**2. Основы расчёта молотковых дробилок.**

**2.1. Расчет скорости ротора и размера выгрузочной щели.**

Главными параметрами молотковых дробилок, определяющими основные проектные параметры, являются скорость ротора и размер выгрузочной щели S [2]:

(2.1)

где – предел прочности материала при растяжении, Па;

- средняя плотность дробимого материала, кг/м3;

d – размер частиц полученного продукта, м.

Размер разгрузочной щели устанавливается два для дробилок среднего дробления близким к заданному dmax куска материала:

(2.2)

где dкр – критический размер продукта дробления, м.

В дробилках с колосниковыми решетками часть материала уходит через зазоры между колосниками. Для обеспечения выхода дробимого материала крупностью до dmax зазор должен быть:

(2.3)

Для дробилок, имеющих отражательные плиты в виде колосниковых решеток, зазор определяют из соотношения:

(2.4)

Расчетные параметры округляют согласно основным параметрам.

**2.2. Определение конструктивных параметров.**

Для молотковой дробилки с вертикальной загрузкой диаметр ротора определяются:

(2.5)

где du – наибольший размер куска дробимого материала.

Длина ротора для молотковой дробилки определяется:

(2.6)

Ширина щели (зазор) между ротором дробилки и дробящими плитками [3]:

(2.7)

где dmax – максимально заданный размер готового продукта, м; dкр – критический размер продукта, м.

(2.8)

Зазор между молотками и колосниковой решеткой у молотковой дробилки.

(2.9)

Для дробилок с тангенциальной загрузкой (боковой):

(2.10)

Для дробилок мелкого дробления:

(2.11)

Встречаются дробилки для мелкого дробления, у которых:

(2.12)

**2.3. Производительность молотковой дробилки.**

Производительность молотковой дробилки зависит от физико-механических свойств материала, степени измельчения, зазор между колосниками, количества, формы и размера молотков, формы бронеплит, частоты вращения ротора, неравномерности питания, влажности и т.д.

Все это объединить трудно, поэтому пользуются следующими эмпирическими зависимостями:

А) для известняка

Q=1,66D2Ln при D>L, (2.13)

Q=1,66DL2n при D<L, (2.14)

Б) при дроблении угля

(2.15)

где D – диаметр ротора, м; L – длина ротора, м; n – частота вращения ротора, с-1; *i –* степень измельчения.

**2.4. Расчет мощности привода.**

Принимая во внимание, что роторные и молотковые дробилки имеют большую степень дробления и дробят на сравнительно мелкий продукт, получаемые расчётные результаты близки к фактическим [1].

Мощность электродвигателя можно определить по формуле, предложенной В.А.Олевским:

N=9D2Ln, (2.16)

где D и L – диаметр и длина ротора, м; n – частота вращения ротора, с-1.

На основе закона поверхностей ВНИИСтройдормаш предложил формулу:

(2.17)

где - энергетический показатель дробилки, Q –производительность, м3/с; *i* – степень дробления; – средневзвешенный размер исходного материала, м; – К.П.Д. дробилки, равный 0,75-0,95; – К.П.Д. привода (для клиноременной передачи привода дробилки =0,92…0,96).

Мощность двигателей молотковых дробилок в Вт можно определить также по формуле [2].

*N*=(360…540)*Qi.* (2.18)

где *i* – степень дробления; *Q –* производительность, т/с.

**2.5. Расчет коэффициента восстановления.**

Удар по куску дробимого материала в дробилках ударного действия по природе соударяемых тел занимает промежуточное положение между упругим и неупругим ударом. Степень приближения к тому или иному виду удара принято характеризовать коэффициентом вос­становления К [2].

Значение коэффициента К определяется отношением разности скоростей тел после удара к разности скоростей тел до удара, т. е.

(2.19)

где скорость движения тела 1 после удара;

скорость движения тела 2 после удара;

скорость движения тела 1 до удара;

скорость движения тела 2 до удара.

Если коэффициент восстановления равен единице, удар назы­вается упругим; если нулю — неупругий. Все промежуточные слу­чаи называют упруго-пластичным ударом.

Процесс дробления в роторных дробилках ударного действия можно рассматривать с позиций классической механики и волновой. Наиболее удобна для прикладных расчетов классическая механика, разработанная Гюйгенсом и Ньютоном еще в XVII в. Она предпола­гает, что силы удара приложены к центру инерции тел, а сами тела при упругом ударе являются абсолютно твердыми.

На основе закона количества движения и импульсов Сил выведены формулы, описывающие последствия центрального удара двух абсолютно упругих или неупругих тел с массами и т, и скоростями до удара и .

**При абсолютно упругих телах.**

Скорость движения тела 1 после удара:

(2.20)

При *v*o=0

(2.21)

Скорость движения тела 2 после удара:

(2.22)

При

(2.23)

Кинетическая энергия до удара и после него остается постоянной:

(2.24)

Или

(2.25)

где кинетическая энергия тела 1 до удара;

кинетическая энергия тела 2 до удара;

кинетическая энергия тела 1 после удара;

кинетическая энергия тела 2 после удара.

Энергия, отдаваемая телом с массой телу с массой при

(2.26)

**При неупругих телах.**

После удара скорость движения тел 1 и 2 одинакова и равна:

(2.27)

При

(2.28)

Кинематическая энергия тел 1 и 2 до удара:

(2.29)

Кинематическая энергия тел 1 и 2 после удара:

(2.30)

Разность между ними является потерей энергии Эр, расходуемой на деформацию тел:

(2.31)

При

(2.32)

Экспериментами установлено, что при ударе по камню, сопровождаемом его разрушением, количество энергии, отдаваемой камню:

(2.33)

Дробление материала в ударных дробилках начинается только при сообщению ему энергии определенной величины. При малой величине передаваемой энергии тело не разрушается.

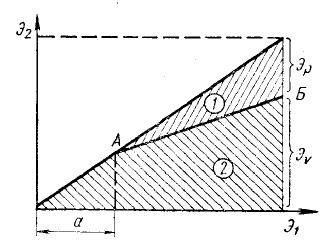


Рис 2.1. График баланса энергии при ударе.

На рис2.1. показан полученный экспериментальным путем баланс энергии, поглощенной куском породы. Излом кривой расхода энергии в точке А объясняется тем, что до точки А энергия расходовалась только на изменение скорости, а выше этой точки часть ее уходит на разрушение куска.

Граничное состояние (т.е. абсцисса точка А) характеризуется зависимостью:

(2.34)

где d – размера частицы; *v* – скорость удара; 2 - показатель степени, равный по опытным данным; 2<2; С – константа, характеризующая горную породу (определяется опытным путем).

Таким образом, критерием оценки ударного воздействия по камню является число *dv2*. Если для данной горной породы оно меньше постоянного значения С, то камень не разрушается, если больше, то удар происходит с разрушением.

В результате исследований ударного дробления ВНИИСтройдормашем получена формула для определения критического размера куска *dкр*в м, т.е. если кусок материала будет иметь размер меньше критического, то при данных условиях он не раздробится:

(2.35)

где *Ϭр* – предел прочности материала при растяжении, Н/м2; γ0 – объемная масса дробимого материала, кг/м3; *vр* – скорость удара, принимаемая равной окружной скорости ротора, м/с.

Если же необходимо определить критический размер кусков известняка Турдейского месторождения для определенного вида материала и заданной крупности продукта дробления d, то из выражения (2.35) будем иметь:

(2.36)

**3. Расчет на прочность основных деталей.**

**3.1. Расчет молотка.**

Величину кинетической энергии молотка регулируют путем изменения его массы и окружной скорости. Процесс удара молотка по куску материала можно представить следующим образом. Молоток и кусок дробимого материала входят в контакт, молоток начинает терять кинетическую энергию и поворачивается в сторону, противоположную направлению вращения ротора; в это время кусок материала деформируется, воспринимая некоторую часть кинетической энергии молотка. Сила, которая развивается в точке контакта молотка с куском, становится максимальной в тот момент, когда скорость молотка относительно куска равна нулю, т.е. когда деформация куска и угол поворота молотка имеют максимальное значение; при этом безразлично, будет ли удар упругим или неупругим.

Изменение момента количества движения при ударе молотка в относительном движении вокруг центра тяжести (центра инерции) выражается зависимостью:

(3.1)

где M – полярный момент инерции молотка относительно оси, проходящей через центр тяжести, кг\*м2/с; 𝝎1 – угловая скорость молотка после удара, рад/с; 𝝎0 – угловая скорость молотка до удара, рад/с; SB – импульс удара в точке B, Н/с; SD – импульс удара в точке D, Н/с; *l1* – расстояние от оси подвеса до центра тяжести молотка, м; *l2* – расстояние от центра до точки удара, м.

(3.2)

где G – вес молотка, Н; *l* – длина молотка, м.

Согласно теории импульсов

(3.3)

где - масса молотков, кг; - скорость центра тяжести молотка после и до удара, м/с.

(3.4)

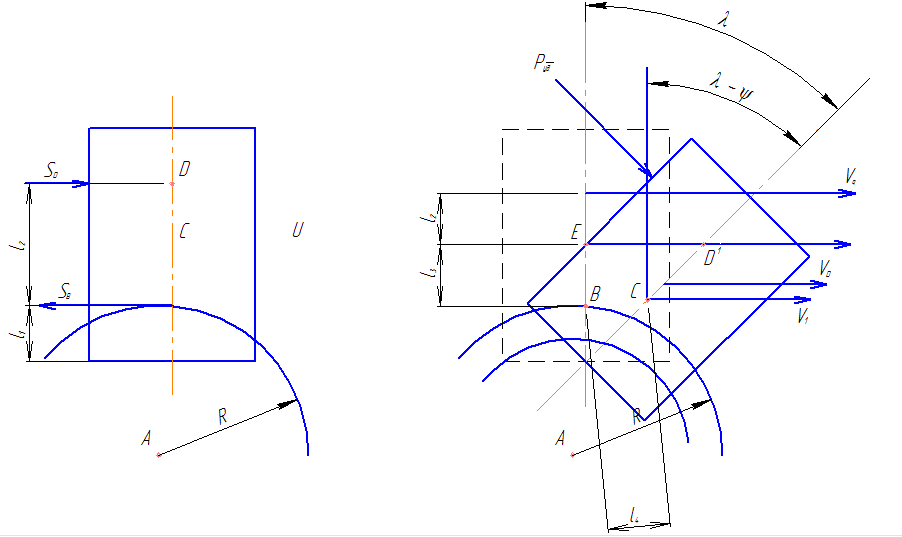


Рис. 3.1. Расчёт схемы молотка.

слева – положение до удара; справа – положение после удара.

Измельчение момента кинетической энергии ротора

(3.5)

где  **–** поперечный момент инерции ротора дробилки (без молотков) и ротора электродвигателя; - угловая скорость ротора до и после; – среднее количество молотков в продольном ряду.

(3.6)

где - масса ротора, кг.

Окружная скорость молотка в точке D после удара

(3.7)

Окружная скорость ротора после удара определяем по формуле

(3.8)

Импульс удара, воспринимаемый молотком в точке

(3.9)

где m – масса куска дробимого материала, кг.

Скорость *ϑк* имеет положительное значение, когда ее направление противоположно окружной скорости молотка, и отрицательное – при направлении, совпадающем с окружной скоростью молотка. Скорость центра тяжести молотка в начальный момент (до удара) равна:

(3.10)

Из полученных формул составляем уравнение:

(3.11)

при этом считаем, что

Определим исходя из следующих уравнений:

а)  
б)

в)

г)

д)

е)

(3.12)

Подставив в уравнение (а) и (б) значение из уравнения (в), из уравнения (д), из уравнения (е) и из уравнения (г), получим уравнение с неизвестными и :

(3.13)

(3.14)

Решая совместно уравнения, находим значения и . Решая уравнение (г), находим ; из уравнения (д) - ; из уравнения (в) - .

Определив скорость движения молотка в точке удара, находим, какому радиусу она соответствует:

(3.15)

Угол γ определяем из треугольника ABD’:

(3.16)

Из треугольника AD'E находим AE:

(3.17)

тогда

(3.18)

Угол поворота молотка определяем из треугольника BD’E:

(3.19)

Центробежную силу отклоненного молотка находим по формуле

Условие равномерности молотка:

(3.20)

где

(3.21)

Угол φ определяем из треугольника ABC'.

Силу удара и время удара молотка по куску материала определяем по соответствующим формулам:

(3.22)

(3.23)

Величина силы удара, передаваемая на подшипники ротора, равна:

(3.24)

При условии, что , сила удара воспринимается подшипниками ротора. Исходя из теоремы об изменении проекций количества движений центра масс и принимая во внимание, что скорость центра тяжести молотка относительно оси подвеса в начале удара равна нулю, получим:

(3.25)

где U – линейная скорость центра тяжести молотка в конце удара относительно оси подвеса.

(3.26)

где 𝝎 – угловая скорость молотка в конце удара относительно оси подвеса.

Ось подвеса не испытывает ударного импульса при , тогда как или

(3.27)

где – момент инерции молотка относительно оси подвеса.

Преобразуя последнее уравнение, получаем:

(3.28)

Это уравнение выражает условие, при котором ось подвеса молотка и подшипники ротора не чувствуют удара молотка по куску дробимого материала, т.е. условие, при котором молоток уравновешен на удар.

После выбора конструкции, массы и размеров молотков должен быть рассчитан на прочность. Особое внимание необходимо уделить расчёту проушины молотка. Максимальной нагрузкой на проушину является центробежная сила молотка при радиальном ее положении, т.е. при вращении ротора дробилки без нагрузки.

Центробежная сила, развиваемая молотком, будет:

(3.29)

где – масса молотка, =G/g; - окружная скорость центра тяжести молотка; R – радиус подвеса молотка, м; - расстояние от оси подвеса до центра тяжести молотка, м; G – вес молотка, Н.

Расчет на разрыв молотка в сечении проушины производят по формуле:

(3.30)

где F – площадь сечения, м2; [Ϭ] – допускаемое напряжение на разрыв, МПа.

Расчет на смятие делают по формуле:

(3.31)

где d – диаметр оси подвеса молотка, м; b – ширина проушины молотка, м; [Ϭ] – допускаемое напряжение на сжатие, МПа.

# **3.2.** **Расчет подшипников.**

**3.2.1 Расчет подшипников ротора по статической грузоподъемности.**

Расчет проведем по формуле:

Ро < Со , (3.32)

где Ро - эквивалентная статическая нагрузка; Со – статическая грузоподъемность подшипника.

Расчет проведем для нижнего подшипника ротора. Приведенная нагрузка определяется по формуле:

Ро=ХR+YA. (3.33)

где Х - коэффициент радиальной нагрузки; R - радиальная нагрузка;

Y - коэффициент осевой нагрузки; A - осевая нагрузка-вес ротора.

Со - величина статической грузоподъемности подшипника, для роликоподшипника конического.

**3.2.2. Расчет подшипников по динамической грузоподъемности.**

Расчет подшипников по динамической грузоподъемности проведем по формуле:

С < СПАСП , (3.34)

где С - расчетная динамическая грузоподъемность; СПАСП - паспортная динамическая грузоподъемность.

Находим расчетную динамическую грузоподъемность:

 , (3.35)

где L - ресурс работы подшипников, ч; - эквивалентная динамическая нагрузка.

Определим эквивалентную динамическую нагрузку:

, (3.36)

где КБ - коэффициент безопасности; КТ - коэффициент температурных условий работы.

Затем находим паспортную динамическую грузоподъемность подшипника. Таким образом, находится условие динамической грузоподъемности подшипника.

**3.2.3*.* Расчет сварных соединений.**

Касательные напряжения определяются по формуле:

. (3.37)

где F - действующая нагрузка делящаяся на количество опор, Н; *l*ф - длина флангового шва, мм; k - катет сварного шва, мм;  - допускаемые напряжения, МПа.

**3.3. Расчет диска ротора.**

Диск имеет постоянную толщину, не имеют ни обода, ни втулки [3].

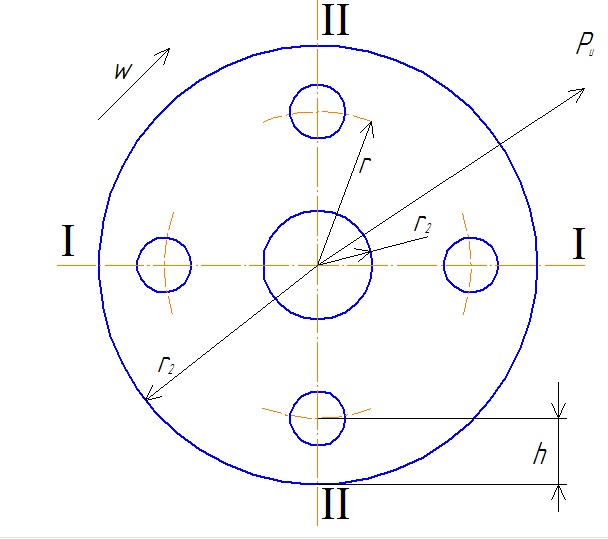


Рис. 3.2. Расчетная схема диска ротора.

Радиальное Ϭr и окружное Ϭt напряжения в точках по радиусу подвеса молотков определяют по формулам:

(3.38)

где µ - коэффициент Пуассона, γ – плотность материала диска, кг/см3; *w* – угловая скорость диска, рад/с; *w* – частота вращения диска, с-1; g – ускорение свободного падения, м/с2; r – радиус подвеса молотков, м; r1 - радиус центрального отверстия, м; r2 – радиус диска, м.

Условие во вращающемся диске от центробежных сил молотков равны:

(3.39)

где – вес молотка, Н; l – расстояние от оси подвеса до центра тяжести молотка, м; – вес части оси, приходящихся на один диск, Н:

(3.40)

Растягивающее усилие в сечении I – I составит:

(3.41)

Нормальное напряжение равно:

(3.42)

F1 – площадь сечения (I – I),

(3.43)

D – наружный диаметр диска, м; d – внутренний диаметр диска, м.

Суммарное напряжение в диске составит:

(3.44)

Касательное напряжение в сечении II – II:

(3.45)

Приведенные напряжения в диске:

(3.46)

Расчетный запас прочности:

(3.47)\

**3.4. Расчет вала молотковой дробилки.**

В молотковых дробилках для изготовления вала ротора (рис.3.3) преимущественно применяется сталь 45, нормализованная, со следующими механическими свойствами [3]:

(3.48)

Окружное усилие на валу:

(3.49)

где Mкр – крутящий момент на валу, Н·м; dcp – средний диаметр вала, м.

(3.50)

(3.51)

где N – мощность электродвигателя, кВт; *w –* угловая скорость ротора, рад/с.

Реакция в опорах подшипников:

(3.52)

Изгибающие моменты в сечениях (Н·м)

(3.53)

где G – вес вала ротора, Н;

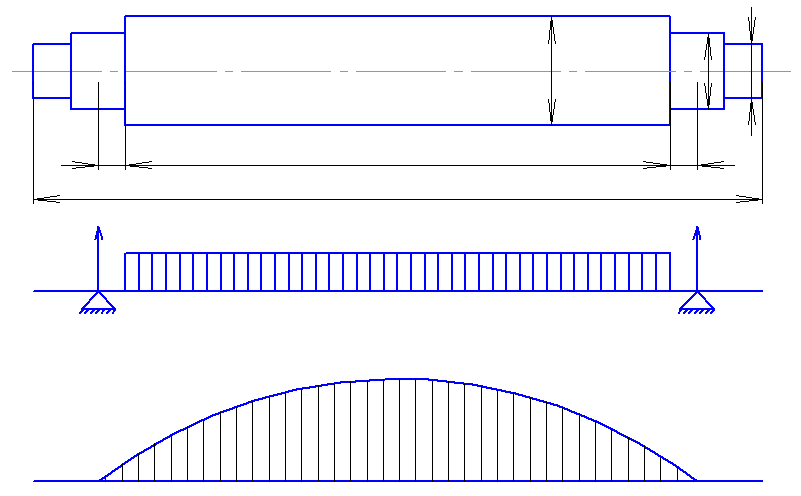
(3.54)  


Рис.3.3. Расчетная схема вала.

Определение запасов прочности (выносливости) в сечении I-I.

Момент сопротивления кручению:

(3.55)

Касательные напряжения:

(3.56)

(3.57)

В данном случае концентраторами напряжений являются шпоночный паз, напрессовка, гантели.

Для напрессовки имеем:

(3.58)

Эффективные концентраторы напряжений для стали 45 с пределом прочности менее 700 Н/мм2 КϬ=1,75.

В связи с тем, что закон изменения крутящего момента неизвестен, предполагают, что он изменяется по пульсирующему циклу, тогда

(3.59)

Запас прочности определяют из выражения

(3.60)

Для данного случая принимаем φτ=0.

Определение прочности в сечении II-II

Сопротивление изгибу W и моменту сопротивления кручения Wк определяют по формулам:

(3.61)

При этом нормальное и касательное напряжения равны:

(3.62)

Амплитуда нормальных напряжений от изгиба:

(3.63)

Среднее напряжение цикла от кручения:

(3.64)

Запас прочности определяют по формулам:

(3.65)

где [n] – допускаемый запас прочности, [n]=1,22,5.

Определение запаса прочности сечения III-III, для этого сечения момент сопротивления изгибу составит:

(3.66)

где b2 – ширина шпоночного паза, мм; t – глубина шпоночного паза, мм.

(3.67)

Нормативные и касательные напряжения, их амплитуда и запас прочности определяются также, как и для сечения II-II.

**Список литературы.**

1. Богданов В.С., Несмеянов Н.П., Катаев Е.Ф. Механическое оборудование предприятий промышленности стройматериалов. Дробильное оборудование. Белгород 1996.
2. Бауман В.А. и др. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. Учебник для вузов. М., «Машиностроение». 1975.
3. Богданов В.С., Катаев Е.Ф., Шарапов Р.Р. Расчет и проектирование дробильного оборудования. Учебное пособие. Белгород 1990.