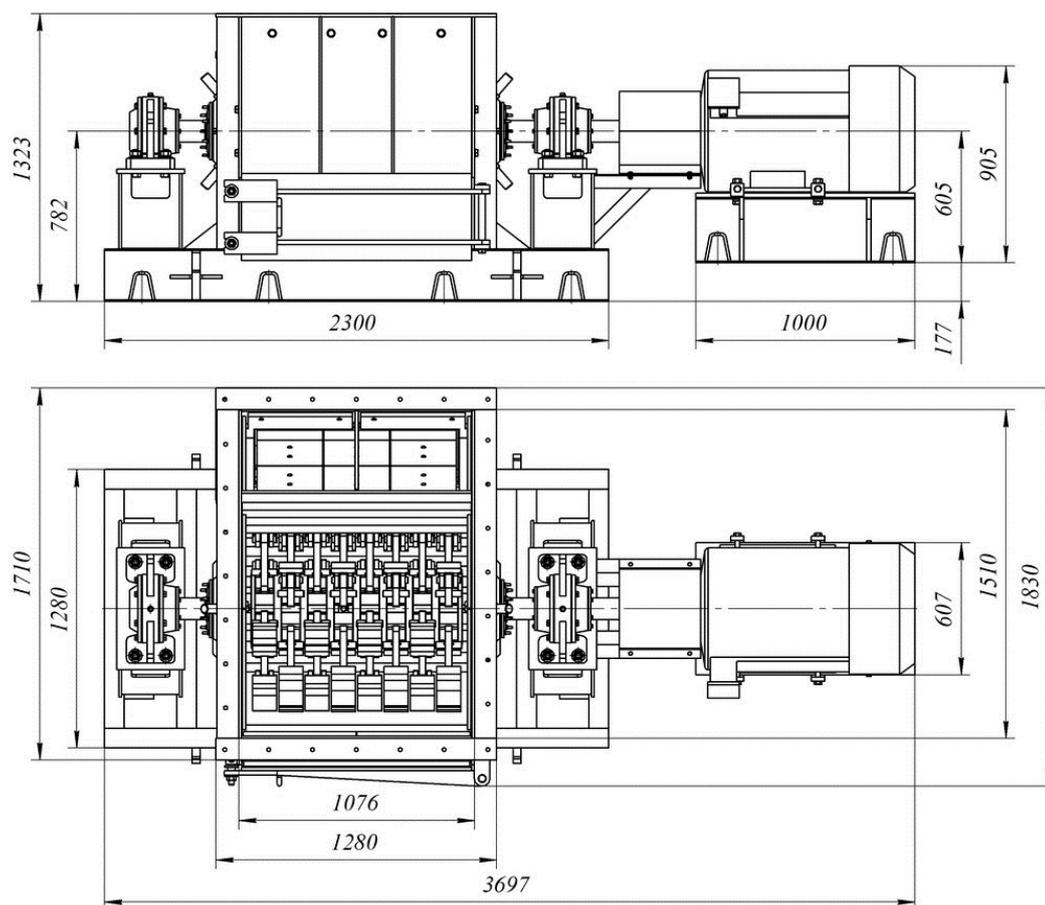


Рисунок 3.4 – Мельница шахтная МСМ-1000

Шахтная мельница представляет собой видоизмененные модели молотковых дробилок, в которых частицы, измельченные ударами бил, подхватываются потоком газов, поступающих в корпус мельницы по специальному каналу, и выносятся в шахту, в которой отсеиваются. Крупные же частицы падают в мельницу на доизмельчение.

Загрузка шахтной мельницы происходит благодаря различным модификациям питателей. Мельница устанавливается на помольном участке в соответствии с расположением других агрегатов. При более тонком размельчении сырья снижается производительность мельницы, а также увеличивается расход энергии.

В шахтную мельницу сырье поступает по трубе. Ротор измельчает сырье, после чего оно поступает в шахту. Вынос сырья из мельницы осуществляется под давлением газа, поступающего по специальному каналу. В шахте измельченный материал просеивается под собственным весом. Если сырье недостаточно было измельчено на предыдущем этапе, крупные куски повторно измельчаются в мельнице. Мелкие частицы попадают в осадительное устройство. Зачастую шахтные мельницы оснащаются отбойными решетками или жалюзи с поворотными лопастями, что улучшает сепарационную функцию. Под воздействием горячего газа сырье может быть высушено, то есть мельница может эффективно использоваться в качестве осушительного агрегата. Положение отбойных плит и объем поступающего газа могут регулироваться, благодаря чему регулируется степень измельчения сырья. Когда горячий газ поступает в шахту, она расширяется вверху для лучшего распределения потока по высоте. Недостатком такого механизма является скопление измельченного материала на стенках, следствием чего может быть неравномерная загрузка мельницы. Чтобы избежать излишней нагрузки на била, задняя и передняя стенки шахты выполняются под наклоном 60° , а материалом верхней части шахты служит толстый слой листовой стали.

3.1.3 Дробилка валковая зубчатая ДВЗ 2М. Это двухвалковая дробилка с рифлено-зубчатыми валками, предназначенная для среднего дробления хрупких материалов (отходы стекла, керамики), а также материалов низкой и средней прочности (рисунок 3.5, 3.6).

Одной из положительных характеристик дробилки является невысокий удельный расход электроэнергии, а также надежность и простота эксплуатации. Загрузку дробилки можно производить с помощью питателей различных модификаций в зависимости от места установки и общей компоновки оборудования на помольном участке.

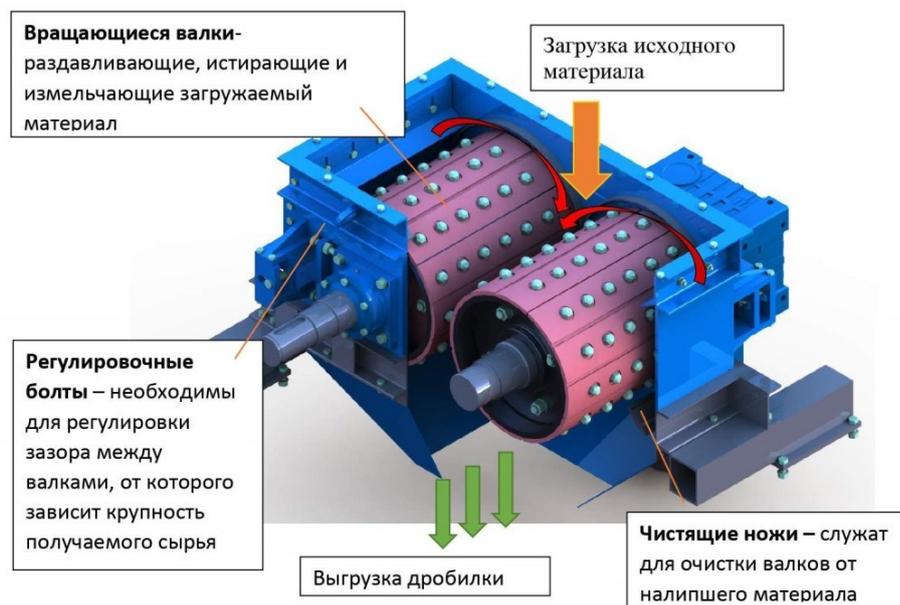


Рисунок 3.5 – Устройство валковой дробилки ДВЗ 2М

Разновидности валков подбираются в зависимости от физических свойств материала. Дробилка с зубчатыми валками предназначена для среднего дробления хрупких материалов, а также материалов низкой прочности (до 50 МПа): кокс, уголь, глина. Дробление материала осуществляется методом сжатия и истирания за счет расположения зубцов в шахматном порядке.

3.1.4 Дробилка с гладкими валками ДВГ 200×125

Дробилка с гладкими валками ДВГ 200×125 применяется для дробления хрупких сыпучих материалов различной прочности, в том числе для сухого дробления горных пород.

Валковая дробилка ДВГ 200×125 имеет небольшие габаритные размеры и способна дробить материалы с исходной фракцией входного куска до 12 мм. Размер

фракции на выходе из дробилки может варьироваться с помощью механизма регулирования расстояния между валками от 0,5 мм до 8 мм (рисунок 3.7, 3.8).

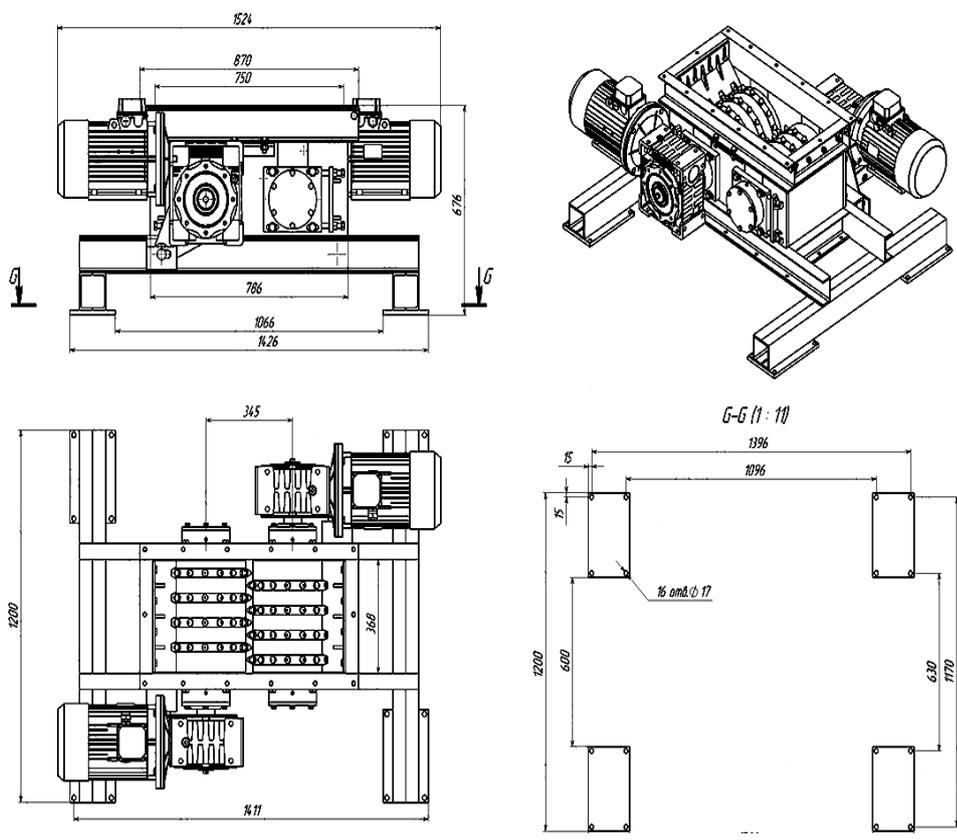


Рисунок 3.6 – Валковая дробилка ДВЗ 2М



Рисунок 3.7 – Валковая дробилка ДВГ 200×125

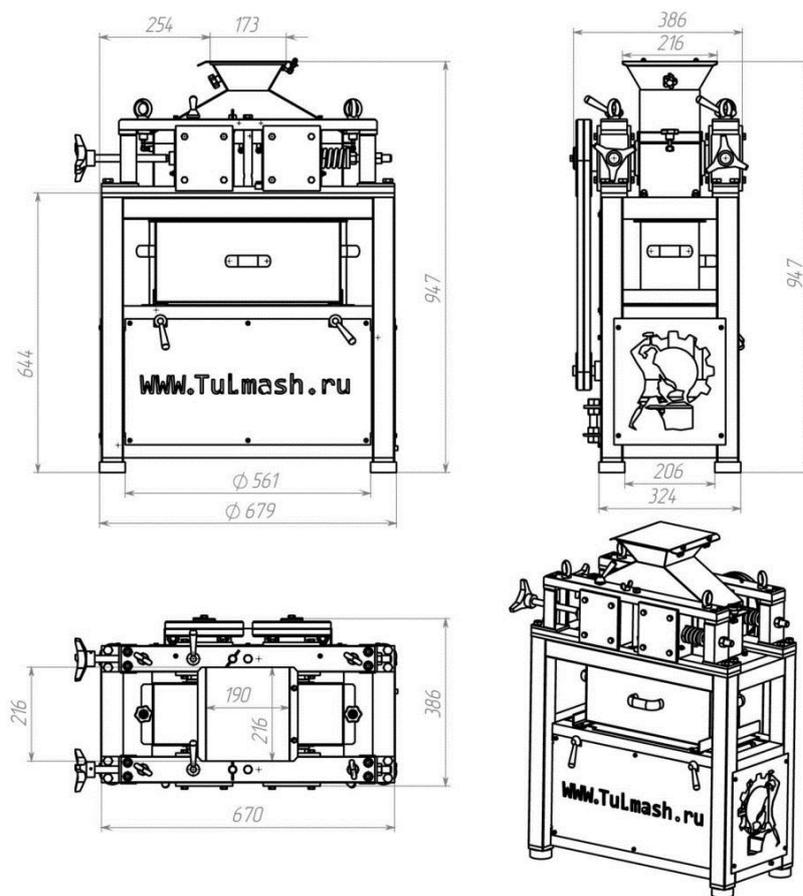


Рисунок 3.8 – Габаритный чертёж валковой дробилки ДВГ 200×125

Из-за своих небольших габаритных размеров, а также невысокой производительности, валковая дробилка ДВГ 200×125 применяется на небольших производствах для переработки стекла, огнеупорных материалов, полезных ископаемых, шлаков и разнообразных формовочных смесей.

Основным рабочим органом дробилки, являются два валка, которые вращающиеся навстречу друг другу с различной скоростью. Крутящий момент на рабочие валки передается от двух электродвигателей, (мощность каждого привода составляет 1,1 кВт) посредством клиноременной передачи.

Для измельчения различных материалов и получение разной крупности куска на выходе, валки дробилки оснащены механизмом регулировки.

Все эти основные элементы, монтируются на сварную раму, на которую также устанавливается загрузочная и выгрузная воронка, а также приемный бункер.

3.1.5 Дробилка валковая с рифлеными валками ДВР 2L

Валковая дробилка с рифлеными валками (рисунок 3.9-3.11) предназначена для дробления кусковых материалов низкой и средней прочности (70-120 МПа, 700-1200 кгс/см²) с влажностью до 25 %. Дробилку можно использовать для тонкого и среднего измельчения мела, мергеля, угля, глинистого сланца, а также для измельчения (с одновременным раздавливанием) вязких и влажных материалов, например глин.

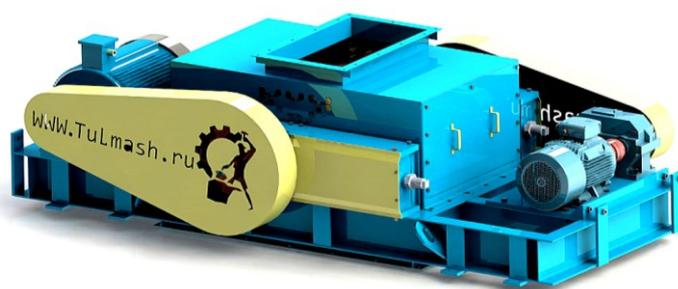


Рисунок 3.9 – Дробилка валковая с рифлеными валками ДВР 2L

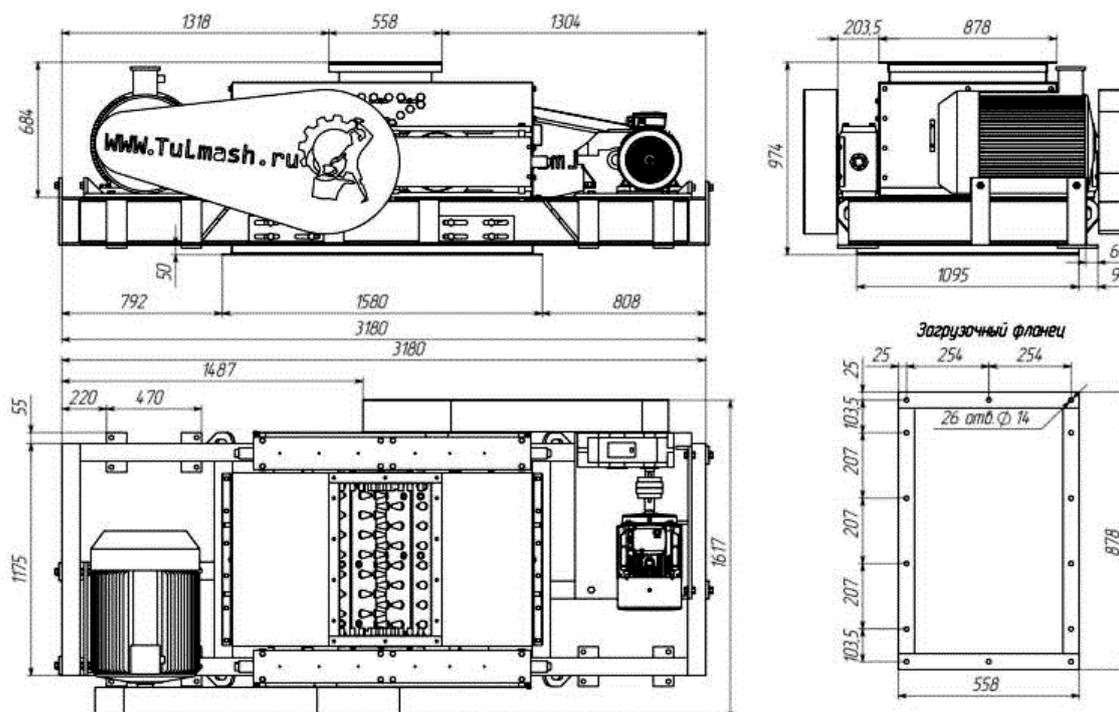


Рисунок 3.10 – Дробилка валковая с рифлеными валками ДВР 2L

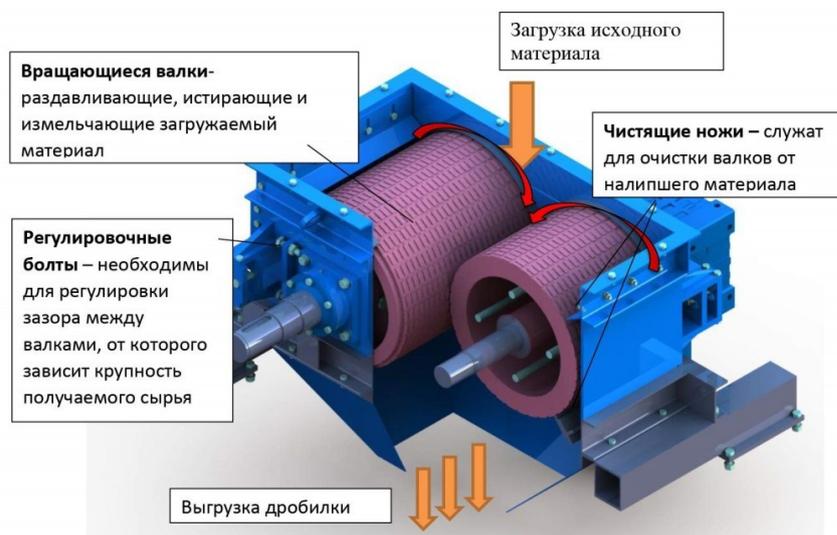


Рисунок 3.11 – Устройство валковой дробилки DVR 2L

Материал затягивается вращающимися навстречу валками и измельчается за счет сжатия и истирания. Однократное сжатие в рабочем пространстве дробилки обуславливает малый выход переизмельченного материала. Дробилка с рифлеными валками обеспечивает лучшее зацепление с дробимым материалом за счет наличия шероховатой поверхности на валках. Материал затягивается вращающимися навстречу валками и измельчается за счет сжатия и частично истирания. Дробилка может быть установлена как в помещении, так и на открытой площадке под навесом.

Основными быстро изнашиваемыми расходными элементами дробилки являются накладки валков, отлитые из стали 70ХЛ.

3.1.6 Центробежная мельница трехступенчатая ударная МЦ-700

Центробежная мельница трехступенчатая ударная МЦ-700 (рисунок 3.12-3.13) способна тонко измельчать сырье без больших затрат электроэнергии. Тонкое измельчение может достигаться без внутренней сепарации. А при ее наличии, технические показатели этого вида мельницы повышаются. Мельница ударно центробежная способна измельчать сырье влажностью не более 4 % и температурой плавления более 300 °С. Размер частиц, получаемых на выходе, составляет не более 140 мкм.

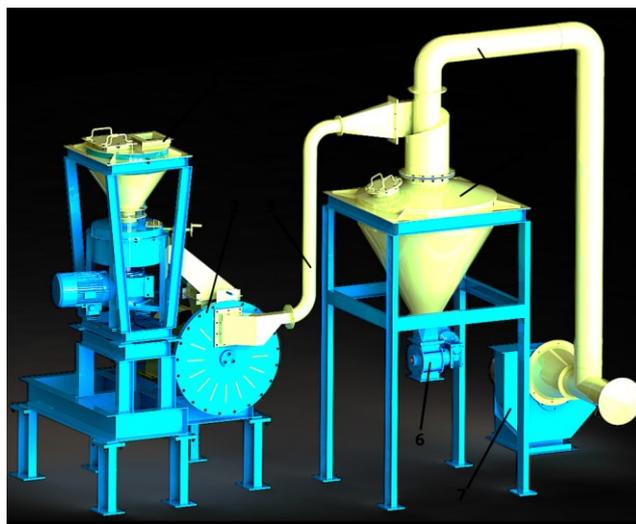


Рисунок 3.12 – Устройство комплекса измельчения на базе мельницы МЦ-700

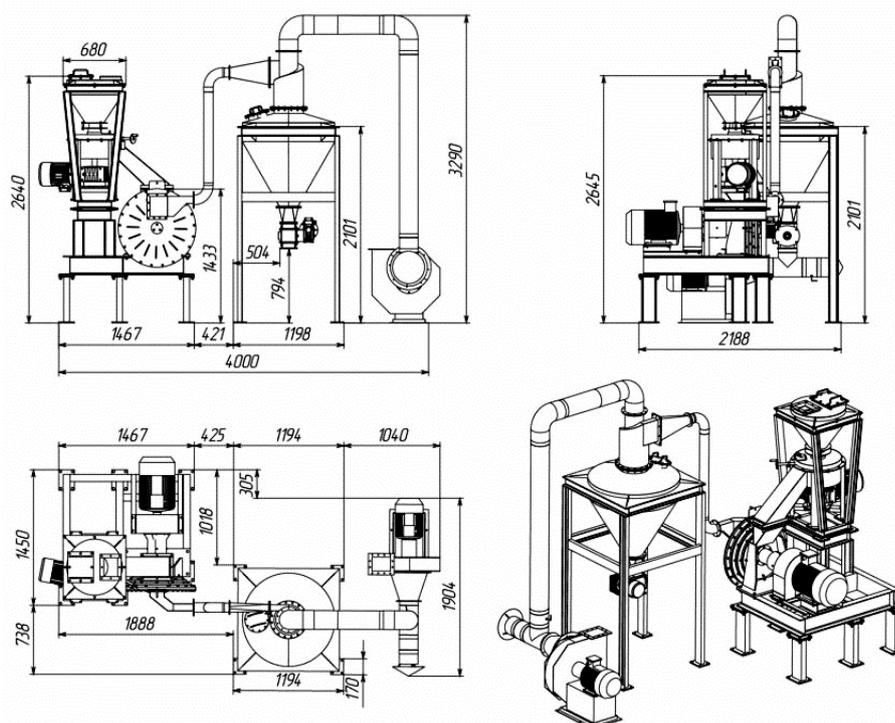


Рисунок 3.13 – Габаритный чертеж комплекса измельчения на базе мельницы МЦ-700

Принцип работы центробежной ударной трехступенчатой мельницы. После загрузки сырья разнообразными питателями, оно измельчается лопатками ротора и отбойниками брони. Затем измельченное сырье под давлением воздуха поступает в выходной патрубок. Патрубок требуется подсоединить к воздуховоду. Экологичность центробежных мельниц достигается за счет очищения воздуха на выходе ру-

кавным фильтром и пылеуловителем. В зависимости от расположения других агрегатов, выбирается место удобное для установки центробежной мельницы. При максимально тонком измельчении сырья растет расход электроэнергии, а производительность мельницы снижается. Это также следует учитывать для эффективной эксплуатации центробежной мельницы.

Области применения центробежных мельниц:

- 1) переработка руды - измельчение рудных и нерудных материалов: горных пород и рудных концентратов, в том числе волластонита, асбеста и слюды;
- 2) переработка промышленных отходов горнометаллургического и теплоэнергетического переделов: шлаки и отвалы ТЭС, хвосты ГОКов, пиритные огарки и т.д.;
- 3) производство топлива: измельчение угля для водоугольного топлива;
- 4) производство сверхтвердых материалов: для сверхизмельчения металлических, керамических и абразивных порошков при получении функциональной и конструкционной керамики, металлокерамики, режущего инструмента, огнеупоров и теплоизоляторов;
- 5) производство металлических порошков: для порошковой металлургии и других нужд механическим измельчением стружки и листового проката;
- 6) производство минеральных пигментов: измельчения графита, кокса, сажи и антифрикционных материалов;
- 7) производство строительных материалов: цементов разного назначения, микрокальцита (гипс, мрамор, мел), сухих строительных смесей, модифицирующих добавок растворов и бетона, производство наполнителей лакокрасочных материалов;
- 8) переработка отходов различных производств: совместное измельчение и смешение компонентов.

Мельница МЦ-700 включает в себя следующее оборудование: тарельчатый питатель 1, мельницу 2, воздуховоды 3, 4, циклон-бункер 5, питатель секторный 6, вентилятор 7.

Тарельчатый питатель 1 представляет собой сварную конструкцию, включающую в себя собственно корпус, скребок, диск и кожух. На кожухе расположен люк

для осмотра и чистки аппарата. Питатель работает следующим образом: диск вращается вокруг своей оси. Материал, поступающий в питатель, из загрузочной воронки, под действием центробежных сил расходуется по стенкам корпуса, где расположен скребок, который непрерывно сбрасывает материал с диска на течку и так же регулирует поток материала за счет винта регулировки. Также для регулирования производительности установлен частотный преобразователь, которой регулируется в ручную. После течки материал поступает в мельницу.

Мельница 2 представляет собой сварную раму, на которой смонтированы камера измельчения, подшипниковая опора с ротором и электродвигатель. Вращение от двигателя к ротору передается посредством муфты. Загрузка исходного материала производится через патрубок. Выход пылевоздушной смеси происходит через выходной патрубок. Степень измельчения частично регулируется шибером. На корпусе подшипников смонтированы рубашки охлаждения. Наружные вращающиеся части ограждены кожухом. Исходный продукт поступает через патрубок загрузки. Под действием центробежных сил частицы устремляются к периферии дисков, измельчаясь при ударе о лопасти роторов и броню роторной камеры. Из мельницы готовый продукт выходит с потоком воздуха, создаваемым роторами. Загрузку мельницы рекомендуется производить при помощи питателей, обеспечивающих необходимую равномерную подачу материала. Патрубок выгрузки рекомендуется присоединить к воздуховоду 3 аспирационной (осадительной) системы, в которой происходит отделение материала от пылевоздушной смеси.

Циклон бункер 5 представляет собой сварную конструкцию, включающую в себя собственно циклон и бункер, патрубки ввода и вывода газа. На корпусе бункера расположен люк для осмотра и чистки аппарата. Циклон может изготавливаться как правого, так и левого исполнения. Циклон работает следующим образом: пылевоздушная смесь через входной патрубок поступает в циклон. Расположение входного патрубка по касательной к корпусу циклона, в котором верхняя часть выполнена в виде винтовой поверхности, способствует закручиванию пылегазового потока и направлению его вниз. Отделение частиц пыли или продукта в закрученном потоке происходит под действием центробежных сил в пространстве между корпусом цик-

лона и патрубком вывода. Отделившаяся пыль, под действием силы тяжести, опускается в бункер. Выгрузка из бункера осуществляется через питатель секторного типа 6 или иное разгрузочное устройство. Аппарат работает без давления. Привод питателя секторного осуществляется от мотор-редуктора. Материал подается в секторы ротора через загрузочное окно корпуса под собственным весом. При вращении ротора материал перемещается в корпусную часть питателя и выгружается в нижней части корпуса. Периметр лопаток ротора футерован резиной, что позволяет создать необходимое уплотнение между вращающимися частями и корпусом. Очищенный воздух по воздуховоду 4 направляется в вентилятор 7.

3.1.7 Мельница аэробильная

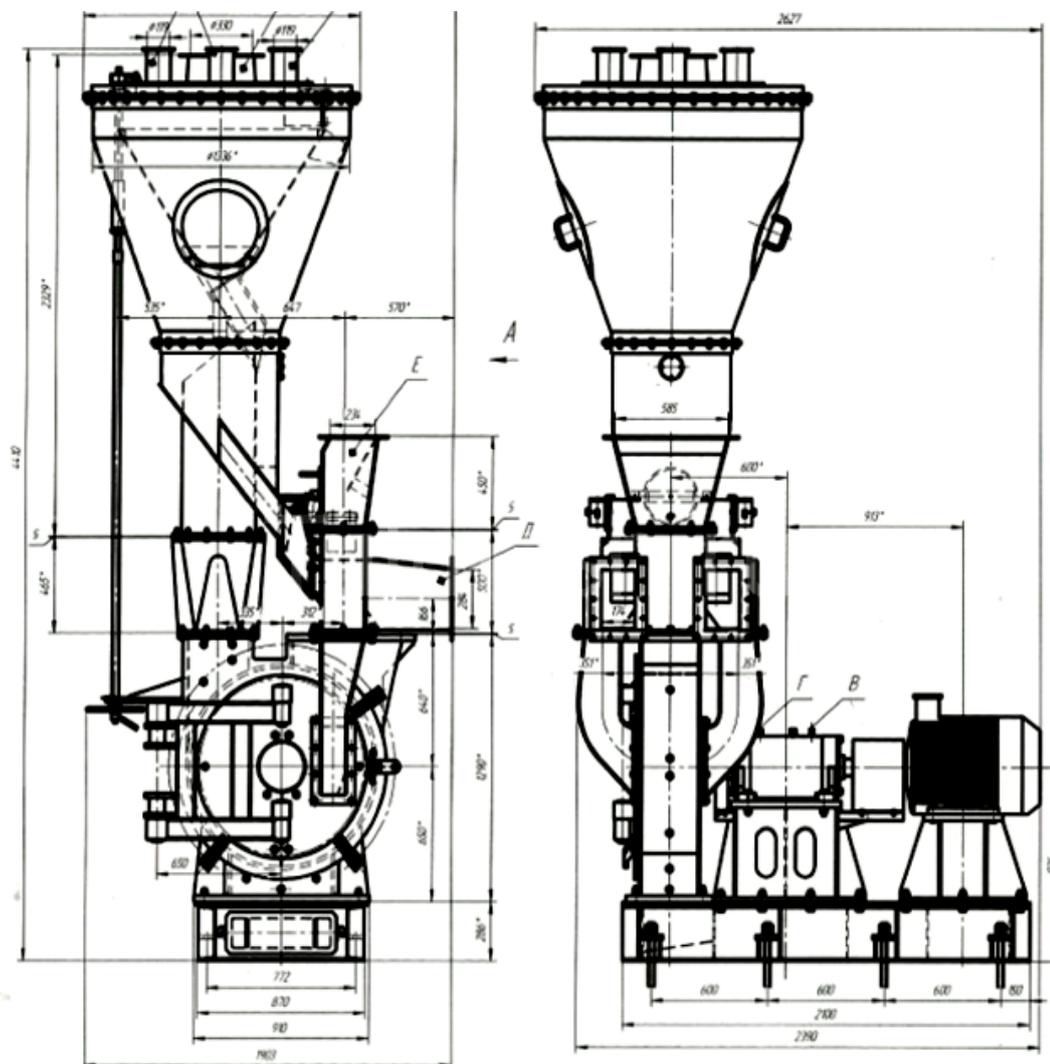


Рисунок 3.14 – Аэробильная мельница МПА 850×200

Преимущество аэробильной мельницы (рисунок 3.14) заключается в том что одновременно с дроблением происходит сушка материала, что существенно уменьшает затраты на оборудование. Данная мельница предназначена для тонкого помола материала. Как правило, аэробильная мельница используется в стекольной промышленности. Аэробильные мельницы применяются для измельчения мягких и средних по твердости материалов – глины, угля, известняка и комовой извести, гипсового камня, трепела и др. Этот тип мельниц применим для работы по замкнутому циклу под вакуумом и для помола с одновременной подсушкой измельчаемых материалов горячими газами. Основная область применения данной мельницы – сырьевой компонент шихты для получения стекла. Данный компонент мы получаем путём помола известняка. Мельница аэробильная требует подачи холодной воды $t = 10-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, с рабочим давлением водопровода (max 3 атм.) в рубашку охлаждения корпуса подшипников.

3.2 Дробилки ударного действия. Область применения, принцип действия, классификация

Дробилки ударного действия используют для измельчения малоабразивных материалов средней прочности и мягких известняков, гипса, калийных руд, барита, каменного угля и др. Эти дробилки позволяют получить высокую степень дробления $i = 15-20$, а в отдельных случаях до $i = 50$, в результате чего уменьшается число стадий дробления. Они отличаются простотой конструкции, малой металлоемкостью, удобством обслуживания.

Дробление материала происходит под воздействием механического удара; при этом кинетическая энергия движущихся тел частично или полностью переходит в энергию деформации разрушения.

По конструктивному исполнению различают роторные и молотковые дробилки.

Роторные дробилки применяют для дробления известняка, доломита, руд, мрамора и других подобных им материалов с малой абразивностью. Их выпускают двух типов: для крупного дробления, которые используют на первичной стадии

дробления; для среднего и мелкого дробления, используемые на заключительных стадиях дробления. Работа таких дробилок основана на принципе разрушения пород ударными нагрузками.

В коробчатом корпусе 3 роторной дробилки размешены вращающийся с большой скоростью ротор 1 с билами 2, жестко закрепленными на его внешней поверхности (рисунок 3.15).

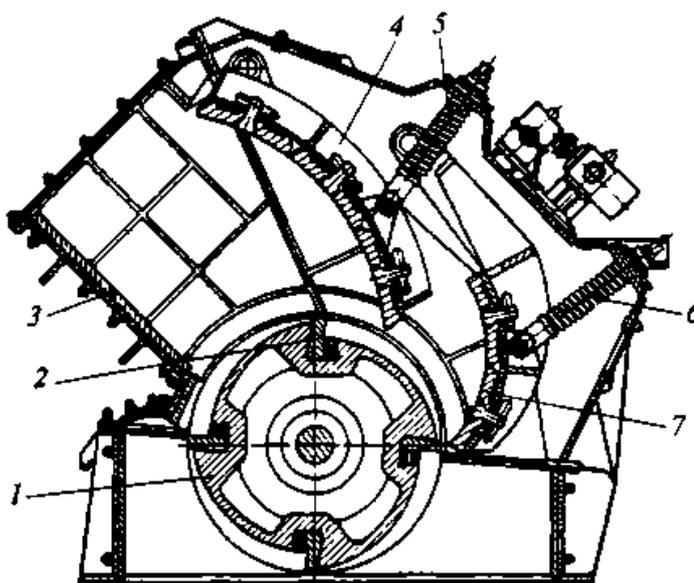


Рисунок 3.15 – Роторная дробилка

Вращение ротору сообщается от электродвигателя через клиноременную передачу. Внутри корпуса подвешены отражательные плиты 4 и 7, нижняя часть которых опирается на пружинно-регулирующее устройство 5 и 6, позволяющее регулировать ширину выходной щели, а также пропускать недробимое тело при его попадании в камеру дробления. Дробление материала осуществляется в результате удара по нему бил и удара кусков об отражательные плиты благодаря чему достигается высокая степень дробления.

Молотковые дробилки применяют для дробления пород средней прочности, а также мягких материалов, таких, как шлак, гипс, мел, глины.

В сварном корпусе 7 молотковой дробилки (рисунок 3.16) установлены ротор 2, отбойная плита 4, поворотная 5 и выдвижная колосниковая 6 решетки.

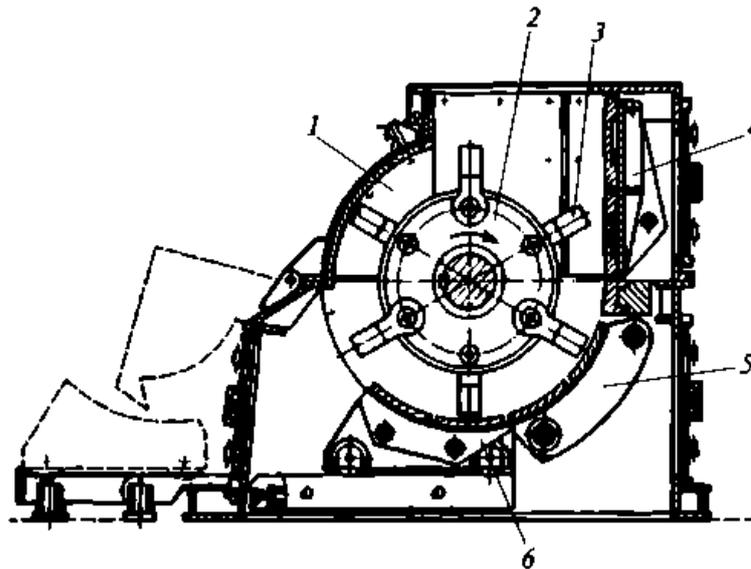


Рисунок 3.16 – Молотковая дробилка

Ротор состоит из одного или нескольких дисков, закрепленных на общем приводном валу. Дробление материала осуществляется под действием удара по нему молотков 3 массой 15-20 кг, шарнирно закрепленных к дискам вращающегося ротора, и соударения кусков с плитами и колосниковыми решетками. Положение колосниковых решеток и отбойной плиты регулируется. При вращении ротора молотки под действием центробежных сил занимают направление по линии, соединяющей ось вращения ротора с осью вращения молотка. При ударе молотки поворачиваются вокруг своей оси в направлении, противоположном вращению ротора. Шарнирное крепление молотков у молотковых дробилок существенно отличает их от роторных с жестко закрепленными билами. Недостатком молотковых дробилок является быстрый износ молотков и колосниковых решеток. Они также не могут быть рекомендованы для измельчения слишком вязких (глинистых) влажных материалов, которые забивают колосниковую решетку.

Типоразмеры роторных и молотковых дробилок определяются диаметром и длиной ротора. Технические характеристики дробилок ударного действия представлены в таблицах 3.1-3.3.

3.3 Основные соотношения для расчета дробилок ударного действия

3.3.1 Главными конструктивными параметрами роторных дробилок являются диаметр D_p , и длина ротора L_p . Диаметр зависит главным образом от крупности исходного материала D и определяется:

- 1) для однороторных дробилок крупного дробления $D_p = (1,5-3,0)D$;
- 2) для двухроторных $D_p = 1,2D$;
- 3) для дробилок среднего дробления $D_p = (3-10)D$;
- 4) для дробилок мелкого дробления $D_p \geq 10D$.

Длина ротора зависит от его диаметра $L_p = (0,5-1,5)D_p$.

Главными конструктивными параметрами молотковых дробилок являются:

- 1) диаметр ротора D_p , мм. Для молотковых дробилок с вертикальной загрузкой

$$D_p = 3D + 550, \quad (3.1)$$

где D – наибольший размер куса дробимого материала, мм.

Для дробилок, в которые материал подается сбоку ротора по наклонной плите

$$D_p = 1,65D + 520. \quad (3.2)$$

В зависимости от требуемой производительности диаметр ротора может быть увеличен.

- 2) длина ротора L_p , м

$$L_p = (0,8-1,2)D_p. \quad (3.3)$$

Основные технико-эксплуатационные параметры молотковой дробилки (производительность, расход мощности, качество дробимого продукта) зависят от конструкции молотка.

Длина молотка от оси до конца бойка $l_m = (0,20-0,25) D_p$. Длина бойка при максимальном размере куска загружаемого материала, не превышающего 100 мм, принимается равной 1,4-1,8 размера куска и обычно составляет 0,5 длины молотка.

3.3.2 Критический размер куска дробимого материала – такой предельный размер, меньше которого при данных условиях материал не дробится. Определяется по формуле

$$d_{кр} = \frac{230 \cdot 10^{-5} \cdot \sigma_p}{\rho_0 \cdot v_p^{1,5}}, \quad (3.4)$$

где σ_p – предел прочности материала при дроблении, Па;

ρ_0 – объемная насыпная плотность дробимого материала, кг/м³;

v_p – скорость удара, принимаемая равной окружной скорости ротора, м/с.

3.3.3 Скорость удара молотка или била, обеспечивающая получение куска размером, равным критическому, называется критической скоростью $v_{кр}$ и для определенных значений σ_p и ρ_0 исходного материала и заданной крупности продукта дробления d из выражения (3.1) будем иметь

$$v_{кр} = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p}{\rho_0 \cdot d}\right)^2}. \quad (3.5)$$

Уравнения (3.1) и (3.2) можно использовать как для роторных дробилок, так и для молотковых.

3.3.4 Определение производительности и мощности

В камере дробления над ротором (рисунок 3.17) постоянно находится масса дробимого материала, которая под действием гравитационных сил с некоторой скоростью $v_в$ опускается на ротор. Подобно фрезе, ротор при каждом проходе била срезают стружку объемом

$$V = A \cdot L_p \cdot h, \quad (3.6)$$

где A – горизонтальная проекция дуги (рисунок 3.17);

L_p – длина ротора, м;

h – толщина стружки по вертикали, определяемая как путь свободно падающих кусков за время поворота ротора от одного била до следующего, м.

Производительность Q , м³/с, дробилки, работающей по схеме, показанной на рисунке 3.17, определяется формулой

$$Q = A \cdot L_p \cdot h \cdot n \cdot z, \quad (3.7)$$

где n – частота вращения ротора, 1/с;

z – число рядов бил.

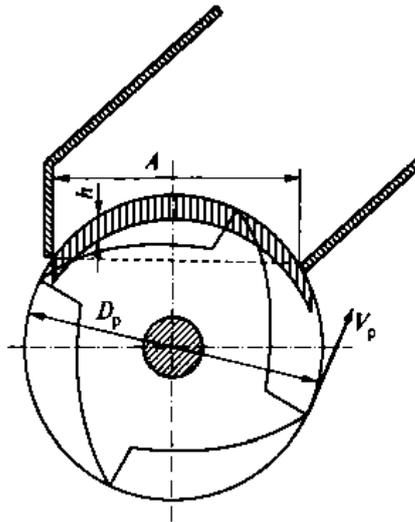


Рисунок 3.17 – Схема для определения производительности роторных дробилок

На основе экспериментальных данных получена формула для расчета производительности серийных роторных дробилок

$$Q = 480 \frac{L_p \cdot D_p^{1,5}}{v_p^{0,35} \cdot z^{0,5}} \cdot k_\beta, \quad (3.8)$$

где $k\beta$ – коэффициент, зависящий от положения отражательной плиты (при работе дробилки с опущенной первой плитой $k\beta = 1,3-2$; при полностью приподнятой первой плите $k\beta = 4,5-5,2$;

v_p – окружная скорость ротора, м/с, определяется как критическая скорость по уравнению (3.2) или через частоту вращения и диаметр ротора по соотношению $v_p = \pi \cdot D_p \cdot n$.

Для ориентировочного определения производительности Q молотковых дробилок можно использовать формулы В.П. Барабашкина:

1) при дроблении известняка Q , м³/с – (2.5)-(2.6)

2) при дроблении угля, Q , т/с

$$Q = \frac{k \cdot L_p \cdot D_p^2 \cdot n^2}{216 \cdot 10^3 (i-1)}, \quad (3.9)$$

где $k = 0,12-0,22$ – коэффициент, зависящий от конструкции дробилки и прочности дробимого материала;

$$i = \frac{d_{нсп}}{d_{ксп}} \text{ – степень дробления;}$$

$d_{нсп}$, $d_{ксп}$ – средние размеры частиц материала соответственно на входе и выходе из дробилки.

Учитывая, что роторные и молотковые дробилки позволяют получить большую степень дробления и производят сравнительно мелкий продукт, мощность, потребляемую электродвигателем, можно получить по формуле, разработанной на основе закона поверхностей:

$$N = \frac{W_{оп} \cdot Q(i-1)}{1000 D_{св} \cdot \eta_{др} \cdot \eta_n}, \quad (3.10)$$

где $W_{оп}$ – энергетический показатель (таблица 3.1), Вт·ч/м²;

Q – производительность, м³/ч;

$D_{св}$ – средневзвешенный размер исходного материала, м;

$\eta_{др}$ – КПД дробилки, равный 0,75-0,95;

η_n – КПД привода; для клиноременной передачи привода дробилки равный 0,92-0,96.

Если данных для расчета по (3.10) недостаточно, мощность двигателей дробилок можно определить по формуле В.А. Олевского

$$N = 9L_p \cdot D_p^2 \cdot n. \quad (3.11)$$

Таблица 3.1 – Энергетический показатель для различных материалов

Материал	Объемная насыпная масса, т/м ³	Прочность при растяжении, кН/м ²	Энергетический показатель, Вт·ч/м ²
Антрацит	0,90	2750	2,53
Кирпич силикатный	1,20	1000	4,5
Известняк месторождения:			
Шуровского	1,48	1850	8,6
Ковровского	1,52	7000	21,0
Турдейского	1,54	12000	19,0
Гранит Клесовского месторождения	1,52	12750	15,0
Диорит Клесовского месторождения	1,76	16400	40,0

3.3.5 Выбор размера выходной щели

Крупность готового продукта контролируется шириной выходной щели b , которая для дробилок среднего и мелкого дробления равна

$$b = 2d_{max} - d_{кр}, \quad (3.12)$$

где d_{max} – максимальная крупность готового продукта, м.

3.3.6 Выбор размеров зазоров между колосниками колосниковых решеток

В дробилках с колосниковыми решетками часть продукта удаляется из камеры дробления через зазоры между колосниками. Крупность этого продукта должна соответствовать крупности продукта дробления, разгружающегося через выходную щель.

Опыты показывают, что размеры кусков, прошедших через колосниковые решетки, достигают 1,5-1,7 размера зазоров между колосниками. При работе дробилки в режиме, обеспечивающем выход продукта крупностью до d_{max} , размер щелей колосников S_k , м, должен удовлетворять условию

$$S_k = \frac{d_{max}}{1,5 \div 1,7} \quad (3.13)$$

Ширина щели между колосниками решетки, измеряемая на внутренней (рабочей) поверхности, должна в 1,5-2 раза превышать требуемый максимальный размер кусков дробленого продукта.

Радиальный зазор между молотками и колосником обычно определяется опытным путем. Так, на первом колоснике устанавливают больший зазор, составляющий $(2-4)d_{max}$, на втором (выкатном) колоснике зазор составляет $(1,5-2)d_{max}$.

Таблица 3.2 – Техническая характеристика однороторных молотковых дробилок

Параметр дробилки	Тип дробилки								
	М 3x2	М 4x3	М 6x4	М 8x6	М 10x8	М 13x11	М 13x16	М 20x20	М 20x30
Размеры ротора, мм									
диаметр	300	400	600	800	1000	1300	1300	2000	2000
длина	200	300	400	600	800	1100	1600	2000	3000
Размер наибольшего куска загружаемого материала, мм									
	75	100	150	250	300	400	400	600	600
Наибольшая частота вращения, об/мин, для исполнений:									
Б	2500	1900	1250	1000	750	600	600	-	-
В	3000	2400	1500	1300	1000	750	750	500	500
Г	4000	3000	2000	1500	1200	1000	1000	600	600
Мощность двигателя, кВт, не более, для исполнений:									
Б	7	14	20	55	100	130	210	-	-
В	10	20	28	75	125	170	260	630	1000
Г	14	28	40	100	170	260	350	800	1250

Таблица 3.3 – Техническая характеристика роторных дробилок крупного дробления

Параметр дробилки	Тип дробилки							
	ДРК 5x4	ДРК 6x5	ДРК 8x6 СМД-85	ДРК 10x8	ДРК 12x10 СМД-86	ДРК 16x12 СМД-95	ДРК 20x16 СМД-87	ДРК 25x20
Размеры ротора, мм:								
диаметр	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
длина	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
Производительность, м ³ /ч	13	25	50	70	125	200	370	560
Максимальный размер куска загружаемого материала, мм	250	300	400	500	600	800	1100	1500
Окружная скорость бил ротора, м/с	20; 26,5; 35							
Мощность электродвигателя, кВт	10	22	40	55	100	160	250	400

Таблица 3.4 – Техническая характеристика роторных дробилок среднего и мелкого дробления

Параметр дробилки	Тип дробилки							
	ДРС 5x5	ДРС 6x6	ДРС 8x8	ДРС 10x10 СМД-75	ДРС 12x12 СМД-94	ДРС 16x16	ДРС 20x20	
Размеры ротора, мм								
диаметр	500	630	800	1000	1250	1600	2000	
длина	500	630	800	1000	1250	1600	2000	
Производительность, м ³ /ч	25	35	65	125	200	310	500	
Максимальный размер куска загружаемого материала, мм	150	190	240	300	375	480	600	
Окружная скорость бил ротора, м/с	20; 24; 28,8; 34,6; 41,5; 50,0							
Мощность электродвигателя, кВт	30	40	75	125	200	320	400	

3.4 Примеры расчетов машин ударного действия

Пример 3.1. Определить критический размер кусков известняка Турдейского месторождения для условий дробления в роторной дробилке при окружной скорости ротора 50 м/с.

Исходные данные. Предел прочности известняка при растяжении $\sigma_p = 120 \cdot 10^5$ Па; объемная плотность известняка $\rho_0 = 2690$ кг/м³; скорость удара $v_p = 50$ м/с.

Критический размер кусков дробимого материала находится по (3.1)

$$d_{кр} = \frac{230 \cdot 10^{-5} \cdot \sigma_p}{\rho_0 \cdot v_p^{1,5}} = \frac{230 \cdot 10^{-5} \cdot 120 \cdot 10^5}{2690 \cdot 50^{1,5}} = 0,029 \text{ м.}$$

Пример 3.2. Подобрать режим работы роторной дробилки ДРС 12×12 для дробления известняка Турдейского месторождения с целью получения продукта крупностью $d = 40$ мм. Определить ее производительность и затрачиваемую мощность.

Исходные данные. Прочностные характеристики материала, приведенные в примере 3.1.

По формуле (3.2) окружная скорость ротора составит

$$v_{кр} = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p}{\rho_0 \cdot d}\right)^2} = v_{кр} = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\left(\frac{120 \cdot 10^5}{2690 \cdot 0,04}\right)^2} = 40,5 \text{ м/с.}$$

Принимаем фактическую окружную скорость бил ротора 34,6 м/с (таблица 3.4). Параметры ротора: $D_p = 1250$ мм; $L_p = 1250$ мм. Число рядов бил примем $z = 6$. Дробилка работает с опущенной плитой, т.е. $k_\beta = 1,3$. Тогда, воспользовавшись для расчета производительности формулой (3.5), получим

$$Q = 480 \frac{L_p \cdot D_p^{1,5}}{v_p^{0,35} \cdot z^{0,5}} \cdot k_\beta = 480 \frac{1,25 \cdot 1,25^{1,5}}{34,6^{0,35} \cdot 6^{0,5}} \cdot 1,3 = 129 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Установочная мощность привода дробилки находится по (3.11) при частоте вращения ротора $n = \frac{v_p}{\pi D_p}$:

$$N = 9L_p \cdot D_p^2 \cdot n = 9 \cdot 1,25^2 \cdot 1,25 \cdot 8,81 = 154,86 \text{ кВт}.$$

Пример 3.3. Проверить на прочность узел крепления бил молотковой дробилки, приняв режим работы из примера 3.2.

Исходные данные. В дробилке используются 36 бил П-образной формы с одним отверстием, имеющих следующие конструктивные параметры: длина $a = 0,2$ м; ширина $b = 0,12$ м; толщина $\delta = 0,07$ м; расстояние от конца била до оси его подвеса $l = 0,15$ м; масса била $m = 9,36$ кг. Материал элементов диска ротора и била – сталь Ст 5 ($[\sigma_u] = 100$ МПа, $[\sigma_{см}] = 65$ МПа, $[\tau] = 60$ МПа).

На основании исходных данных определяем:

1) расстояние от центра массы била до оси отверстия

$$l_1 = \frac{a^2 + b^2}{6a} = \frac{0,2^2 + 0,12^2}{6 \cdot 0,2} = 0,045 \text{ м};$$

2) угловую скорость вращения ротора

$$\omega = \frac{2v}{D_p} = \frac{2 \cdot 34,6}{1,25} = 55,36 \text{ рад/с};$$

3) радиус окружности расположения центров массы била

$$R_c = R0 + l_1 = 0,62 + 0,045 = 0,665 \text{ м},$$

где $R0 = 0,62$ м – расстояние от оси подвеса била до оси ротора;

4) центробежную силу инерции била

$$P_u = m \cdot \omega^2 \cdot R_c = 9,36 \cdot 55,36^2 \cdot 0,665 = 19076 \text{ Н.}$$

Диаметр оси подвеса била конструктивно принят равным $d = 0,035$ м при условии, что диаметр отверстия под ось равен $0,037$ м. Тогда изгибающие напряжения в оси составят

$$\sigma_u = \frac{1,36^3 \cdot P_u \cdot \delta}{d^3} = \frac{1,36^3 \cdot 19076 \cdot 0,07}{0,035^3} = 78 \text{ МПа,}$$

что соответствует условию прочности $\sigma_u < [\sigma_u]$.

При толщине диска $\delta_\delta = 0,04$ м напряжения смятия в нем будут равны

$$\sigma_{см} = \frac{P_u}{\delta_\delta \cdot d} = \frac{19076}{0,04 \cdot 0,035} = 13,626 \text{ МПа,}$$

что также удовлетворяет условиям прочности для диска.

Минимальный размер перемычки между отверстиями под оси подвеса бил и наружной кромкой била отвечает условию

$$h_{min} \geq \frac{0,5 P_u}{\delta_\delta \cdot [\tau]} \geq \frac{0,5 \cdot 19076 \cdot 10^{-6}}{0,04 \cdot 60} \geq 0,003974 \text{ м.}$$

Таким образом, принятое выше значение этого параметра, равное $0,005$ м, вполне удовлетворяет условиям прочности.

Диаметр вала в опасном сечении у шкива может быть определен исходя из принятой мощности двигателя $N = 154$ кВт:

$$d_0 = 0,052 \sqrt{\frac{N}{\omega}} = 0,052 \sqrt{\frac{154}{55,36}} = 0,087 \text{ м.}$$

С учетом ослабления вала шпоночным пазом принимаем вал диаметром 0,1 м.

Максимальное окружное напряжение в диске на образующей центрального отверстия равно

$$\begin{aligned} \sigma_{t_{max}} &= \rho \cdot \omega^2 \left(0,0825 \left(\frac{D_p}{2} \right)^2 + 0,175 \cdot r_0^2 \right) = 7850 \cdot 55,36^2 \times \\ &\times \left(0,0825 \left(\frac{1,25}{2} \right)^2 + 0,175 \cdot 0,05^2 \right) = 0,786 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

где $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала диска;

$r_0 = 0,05 \text{ м}$ – радиус центрального отверстия диска.

Окружное напряжение от сил инерции бил на образующей центрального диска определяется по формуле

$$\sigma_t = \frac{P_u \cdot R_0 \cdot z}{\pi \cdot \delta_0 (R_0^2 - r_0^2)} = \frac{19076 \cdot 0,62 \cdot 6}{\pi \cdot 0,04 (0,62^2 - 0,05^2)} = 1,479 \text{ МПа,}$$

где $z = 6$ – число отверстий в диске под оси подвеса (число бил) при условии шестирядного их расположения (пример 3.2).

Расчетное значение суммарных напряжений на образующей центрального отверстия

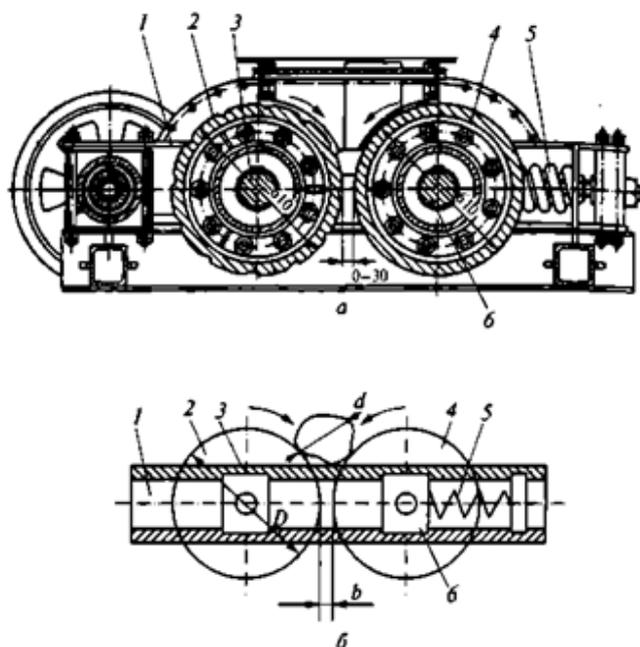
$$\sigma = \sigma_{t_{max}} + \sigma_t = 0,786 + 1,479 = 2,265 \text{ МПа.}$$

Найденное значение находится в допустимых пределах с большим запасом.

3.5 Валковые дробилки. Область применения, принцип действия, классификация

Валковые дробилки применяют для среднего и мелкого дробления материалов высокой и средней прочности, а также для измельчения пластичных и хрупких материалов.

Рабочими органами валковой дробилки (рисунок 3.18) являются два параллельных цилиндрических вала 2 и 4, вращающиеся встречно. Попадающий в рабочую зону кусок материала увлекается трением о поверхность валков и затягивается в рабочее пространство, где подвергается дроблению в результате раскалывания, излома и истирания. Поверхности валков бывают гладкие и рифленые. Валки монтируются на станине 1 в подшипниках 3 и 6. Подшипники одного либо двух валков имеют пружинные опоры 5, которые могут перемещаться в направляющих при попадании дробилку недробимого предмета. Вращение вала сообщается от электродвигателя через клиноременную передачу с частотой 190 мин^{-1} .



а - конструкция; б - схема.

Рисунок 3.18 – Валковая дробилка

Максимальный размер кусков зависит от диаметра валков и размера разгрузочной щели. Так, диаметр гладкого валка должен в 20 раз превосходить размер камня, а при рифленых поверхностях валков – в 12 раз. Поэтому степень дробления составляет 4-12. Типоразмер валковых дробилок определяется диаметром и длиной валков. Технические характеристики некоторых отечественных валковых дробилок приведены в таблицах 3.5-3.6.

Таблица 3.5 – Техническая характеристика валковых дробилок с гладкими и рифлеными валками

Параметр	ДГ 400x250	ДГ 600x400	ДГ 800x500	ДГ 1000x500	ДГ 1500x600	ДР 400x250	ДР 600x400
Диаметр валка, мм	400	600	800	1000	1500	400	600
Длина валка, мм	250	400	500	550	600	250	400
Максимальный размер исходного куска, мм	20	30	40	50	75	40	60
Зазор между валками, мм	2-12	2-14	4-16	4-18	4-20	5-20	10-30
Частота вращения, с ⁻¹	2,38	2,00	1,20	0,95	0,63	2,00	1,66
	3,33	2,50	1,66	1,50	1,00	3,00	2,16
	4,75	3,16	2,42	1,92	1,26	4,00	2,66
Производительность, м ³ /ч	3-12	4-24	6-35	10-45,6	15-75	3-12	8-25
Мощность двигателя, кВт	8	22	30	40	55	8	22

Таблица 3.6 – Техническая характеристика валковых дробилок с зубчатыми валками

Параметр	ДДЗ-4	ДДЗ-6	ДДЗ-10	ДДЗ-16
Диаметр валка, мм	400	630	1000	1600
Длина валка, мм	500	800	1250	2000
Максимальный размер исходного куска, мм	100	400	400	1200
Зазор между валками, мм	15-65	30-80	65-130	130-200
Частота вращения, с ⁻¹	1,06	0,83	0,60	0,50
Производительность для угля, т/ч	20-50	60-150	125-525	650-1000
Мощность двигателя, кВт	10	20	55	315

3.6 Соотношения для расчета основных параметров валковых дробилок

3.6.1 Угол захвата в валковых дробилках – это угол β между двумя касательными к поверхности валков в точках соприкосновения с дробимым материалом (рисунок 3.19). Кусок материала будет захватываться, если $\beta \leq 2\varphi$ или $\alpha \leq \varphi$.

Угол захвата у валковых дробилок для нормального дробления не должен превышать двойного угла трения. При коэффициенте трения для реальных случаев $f = 0,30-0,45$, угол трения составляет $\varphi = 16^{\circ}40'-24^{\circ}20'$. На практике для гладких валков принимают $\alpha = 16-24^{\circ}$, чтобы исключить выдавливание дробимых кусков из рабочей зоны. Зубчатое рифленые валки обеспечивают лучшие условия захвата, поэтому $\alpha = 20-30^{\circ}$.

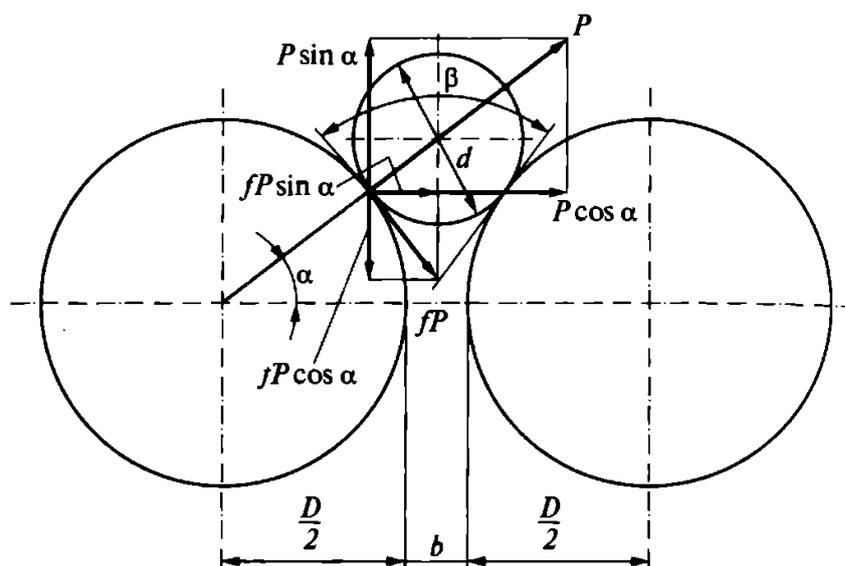


Рисунок 3.19 – Расчетная схема валковой дробилки

3.6.2 Максимальный размер куска, захватываемого валками, можно определить по формуле

$$d_{max} = \frac{D(1-k) + b}{k}, \quad (3.14)$$

где k – коэффициент захвата (для гладких валков $k = 0,954$, для рифленых $k = 0,92$);

b – ширина выходной щели, м.

3.6.3 Производительность валковых дробилок Q , м³/с, можно вычислить, если представить процесс дробления как движение ленты материала. За один оборот валька через щель пройдет объем ленты материала V , м³:

$$V = \pi \cdot D \cdot L \cdot b, \quad (3.15)$$

где D – диаметр валька, м;

L – длина валька, м.

Производительность дробилки при частоте вращения вала n

$$Q = 1,25\pi \cdot D \cdot L \cdot b \cdot n \cdot \mu, \quad (3.16)$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий возможное расхождение валков при работе;

μ – коэффициент, учитывающий степень разрыхленности материала (для прочных материалов $\mu = 0,2-0,3$; для влажных $\mu = 0,4-0,6$).

3.6.4 Частота вращения валков n , об/с, валковой дробилки не должна превышать некоторого значения, при котором создаются неустойчивые условия захвата материала и возникают нежелательные колебания нагрузок.

Наиболее благоприятный режим работы наступает при окружной скорости валков $w_{onm} = 3-6$ м/с. Отсюда находят частоту вращения валков

$$n_{onm} = \frac{W_{onm}}{\pi \cdot D} \quad (3.17)$$

Максимально возможную частоту вращения валков определяют по формуле, предложенной проф. Л.Б. Левенсоном:

$$n_{max} \leq 102,5 \sqrt{\frac{f}{\rho \cdot d \cdot D}}, \quad (3.18)$$

где f – коэффициент трения материала о валок (для прочных пород $f \geq 0,3$, для глин $f \leq 0,45$);

d – диаметр куска исходного материала, м;

ρ – плотность измельчаемого материала, кг/м³.

3.6.5 Усилия в деталях валковой дробилки определяются нагрузкой, которая создается пружинами предохранительного устройства. Эта нагрузка зависит от многих факторов и может быть вычислена лишь приближенно.

Суммарное усилие дробления P , Н,

$$P = \sigma_{сж} \cdot L \cdot l \cdot \mu, \quad (3.19)$$

где $\sigma_{сж}$ – предел прочности материала при сжатии, Па;

$l = D \cdot \alpha / 2$ – длина дуги на участке измельчения материала, м.

Сила нажатия пружин подвижного валка должна обеспечивать суммарные значения P .

3.6.6 Установочная мощность электродвигателя валковой дробилки, кВт, рассчитывается по формуле

$$N_{дв} = \frac{\pi n (\sigma_{сж} \cdot L \cdot l \cdot \mu \cdot f \cdot D + 2d_{ш} \cdot f_1 \cdot G)}{1000\eta}, \quad (3.20)$$

где $d_{ш}$ – диаметр шейки вала под подшипниками валка, м;

$f_l = 0,001-0,015$ – коэффициент трения качения, приведенный к валу;

$G = \sqrt{G_g^2 + P_{cp}^2}$ – нагрузки на подшипник, Н;

G_g – сила тяжести валка, Н;

P_{cp} – среднее усилие дробления, Н;

η - КПД привода, принимается в пределах от 0,85 до 0,95;

$f = 0,30-0,45$.

Для расчета мощности валковых дробилок можно рекомендовать также эмпирические формулы. При переработке пород средней прочности (мергель, известняк, уголь) для расчета N , Вт, используется формула Аргалья

$$N = 47,6 \cdot K \cdot L \cdot w, \quad (3.21)$$

где $K = 0,6(D/d) + 0,15$ – коэффициент;

$w = \pi \cdot D \cdot n$ – окружная скорость валков, м/с.

3.7 Конусные дробилки. Область применения, принцип действия, классификация

3.7.1 Общая информация о конусных дробилках

Конусная дробилка – это машина для дробления твёрдых материалов методом раздавливания кусков в пространстве между двумя коническими поверхностями. Одна из поверхностей дробящего органа неподвижная, а другая совершает вращательное и сложное качательное движение.

Конический рабочий орган конусной дробилки совершает вращательно-колебательное, называемое так же гирационным, движение внутри неподвижной чаши-основания, измельчая исходное сырьё, подаваемое в верхнюю загрузочную кольцевую щель. Прижимаясь к одной стороне неподвижной чаши, подвижный конус раздавливает руду, а когда отходит в другую сторону, фракция попадает в выходную щель. И так по кругу. Результат трудов конусной дробилки удаляется под

действием силы тяжести в нижнее разгрузочное отверстие. Рабочие поверхности дробящих конусов конусных дробилок защищены сменными футеровками из износостойкой стали.

Процесс дробления на конусных дробилках происходит непрерывно. В работе дробилки отсутствует холостой ход, что является несомненным плюсом. Кроме того, при прочих равных условиях, количество измельченных кусков, не соответствующих заданным параметрам, их лещадность, при дроблении на конусных дробилках ниже, чем на щековых. С помощью конусных дробилок получают правильный кубовидный щебень, который используется для посыпания дорог и в строительстве для получения бетона.

Дробилки конусные – это дробящие агрегаты непрерывного действия, способные работать под завалом. Это значит, что допускается прямая и непрерывная подача горной массы, конвейерами или думпкарами (спецавтонами для перевозки сыпучих материалов).

Кроме того, работа под завалом для некоторых конусных дробилок – это обязательное условие, необходимое для реализации принципа дробления «камень о камень». Заключается оно в том, что в пространстве рабочего органа конусной дробилки создаются стесненные условия, при которых до 30 % дробимого материала измельчается трением друг о друга.

Помимо достоинств у конусной дробилки есть и недостатки. Главный недостаток конусной дробилки – её повышенная энергоёмкость. Кроме того, конструкция конусной дробилки по определению довольно емкая и громоздкая, что в некоторых случаях затрудняет её эксплуатацию.

Тем не менее, конусные дробилки получили широкое распространение во множестве отраслей промышленности. Они применяются как для дробления рудных пород, например чёрных и цветных металлов, так и для дробления нерудных пород, включая особо твёрдые, абразивные и трудно дробимые.

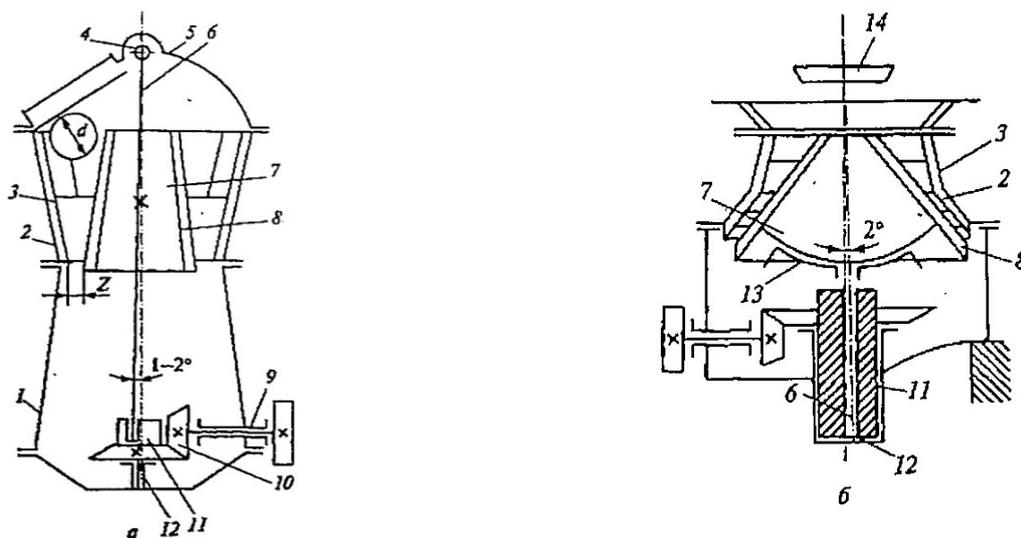
Конструктивное исполнение и технические характеристики конусных дробилок так же находится в широком диапазоне:

- ширина приёмного отверстия – до 1500 мм;

- ширина разгрузочной щели на открытой стороне – до 300 мм;
- размер максимального конуса (по 5 %-му остатку на квадратной ячейке): питания – до 1200 мм, продукта – до 390 мм;
- производительность – до 3,420 м³/ч;
- мощность главного привода – до 800 кВт;
- масса без комплектующих изделий и запасных частей – до 675 т.

3.7.2 Классификация конусных дробилок

Конусные дробилки по технологическому назначению делят на дробилки крупного дробления (ККД), которые обеспечивают степень дробления i от 5 до 8; конусные дробилки среднего дробления (КСД) и мелкого (КМД) дробления, обеспечивающие степень дробления i до 20-50 (рисунок 3.20). Конусные дробилки применяют для дробления пород прочностью $\sigma_{сж}$ до 300 МПа с высокой степенью абразивности. Эти машины отличаются высокой производительностью. В химической промышленности в основном используют дробилки КСД и КМД.



а – ККД; б – КСД, КМД.

Рисунок 3.20 – Конусные дробилки

Конусные дробилки делятся на

- конусные дробилки крупного дробления (ККД) в двух исполнениях: с одним приводом, с двумя приводами;

- конусные дробилки среднего дробления (КСД) в двух исполнениях камеры дробления: грубого дробления, тонкого давления;
- конусные дробилки мелкого дробления (КМД) в двух исполнениях камеры дробления: грубого дробления, тонкого давления.

Существует два основных технологических признака для классификации конусных дробилок.

Конусные дробилки крупного дробления, как правило, имеют следующее исполнение – неподвижная конусообразная чаша установлена вершиной вниз, дробящий конус крутой, угол при вершине около 20° .

В конусных дробилках для крупного дробления (рисунок 3.20 а) измельчение материала производится в кольцевом рабочем пространстве, образованном двумя конусами: неподвижным 2, закрепленным в основании дробилки 1, и подвижным (дробящим) 7. Последний плотно насажен на вал 6. Верхний конец вала шарнирно с помощью подвесного подшипника 4 крепится к траверсе 5, а нижний – свободно входит в стакан-эксцентрик 11, который может вращаться в вертикальном подшипнике 12 станины дробилки. Вращение стакану-эксцентрику передается от электродвигателя через горизонтальный вал 9 и коническую передачу 10. Дробящий конус бронирован плитами 3 и 8 из износостойкой стали. Геометрические оси подвижного и неподвижного конусов образуют угол до 2-3 градусов. При вращении эксцентрикового стакана геометрическая ось подвижного конуса описывает коническую поверхности с вершиной в точке подвеса вала, а сам конус совершает круговые качания внутри неподвижного. Дробление материала происходит в зоне, где поверхности конусов сближаются, а разгрузка – там, где эти поверхности расходятся.

Конусные дробилки среднего и мелкого дробления имеют другое исполнение – неподвижная конусообразная чаша установлена вершиной вверх, дробящий конус пологий, угол при вершине около 100° .

Конусные дробилки для среднего и мелкого дробления (рисунок 3.20 б) отличаются от дробилок для крупного дробления, прежде всего очертанием профиля рабочего пространства. Неподвижный дробящий конус 3 также расширяется книзу, образуя с подвижным «параллельную зону», при движении по которой материал

подвергается неоднократному сжатию и дроблению до размера, равного ширине выходной щели. Поэтому крупность продукта дробления определяется шириной разгрузочной щели, а не открытой, как у дробилок крупного дробления.

В таких дробилках вал 6, на котором насажен дробящий конус, выполнен консольным, не имеющим верхней опоры. Если у дробилок для крупного дробления дробящий конус шарнирно подвешен к траверсе, то у дробилок для среднего и мелкого дробления опора дробящего конуса расположена в центре его качания и выполнена в виде сферического подпятника большого радиуса, воспринимающего как массу конуса и вала, так и усилия дробления. Нижний конец вала вставлен в эксцентриковую втулку 11, которая размещена в стакане, представляющем одно целое со станиной дробилки, и получает вращение от электродвигателя через горизонтальный вал и коническую передачу, материал поступает на диск-питатель 14 и равномерно распределяется по всему загрузочному отверстию.

Типоразмер дробилок ККД определяется шириной приемного отверстия (от 500 до 1500 мм), дробилок КСД и КМД – диаметром основания подвижного конуса (от 600 до 2200 мм).

3.7.3 Конусные дробилки крупного дробления (ККД)

Как было отмечено выше, относится ли конусная дробилка к категории крупного дробления, определяется по ширине приёмного и выходного отверстий. Например, обозначение конусной дробилки ККД-1500/300 означает, что дробилка конусная крупного дробления с шириной приёмного отверстия 1500 мм и выходного отверстия 300 мм.

Конусные дробилки этого типоразмера могут перерабатывать куски исходного материала размером до 1200 мм и имеют производительность до 2600 м³/ч. Используются на горно-обогатительных комплексах в качестве головных.

К конусным дробилкам крупного дробления относятся агрегаты, способные принимать куски породы от 400 до 1200 мм при выходной щели в 75-300 мм. Производительность таких дробилок составляет от 150 до 2300 м³/ч.

3.7.4 Конусные дробилки среднего дробления (КСД)

Конусные дробилки среднего дробления изготавливаются с размерами конуса в 600-900 миллиметров и могут перерабатывать куски руды от 60 до 300 мм, а результат на выходе – фракция в 12-60 мм. Производительность таких дробилок в пределах 12-580 м³/ч.

Конусные дробилки среднего дробления характеризуются диаметром основания подвижного конуса. Например, обозначение конусной дробилки КСД-2200 означает, что дробилка оснащена дробящим конусом с диаметром в основании 2200 мм.

Для обеспечения равномерности зернового состава продуктов дробления конусные дробилки среднего дробления располагают двумя зонами. В верхней зоне, сужающейся, происходит основное дробление материала, а в нижней, параллельной, – додрабливание.

3.7.5 Конусные дробилки мелкого дробления (КМД)

Приемник конусной дробилки мелкого дробления рассчитан на куски в 35-100 мм, а результат на выходе – фракция 3-15 мм. Производительность конусных дробилок мелкого дробления 12-220 м³/ч.

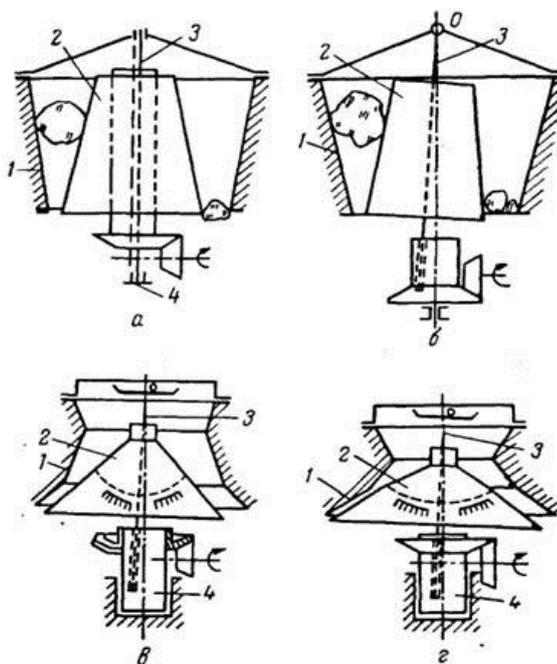
Конусные дробилки мелкого дробления так же характеризуются диаметром основания подвижного конуса и для обеспечения равномерности зернового состава продуктов дробления оборудуются двумя зонами.

В отличие от конусных дробилок среднего дробления, камеры конусных дробилок мелкого дробления имеют параллельную зону большей длины и подвижный конус меньшей высоты.

3.7.6 Рабочие элементы конусных дробилок

На рисунке 3.21 представлены схемы основных типов конусных дробилок для крупного (а и б), среднего (в) и мелкого (г) дробления. Рабочими элементами дробилок являются поверхности входящих друг в друга конусов. Внешний конус 1 неподвижно связан со станиной дробилки, а внутренний 2 установлен на оси 3. В одних конструкциях (б, в и г) нижний конец оси крепят эксцентрично в стакане 4, при вращении ось описывает конус с вершиной в точке 0. В других конструкциях (а)

крепление оси осуществляется в соосных подшипниках с эксцентриситетом относительно оси внешнего конуса 1.



а, б – для крупного дробления; в – среднего дробления; г – мелкого дробления;
1 – внешний конус; 2 – внутренний конус; 3 – ось; 4 – стакан.

Рисунок 3.21 – Схемы основных конусных дробилок

При таком вращении внутренний конус дробилки в одной части окружности приближается к неподвижному конусу, разрушая материал, а в другой, противоположной части окружности, удаляется от неподвижного конуса. Измельченный материал при этом высыпается через расширившуюся выходную щель.

Таким образом, в конусных дробилках процесс разрушения материала и удаления его из зоны измельчения происходит непрерывно. За счет непрерывности и большей равномерности в работе производительность конусных дробилок на единицу собственной массы выше, чем щековых. Конусные дробилки расходуют меньше энергии и не нуждаются в громоздком маховике. Однако это не значит, что во всех случаях необходимо отдавать предпочтение конусным дробилкам. При малых производительностях и большой крупности исходного сырья щековая дробилка может оказаться выгоднее конусной. Это связано с тем, что геометрические размеры

как щековой, так и конусной дробилки определяются размерами кусков в исходном сырье. А геометрические размеры дробилок определяют их производительность и мощность двигателя.

Может оказаться, что для измельчения данных кусков сырья потребуется крупногабаритная конусная дробилка, производительность которой превосходит требуемую. В этом случае она будет недогружена и ее коэффициент полезного действия останется низким. Следовательно, без экономического анализа схемы измельчения нельзя однозначно выбирать необходимый тип дробилки.

Рассмотрим конструкцию конусной дробилки подробнее.

Внешний конус 19 (рисунок 3.22), изнутри футерованный двумя рядами броневых плит 4 и 5 из марганцовистой стали, с помощью нижнего фланца и болтов крепится к станине. Траверса 12, или паук, опирается на верхний фланец внешнего конуса и поддерживает вал внутреннего конуса 6.

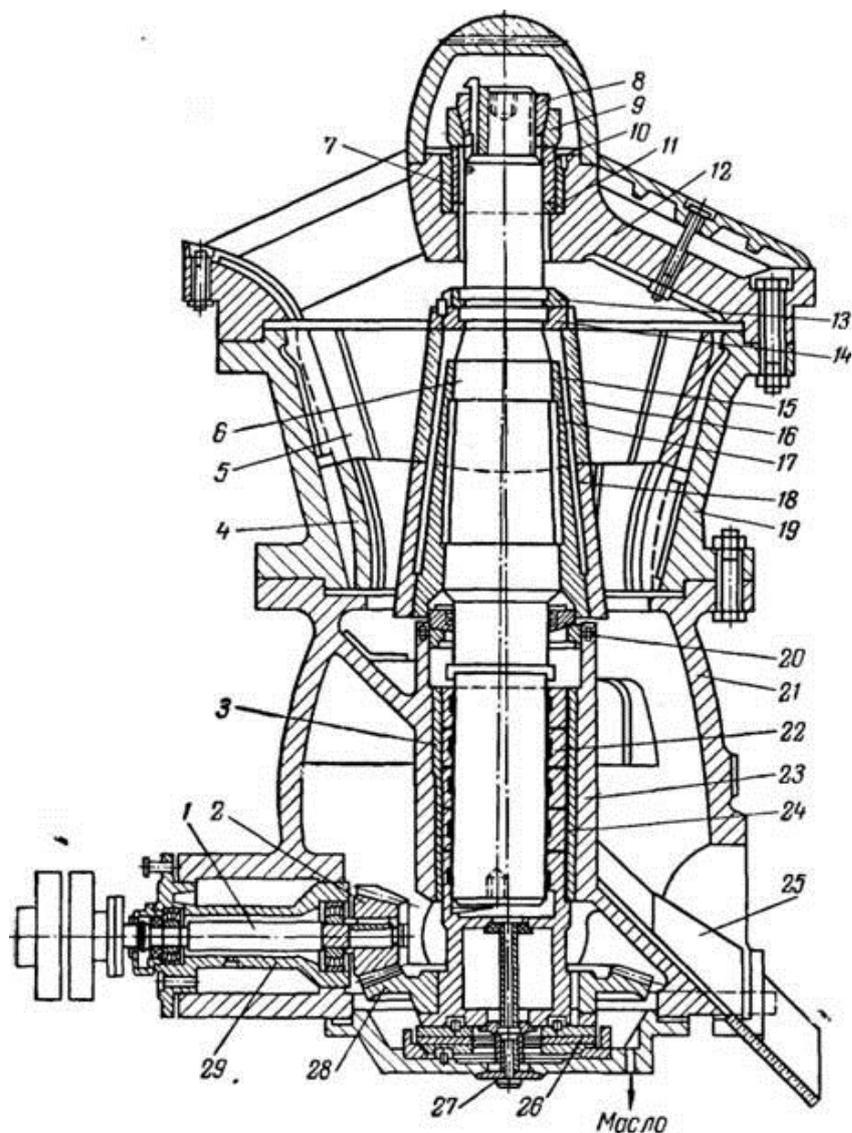
Последний укреплен на валу 6 и с внешней стороны защищен верхним и нижним броневыми кольцами 16 и 18, которые закрепляются с помощью гайки 14 и контргайки 13. Верхний конец вала внутреннего конуса с помощью деталей 8-11 подвешивают к траверсе, а нижний конец входит в эксцентриковый стакан 22 приводного устройства.

Эксцентриковый стакан упирается на подпятник 26, состоящий из верхней стальной шайбы, скрепленной со стаканом, бронзовой шайбы, нижней стальной шайбы и сферической опорной шайбы. На нижнем конце эксцентрикового стакана укреплена коническая шестерня 28, которая вместе со стаканом приводится во вращение с помощью ведущей шестерни 2 и вала.

Для защиты трущейся пары (вал – эксцентриковый стакан) от попадания в нее пыли устанавливают уплотняющие кольца 20.

Измельчаемый материал поступает в пространство между внешним и внутренним конусами, измельчается и выводится через наклонный лоток.

Защитные кольца внутреннего и внешнего конусов являются сменными, и их по мере износа заменяют.



1 – ведущий вал; 2 – ведущая шестерня; 3 – вкладыш; 4, 5 – нижний и верхний ряды броневой футеровки внешнего конуса; 6 – вал внутреннего конуса; 7 – втулка; 8 – разъемная гайка; 9 – опорная шайба; 10 – опорная втулка; 11 – опорное кольцо; 12 – траверса; 13 – контргайка; 14 – гайка; 15 – внутренний конус; 16, 18 – верхнее и нижнее броневые кольца внутреннего конуса; 17 – цинковая заливка; 19 – внешний конус; 20 – уплотняющие кольца; 21 – станина; 22 – эксцентриковый стакан; 23 – направляющий стакан; 24 – баббитовая заливка; 25 – лоток; 26 – опорное устройство эксцентрикового стакана; 27 – штуцер для подвода масла; 28 – ведомая шестерня; 29 – стакан.

Рисунок 3.22 – Конусная дробилка для крупного дробления с выгрузкой материала через боковой лоток

Крупность дробленого материала определяется шириной выходной щели, которую можно менять, перемещая внутренний конус в вертикальном направлении с помощью гайки 8. При подъеме конуса ширина уменьшается, при опускании – увеличивается.

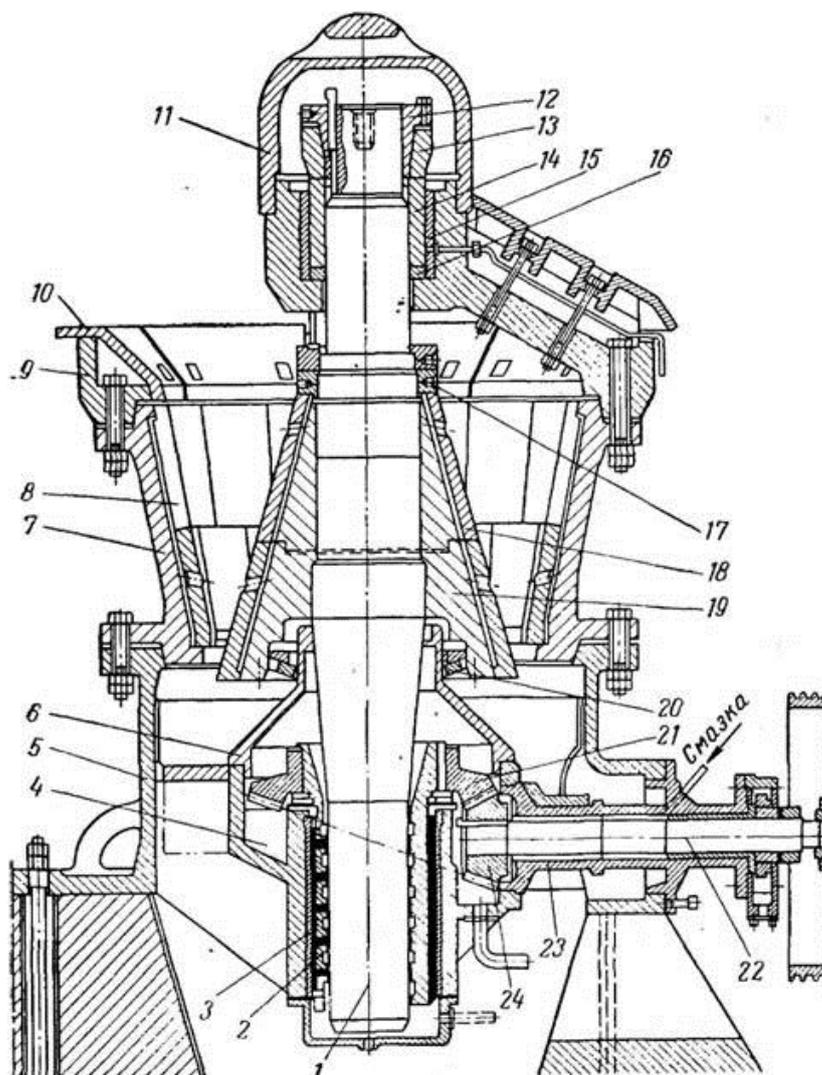
На рисунке 3.23 показана конусная дробилка для крупного дробления с центральной выгрузкой или вертикальным сбросом дробленого материала, который выводится через шахту, расположенную в фундаменте под дробилкой. Приводная пара шестерен этой дробилки расположена на верхней части эксцентрикового стакана, и сам стакан имеет верхнюю опору. Такие дробилки удобнее в монтаже, эксплуатации и ремонте. Поскольку установку эксцентрикового стакана производят сверху, при измельчении влажных или глинистых материалов уменьшается опасность забивания дробилки.

Амплитуда качания нижних точек внутреннего конуса рассмотренных дробилок больше, чем верхних. Такое движение конуса не создает деформацию куска материала, при которой он разрушается. Чем крупнее разрушаемые куски, тем больше должна быть абсолютная величина их деформации и, наоборот, с уменьшением размера кусков деформация должна быть меньше. Величину деформации в конусной дробилке определяют размахом качания конуса, а этот размах минимален там, где разрушаются наиболее крупные куски, и максимален, где куски имеют уже минимальный размер, т.е. у выходной щели. Это увеличивает разброс в гранулометрическом составе дробленого материала.

Различие между размахом качаний нижних и верхних точек конуса сведено к нулю у эксцентриковой дробилки, показанной на рисунок 3.24. Дробилка отличается от описанных выше устройством привода внутреннего конуса 11. Последний свободно посажен на эксцентриковый стакан 4, который также свободно вращается на центральной оси 2, концы которой заделаны в станину 5 и траверсу 8. На нижнем конце стакана закреплена ведомая шестерня 3.

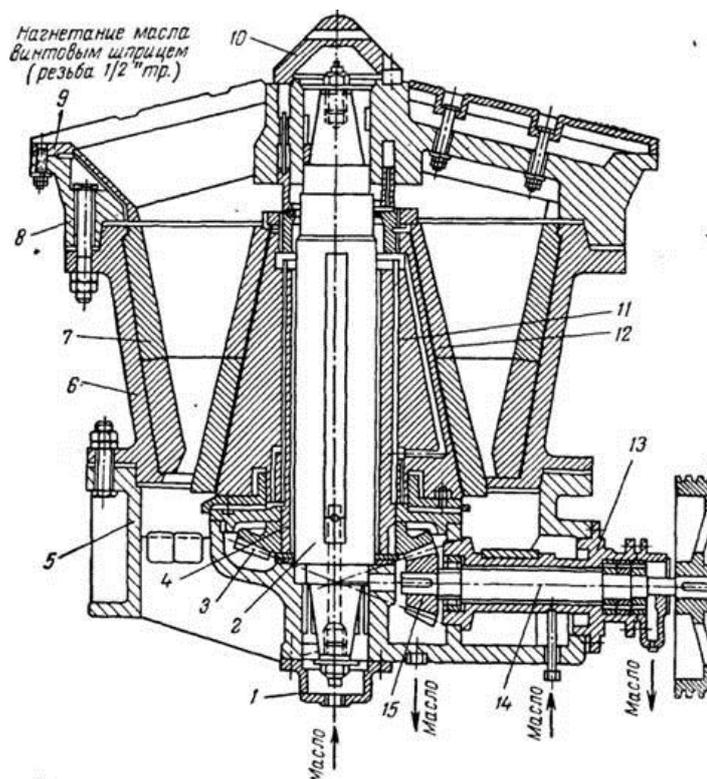
Все точки внутреннего конуса имеют постоянный эксцентриситет вращения или постоянную амплитуду качания, что обеспечивает получение более однородно-

го по гранулометрическому составу продукта. Сама дробилка по сравнению с другими с такой же шириной загрузочной пасти имеет меньший размер по высоте.



1 – центральный вал; 2, 4 – эксцентриковый и направляющий стаканы; 3 – втулка; 5 – станина; 6, 7 – защитный и внешний конуса; 8 – броневая футеровка; 9 – траверса; 10 – броня траверсы; 11 – колпак; 12, 17 – гайка; 13 – опорный стакан; 14, 15 – опорные втулки; 16 – сменная втулка; 17 – опорное кольцо; 18 – броня внутреннего конуса; 19 – внутренний конус; 20 – уплотняющая шайба; 21, 24 – ведомая и ведущая шестерни; 22 – ведущий вал; 23 – стакан.

Рисунок 3.23 – Конусная дробилка для крупного дробления с центральной выгрузкой дробленого материала



1 – крышка; 2 – центральная ось; 3, 15 – ведомая и ведущая шестерни; 4 – эксцентриковая втулка; 5 – станина; 6, 11 – внешний и внутренний конусы; 7 – броня внешнего конуса; 8 – траверса; 9 – броня траверсы; 10 – колпак; 12 – броня внутреннего конуса; 13 – стакан; 14 – ведущий вал.

Рисунок 3.24 – Конусная дробилка для крупного дробления с центральной неподвижной осью

В таблицах 3.7 и 3.8 приводится техническая характеристика конусных дробилок для крупного дробления материала. Достигаемая в этих дробилках степень измельчения колеблется от 3 до 6.

3.7.7 Дробилки для среднего и мелкого дробления

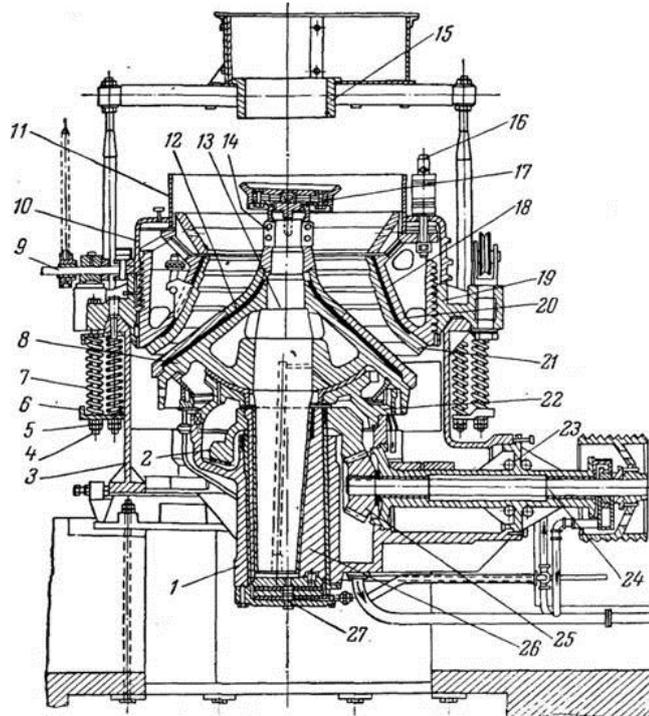
Примером дробилки такого типа является машина, представленная на рисунке 3.25. Воспринимаемые внутренним конусом усилия при разрушении материала передаются на опору 22 со сферическим бронзовым вкладышем. Эта опора через направляющий стакан 1 связана со станиной 8. Эксцентриковый стакан 26 приводится в движение конической ведомой шестерней 2 от шестерни 25, сидящей на горизонтальном валу 24.

Таблица 3.7 – Техническая характеристика конусных дробилок для крупного дробления с подвешенным валом

Типоразмер, мм	Ширина загрузочного отверстия, мм	Ширина разгрузочной щели, мм	Производительность, т/ч	Частота качаний конуса, мин ⁻¹	Установочная мощность электродвигателя, кВт	Габаритные размеры, мм			Масса дробилки с нижней разгрузкой материала, т	Число приводных электродвигателей, шт
						длина	ширина	высота		
В-500	500	75	250	140	130	3400	2500	4300	39,1	1
В-900	900	160	780	125	260-280	7000	4100	6400	139,0	1
В-1200	1200	180	1400	100	400-430	8900	4600	7300	204,4	1
В-1500/300	1500	300	3750	82	400-430	15000	6400	8600	606,4	2
В-1500/180	1500	180	2000	80	310-350	14600	6100	8600	413,0	2
В-900/100	900	100	1000	110	400-430	9400	4500	8600	260,0	1

Таблица 3.8 – Техническая характеристика конусных дробилок для крупного дробления с подвешенным валом

Ширина загрузочного отверстия, мм	Ширина разгрузочной щели, мм	Производительность, м ³ /ч	Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	Установочная мощность электродвигателя, кВт	Основные размеры, мм			Ориентировочная масса дробилки, т
					длина	ширина	высота	
60	9-13	0,45-0,67	700	3	500	500	500	0,3
150	20-40	10-25	450	20	3230	1580	2560	15,0
325	50-90	60-115	375	55	3500	1930	3250	20,0
400	60-105	85-150	350	74	4220	2240	3510	28,0
500	70-125	100-240	330	92	4560	2540	4230	42,0
750	100-175	190-450	325	130	5200	3200	5130	80,0
900	110-190	280-550	300	170	6100	4090	5700	115,0
1200	140-225	350-850	250	225	5700-	4900	6800	230,0
1500	160-250	550-1300	250	400	7300	5900	8500	500,0



1 – направляющий стакан; 2 – ведомая шестерня; 3 – станина; 4 – натяжной болт; 5 – гайка; 6 – шайба; 7 – пружина; 8 – внутренний конус; 9 – винтовой домкрат; 10 – кожух; 11 – приемная воронка; 12 – защита внутреннего конуса; 13 – центральный вал; 14 – фасонная гайка; 15 – загрузочная воронка; 16 – стержни с клиновым креплением; 17 – приемная тарелка; 18 – цинковая заливка; 19 – установочное кольцо; 20 – внешний конус; 21 – защита внешнего конуса; 22 – сферическая опора; 23 – стакан; 24 – ведущий вал; 25 – ведущая шестерня; 26 – эксцентриковый стакан; 27 – опорная пята эксцентрикового стакана.

Рисунок 3.25 – Конусная дробилка для среднего дробления

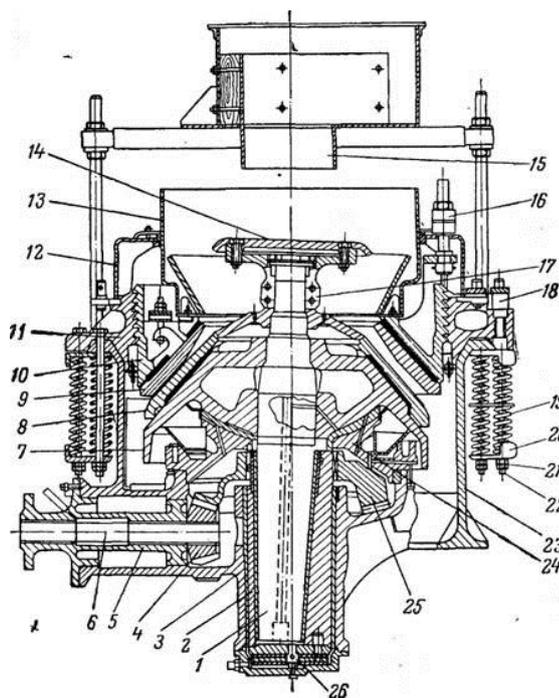
Внешний конус 20 специальной резьбой удерживается в установочном кольце 19, которое притягивается к корпусу дробилки устройством, состоящим из болтов с гайками 4,5, шайбы 6 и пружины 7. По окружности дробилки в зависимости от ее размера устанавливается от 20 до 130 болтов с пружинами, прижимающими установочное кольцо к корпусу с силой 4000-6000 кН.

Крепление внешнего конуса с помощью пружин позволяет исключить возможную поломку машины в случае попадания в зону дробления недробящихся

тел. При попадании в зоны дробления таких тел пружины сжимаются, внешний конус поднимается и твердое тело проходит через зоны дробления, не причиняя машине вреда.

Крупность дробленого материала определяется шириной выходной щели, которая может изменяться подъемом или Опусканием внешнего конуса при повороте его с помощью винтового домкрата 9.

В таблицах 3.9 и 3.10 приводятся технические характеристики конусных дробилок для среднего и мелкого дробления соответственно.



1 – центральный вал; 2 – эксцентриковый стакан; 3 – направляющий стакан; 4 – ведущая шестерня; 5 – стакан ведущего вала; 6 – ведущий вал; 7 – внутренний конус; 8 – защита внутреннего конуса; 9 – защита внешнего конуса; 10 – внешний конус; 11 – установочное кольцо; 12 – кожух; 13 – приемная воронка; 14 – приемная тарелка; 15 – загрузочная воронка; 16 – стержни с клиновым креплением; 17 – фасонная гайка; 18 – винтовой домкрат; 19 – пружины; 20 – шайба; 21 – гайка; 22 – натяжные болты; 23 – станина; 24 – сферическая опора; 25 – ведомая шестерня; 26 – подпятник эксцентрикового стакана.

Рисунок 3.26 – Конусная дробилка для мелкого дробления

Таблица 3.9 – Техническая характеристика конусных дробилок для среднего дробления

Типоразмер, мм	Диаметр основания внутреннего конуса, мм	Ширина загрузочного отверстия, мм	Пределы регулирования ширины разгрузочной щели мм	Производительность (для материалов с насыпной плотностью 1,6 т/м ³), т/ч	Частота качаний внутреннего конуса, мин ⁻¹	Установочная мощность электродвигателя, кВт	Основные размеры, мм			Масса дробилки, т
							ширина	длина	высота	
КСД-600Б	600	75	12-25	20-40	350	28,0	1700	1350	1600	3,7
КСД-900Б	900	115	15-50	48-86	325	55,0	3540	3540	2300	9,8
КСД-1200Л	1200	115	8-25	50-135	260	75,0	2900	2400	3400	23,4
КСД-1200Б	1200	170	20-50	110-170	260	75,0	2900	2400	3400	23,4
КСД-1650Б	1650	250	25-60	340-585	230	130,0	3500	2800	4100	37,7
КСД-1750Б	1750	250	25-60	350-600	245	160,0	390	3000	4400	45,2
КСД-2100Б	2100	350	30-60	730-1200	200	210,0	4300	3200	5000	61,8
КСД-2200Л	2200	275	10-30	180-540	225	250-540	5100	3500	4800	75,3
КСД-2200Б	2200	350	30-60	800-1300	224	250-280	5100	2500	5100	80,0
КСД-3000	3000	375	40-80	1000-2000	185	260-280	5300	4000	7200	-

В описанных конструкциях конусных дробилок для среднего и мелкого дробления ширину выходной щели, а, следовательно, и крупность измельченного материала регулируют с помощью установочного кольца. Кольцо с винтовой нарезкой при повороте передвигается в осевом направлении по внешнему конусу дробилки.

ки, приближаясь или удаляясь от него, увеличивая или уменьшая зазор между конусами (зона измельчения). В таком устройстве наиболее уязвимой частью является нарезка, которая, забиваясь пылью, быстро изнашивается, что затрудняет регулировку ширины щели и ускоряет выход из строя ответственных деталей.

Таблица 3.10 – Техническая характеристика конусных дробилок для мелкого дробления (короткоконусные)

Типоразмер, мм	Диаметр основания дробящего конуса, мм	Ширина загрузочного отверстия, мм	Пределы регулирования разгрузочной щели, мм	Частота качаний дробящего конуса, мин ⁻¹	Установочная мощность электродвигателя, кВт	Производительность при дроблении в открытом цикле (для материалов средней твердости с насыпной плотностью 1,6 т/м ³), т/ч	Основные размеры, мм			Масса дробилки, т
							длина	ширина	высота	
КМД-900	900	55-72	3-13	290	55	13-49	-	-	-	11,0
КМД-1200	1200	65	3-13	260	75	18-90	3000	2300	3400	23,5
КМД-1650	1650	100	5-15	230	130	90-280	3700	2800	4000	36,5
КМД-1750	1750	100	5-15	245	160	-	3900	3000	4400	45,4
КМД-2100	2100	120	5-15	200	210	155-450	4500	3300	4900	61,4
КМД-2200	2200	130	5-15	225	250-280	-	5100	3500	4800	77,0
КМД-2200	2200	130	5-15	180-240	320	-	5100	4000	4900	107,9
КМД-2200	2200	130	5-15		210	340	4200	3000	5100	58,8
КМД-3000	3000	130	5-15	217-185	270-280	175-500	5400	4000	7300	-

Другим существенным недостатком конструкции конусных дробилок для среднего и мелкого дробления является большое число амортизирующих пружинных устройств и ограниченность величины сжатия пружин или отхода внешнего конуса от внутреннего.

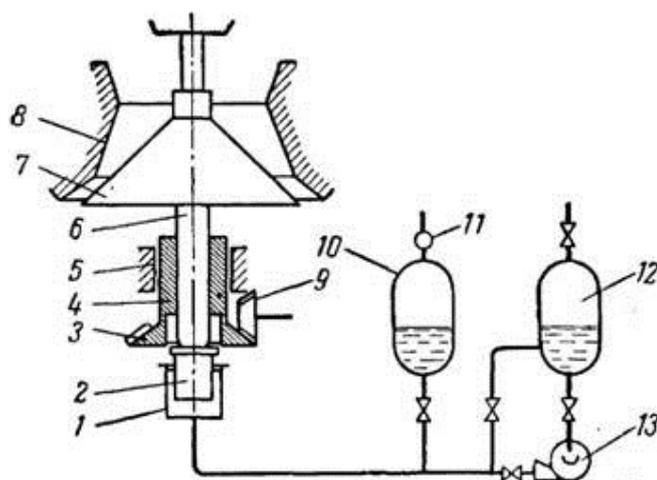
При попадании в зону измельчения крупных недробящихся тел пружины могут сжаться до предела, и все же это тело не пройдет через образовавшуюся щель. Дробилка заклинивается и забивается. Чтобы после заклинивания привести дробилку снова в рабочее состояние, требуется поднять внешний конус, а в некоторых случаях еще и ослабить пружины, чтобы неразрушенный предмет вынуть или пропустить через зону измельчения. Если учесть при этом, что резьбовое соединение забивается пылью, а число амортизирующих пружинных устройств в зависимости от размера дробилки составляет от 20 до 130 шт., то «расклинивание» дробилки является нелегкой и продолжительной операцией.

В крупных конусных дробилках для среднего и мелкого измельчения используют гидравлическую амортизацию и регулирование ширины выходной щели, схематическое устройство которой показано на рисунке 3.27.

Центральный вал 6 опирается на плунжер 2, цилиндр 1 которого заполнен маслом и соединен маслопроводом с газовым аккумулятором 10, насосом 13 и сборником масла 12.

Регулирование выходной щели у таких дробилок осуществляется подъемом или опусканием внутреннего конуса при нагнетании в цилиндр 1 или выпуске из него масла. Амортизация осуществляется с помощью включенного в систему газового аккумулятора 10.

Во время работы дробилки внутренний конус удерживается в заданном положении гидравлической системой и газовым аккумулятором. При попадании в зону измельчения недробящегося тела конус 7 опускается, нажимая на плунжер 2, который будет передавливать масло из цилиндра 1 в газовый аккумулятор 10 до тех пор, пока между внешним и внутренним конусами не образуется щель, по ширине достаточная для прохождения недробящегося тела.



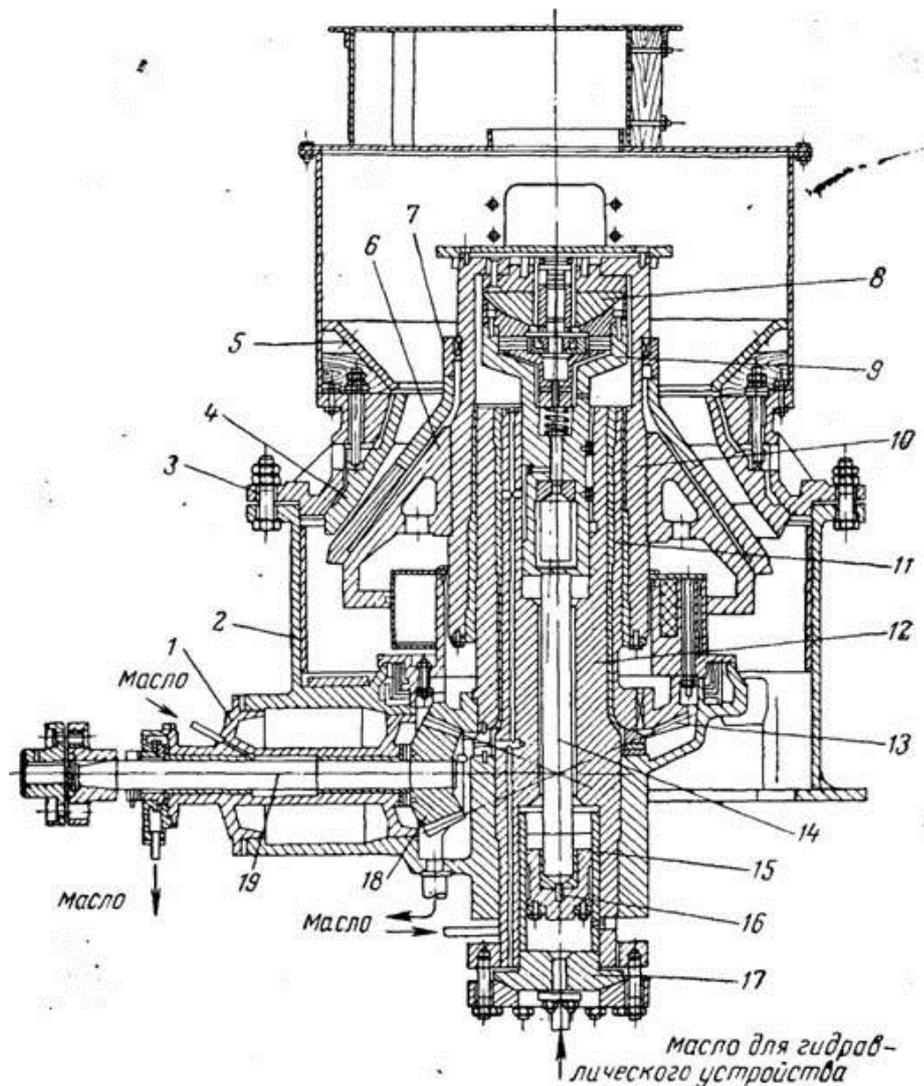
1 – цилиндр; 2 – плунжер; 3 – ведомая шестерня; 4 – эксцентриковый стакан; 5 – станина; 6 – вал; 7 – внутренний конус; 8 – внешний конус; 9 – ведущая шестерня; 10 – аккумулятор; 11 – предохранительный клапан; 12 – резервуар масла; 13 – насос.

Рисунок 3.27 – Схема гидравлической амортизации и регулировки разгрузочной щели конусных дробилок

Под действием поступающего в аккумулятор 10 масла находящийся в нем газ сжимается. Как только измельчитель освободится от недробящегося тела, сжатый газ снова передавит масло из аккумулятора в цилиндр 1, плунжер 2 поднимется и конус 7 займет прежнее положение.

На рисунке 3.28 показан разрез конусной дробилки для среднего дробления с амортизацией и регулированием разгрузочной щели гидравлическим способом.

Эти дробилки отличаются от описанных выше устройствами для амортизации и регулирования выходной щели. Внутренний конус 6 укрепляется на подвесном цилиндре 10, а последний упором 8 опирается на пята 9. Она связана со штоком 14 и поршнем 16. В крышке 17 цилиндра 15 предусмотрен штуцер, через который в цилиндр подается или из него отводится масло. При подаче в цилиндр масла поршень поднимается и через шток поднимает внутренний конус. При этом размер выходной щели дробилки уменьшается. Расширение щели производится за счет отвода масла из цилиндра.



1 – стакан ведущего вала; 2 – станина; 3 – внешний конус; 4 – защита внешнего конуса; 5 – приемная воронка; 6 – внутренний конус; 7 – защита внутреннего конуса; 8 – верхний упор конуса; 9 – опорная пята; 10 – подвесной цилиндр конуса; 11 – эксцентриковый стакан; 12 – полая ось вращения конуса; 13 – ведомая шестерня; 14 – шток; 15 – цилиндр; 16 – поршень; 17 – крышка цилиндра; 18 – ведущая шестерня; 19 – ведущий вал.

Рисунок 3.28 – Конусная дробилка с гидравлической амортизацией и гидравлической регулировкой разгрузочной щели

3.8 Соотношения для расчета основных параметров конусных дробилок

3.8.1 Эксцентриситет, мм:

$$h = \frac{S}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1}, \quad (3.22)$$

где S – диапазон регулировки ширины выходной щели;

$\beta = \beta_1$ – у конусных дробилок среднего и мелкого дробления угол захвата составляет 7° , у дробилок крупного дробления $10,5^\circ$.

3.8.2 Частота вращения эксцентриковой втулки для дробилок ККД, об/с:

$$n = 0,71 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1}{r}}, \quad (3.23)$$

где $r = S/2$.

Частота вращения эксцентриковой втулки для дробилок КСД, об/с:

$$n \geq 7,5 \sqrt{\frac{\sin \gamma - f \cos \gamma}{D}}, \quad (3.24)$$

где D – диаметр основания подвижного конуса;

f – коэффициент трения кусков материала о поверхность конуса (обычно принимают от 0,25 до 0,45);

γ – угол между образующей дробящей конуса и его основанием.

3.8.3 Сечение материала, которое выпадает из дробилки за один поворот вала, м²:

$$F = \frac{(z + S) + z}{2} \cdot h, \quad (3.25)$$

где h – эксцентриситет;

z – ширина разгрузочного отверстия.

3.8.4 Производительность конусных дробилок крупного дробления, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = \frac{2\pi D \cdot \mu \cdot n \cdot r(b+r)}{\text{tg} \beta + \text{tg} \beta_1}, \quad (3.26)$$

где μ – коэффициент разрыхленности материала;

b – ширина загрузочного отверстия.

Производительность конусных дробилок мелкого и среднего дробления, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot n \cdot z \cdot l \cdot D, \quad (3.27)$$

где l – длина параллельной зоны.

3.8.5 Мощность двигателя, кВт:

$$N_0 = 60K \cdot D^2 \cdot r \cdot n, \quad (3.28)$$

где $K = 24$ (коэффициент, учитывающий прочность измельчаемого материала).

Установочная мощность двигателя дробилок крупного дробления, кВт:

$$N_{\text{дв}} = 1,5N_0, \quad (3.29)$$

Также можно посчитать по эмпирической формуле для дробилок среднего и мелкого дробления:

$$N_{\text{дв}} = 12,6D^2n. \quad (3.30)$$

3.9 Пример расчёта валковой дробилки

Эксцентриситет, мм считаем по формуле (3.22), приняв диапазон регулировки 12 мм:

$$h = \frac{0,012}{0,12 + 0,12} = 48,8. \text{ Округлим до } 50$$

Частота вращения эксцентриковой втулки ККД по формуле (3.23), об/с:

$$n = 0,71 \sqrt{\frac{0,12 + 0,12}{0,012/2}} = 4,5.$$

Частота вращения эксцентриковой втулки для дробилок КСД – по (3.24), об/с:

$$n \geq 7,5 \sqrt{\frac{0,66 - 0,4 \cdot 0,75}{0,6}} \geq 5,81.$$

Сечение материала, которое выпадает из дробилки за один поворот вала (3.25), м²:

$$F = \frac{0,075 + 0,012 + 0,075}{2} \cdot 0,05 = 0,004.$$

Производительность конусных дробилок крупного дробления (3.26), м³/с:

$$Q = \frac{2\pi \cdot 0,6 \cdot 0,5 \cdot 4,5 \cdot 0,006(0,5 + 0,006)}{0,24} = 0,18.$$

Производительность конусных дробилок мелкого и среднего дробления, м³/с:

$$Q = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 4,5 \cdot 0,075 \cdot 0,12 \cdot 0,6 = 0,04.$$

Мощность двигателя, кВт:

$$N_0 = 60 \cdot 24 \cdot 0,36 \cdot 0,006 \cdot 4,5 = 14.$$

Установочная мощность двигателя дробилок крупного дробления, кВт:

$$N_{0\phi} = 1,5 \cdot 14 = 21.$$

Установочная мощность двигателя КСД и КМД, кВт:

$$N_{0\phi} = 12,6 \cdot 0,6^2 \cdot 6 = 27.$$

Список использованных источников

1. Клушанцев, Б.В. Дробилки: конструкция. Расчет. Особенности эксплуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек. – Москва: Машиностроение, 1990. – 320 с. – ISBN 5–217–00870–9.
2. Борщев, В.Я. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы/ учебное пособие/ В.Я. Борщев. – Тамбов: издательство Тамбовского Государственного Технического Университета, 2004. – 75 с.
3. Барабашкин, В.П. Молотковые и роторные дробилки. - 2-е изд., доп. и перераб. - Москва: Наука, 1973. – 143 с.
4. Соколов, А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна / А.Я. Соколов. – Москва: Колос, 1984. – 445 с.
5. Авдохин, В.М. Обогащение углей: учебник: в 2-х т. / В.М. Авдохин. – Москва: Горная книга, 2012. – Т.1. Процессы и машины. – 424 с. – (ОБОГАЩЕНИЕ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ). – ISBN 978–5–98672–309–9. – Режим доступа: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=229021>.
6. Феодосьев, В.И. Соппротивление материалов: учебник для вузов / В.И. Феодосьев. - 17-е изд., испр. - Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – 542 с.
7. Механизация приготовления кормов: научное издание: в 2 ч. / С.М. Ведищев, В.П. Капустин, Ю.Е. Глазков и др.; под общ. ред. М.А. Истоминой; Министерство образования и науки Российской Федерации, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет». – Тамбов: Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2015. – Ч. 1. – 137 с. – Режим доступа: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=445123>
8. Справочник по оборудованию зерноперерабатывающих предприятий / А.Б. Демский, М.А. Борискин, Е.В. Тамаров и др. - Москва: Колос, 1970. - 432 с.

9. Машины и аппараты пищевых производств: учеб. для вузов: в 2 кн. / под ред. В.А. Панфилова. – Москва: Высш. шк., 2001. – (Учебник 21 века) Кн. 1. – 2001. – 703 с. Кн. 2. – 2001. – 680 с.

10. Харламов, С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств: [Учеб. пособие для вузов по спец. «Машины и аппараты пищ. пр-в»] / С.В. Харламов. - Ленинград: Агропромиздат: Ленингр. отд-ние, 1991. – 255 с.

11. Кукта, Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г.М. Кукта. - Москва: Агропромиздат, 1987. - 303 с.

12. Поникаров, И.И. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи): Учебное пособие / Поникаров, И.И., Поникаров С.И., Рачковский С.В. - Москва: Альфа-М, 2008. - 720 с.

13. Каталог оборудования для дробильного комплекса. Валковые дробилки. - Режим доступа: <https://tulmash.ru/drobilki-dvuhvalkovyie-zubchatyie/>.

14. Каталог оборудования для дробильного комплекса. Конусные дробилки. - Режим доступа: <https://tulmash.ru/konusnye-drobilki/>.

Приложение А (обязательное)

Задание на выполнение практической работы

Задание А.1. Определить окружную скорость бил, частоту вращения ротора, производительность и мощность привода роторной дробилки для условий, приведенных в таблицах А.1, А.3. По результатам расчета подобрать ближайшую по параметрам модель дробилки.

Таблица А.1 – Исходные данные к задачам

№ варианта	D_p , мм	Q , м/ч	d , мм	i	z	Материал	Положение отражательной плиты
1	500	25	10	15	5	Антрацит	Опущена
2	630	35	12	15	4		
3	800	65	16	15	3	Кирпич силикатный	Приподнята
4	1000	125	18	16	6		
5	1250	200	20	18	4	Известняк Шуровский	
6	1600	310	25	18	3		
7	2000	500	25	20	3	Антрацит	Опущена
8	1600	360	50	20	3		
9	1250	200	40	18	4	Кирпич силикатный	Приподнята
10	1000	120	35	16	4		
11	800	65	30	16	6	Известняк Шуровский	
12	630	50	25	16	6		

Примечание. D_p – диаметр ротора; Q – производительность; d – крупность продукта дробления; i – степень дробления; z – число рядов бил.

Задание А.2. Определить диаметр и длину ротора молотковой дробилки, производительность и мощность привода по данным в таблицах А.2, А.3. Рассчитать ширину щели между колосниками. По данным расчета подобрать ближайшую по параметрам марку стандартной дробилки.

Таблица А.2 – Исходные данные к задачам

№ варианта	D_{max} , мм	n , с ⁻¹	i	Материал – известняк	Способ загрузки
1	70	50	15	Шуровский	Вертикальная сверху
2	90	40	16		
3	125	25	15	Ковровский	Боковая по наклонной плите
4	225	22	14		
5	275	17	15	Турдейский	
6	350	12,5	18		
7	550	8,3	16	Шуровский	Вертикальная сверху
8	575	10	15		
9	375	17,5	15	Ковровский	Боковая по наклонной плите
10	285	20	16		
11	235	25	18	Турдейский	
12	100	50	16		

Примечание. D_{max} – крупность исходного материала; n – частота вращения ротора; i – степень дробления.

Таблица А.3 – Исходные данные к задачам

№ варианта	$D_{св}$, мм	$d_{св}$, мм	Q , м ³ /ч	w , м/с	$d_{ш}$, мм	M , кг	f	Материал – известняк
1	60	15	10	3,6	105	280	0,30	Мягкий
2	55	14	12	3,8	100	250	0,32	Средней плотности
3	50	12	15	4,0	95	240	0,34	Прочный
4	45	11	15	4,2	90	220	0,30	Мягкий
5	40	10	3	4,4	85	200	0,32	Средней плотности
6	35	9	4	4,6	80	180	0,34	Прочный
7	30	8	8	4,8	75	175	0,30	Мягкий
8	25	7	12	5,0	70	160	0,32	Средней плотности
9	20	5	10	5,2	65	145	0,34	Прочный
10	35	11	12	4,2	85	240	0,32	Мягкий
11	30	10	15	4,4	80	220	0,34	Средней плотности
12	25	9	15	4,6	75	200	0,30	Прочный

Примечание. $D_{св}$, $d_{св}$ – средневзвешенный размер кусков соответственно исходного материала и продукта; Q – производительность; w – окружная скорость валков; $d_{ш}$ – диаметр шейки вала; M – масса валка; f – коэффициент трения материала о валок.

Задание А.3. Для валковой дробилки с гладкими валками при заданных параметрах измельчаемого материала определить диаметр, длину и частоту вращения валка, угол захвата, усилие дробления и мощность привода. Исходные данные приведены в таблице А.4. Подобрать ближайшую по типоразмеру марку валковой дробилки. Сравнить расчетные параметры с их номинальными значениями, соответствующими технической характеристике дробилки; объяснить причину расхождения расчетных и паспортных характеристик.

Таблица А.4 – Исходные данные к задаче А.3

№ варианта	$D_{св}$, мм	$d_{св}$, мм	Q , м ³ /ч	w , м/с	$d_{ш}$, мм	M , кг	f	Материал - известняк
1	75	18	5	3,0	120	350	0,30	Мягкий
2	70	17	7	3,2	115	320	0,32	Средней плотности
3	65	16	9	3,4	ПО	300	0,34	Прочный
4	60	15	10	3,6	105	280	0,30	Мягкий
5	55	14	12	3,8	100	250	0,32	Средней плотности
6	50	12	15	4,0	95	240	0,34	Прочный
7	45	11	15	4,2	90	220	0,30	Мягкий
8	40	10	3	4,4	85	200	0,32	Средней плотности
9	35	9	4	4,6	80	180	0,34	Прочный
10	30	8	8	4,8	75	175	0,30	Мягкий
11	25	7	12	5,0	70	160	0,32	Средней плотности
12	20	5	10	5,2	65	145	0,34	Прочный

Примечание. $D_{св}$, $d_{св}$ – средневзвешенный размер кусков соответственно исходного материала и продукта; Q – производительность; w – окружная скорость валков; $d_{ш}$ – диаметр шейки вала; M – масса валка; f – коэффициент трения материала о валок.