

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Горные машины»

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ И ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ

Практикум для студентов специальностей
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)»,
1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области горнодобывающей промышленности*

Минск
БНТУ
2019

УДК 622.73(076.5)
ББК 34.7я73
М38

Составитель

П. В. Цыбуленко

Рецензенты:

Л. С. Лис, М. В. Хамицевич

М38 **Машины** и оборудование обогатительных и перерабатывающих производств : практикум для студентов специальностей 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)», 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства» » / сост. П. В. Цыбуленко. – Минск: БНТУ, 2019. – 26 с.
ISBN 978-985-550-988-3.

В практикуме изложена методика расчета оборудования и машин обогащения и переработки горных пород на примерах решения конкретных задач. Приведены примеры расчетов машин и оборудования для грохочения и дробления сыпучих горных пород.

УДК 622.73(076.5)
ББК 34.7я73

ISBN 978-985-550-988-3

© Белорусский национальный
технический университет, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	4
1. РАСЧЕТ ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА	5
2. РАСЧЕТ БАРАБАННОГО ГРОХОТА.....	12
3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МОЛОТКОВОЙ ДРОБИЛКИ.....	17
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	26

ПРЕДИСЛОВИЕ

Обогащение полезных ископаемых представляет собой совокупность операций по первичной переработке руды, угля, торфа и других ископаемых с целью удаления пустой породы, воды, разделения минералов, что приводит к повышению качественных характеристик обогащаемых материалов.

На предприятиях по переработке и обогащению горных пород широко используются процессы подготовки сырья к последующему обогащению с учетом возможностей применения наиболее эффективных способов переработки или непосредственного его использования потребителем. К подготовительным относятся процессы грохочения и классификации (разделение материалов по крупности); дробление, измельчение и дезинтеграция, при которых происходит разрушение минеральных комплексов. Сюда же относятся способы механического обогащения, основанные на различии физико-механических свойств горных пород (по механической прочности, крупности, форме, трению, упругости отскока и др.).

Целью данного практикума является формирование у студентов практических навыков проектного расчета конструктивных и эксплуатационных параметров машин и оборудования для классификации горных пород (грохоты с плоской и вращающейся просеивающей поверхностью) и измельчения пород (молотковые дробилки).

1. РАСЧЕТ ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА

Исходные данные:

тип грохота – наклонный с плоской просеивающей поверхностью;

производительность Q , т/ч;

угол наклона корпуса грохота α , град;

насыпная плотность рассеиваемого материала, ρ , кг/м³;

размер отверстия сита D , м;

коэффициент внутреннего трения рассеиваемого материала $f_{\text{вн}}$.

Расчет выполняется по зависимостям, изложенным в литературных источниках [2, 3, 4] и в соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 1.1. На схеме: 1 – корпус грохота; 2 – приводной вал; 3 – диск; 4 – дебаланс; 5 – привод; 6 – опорные пружины.

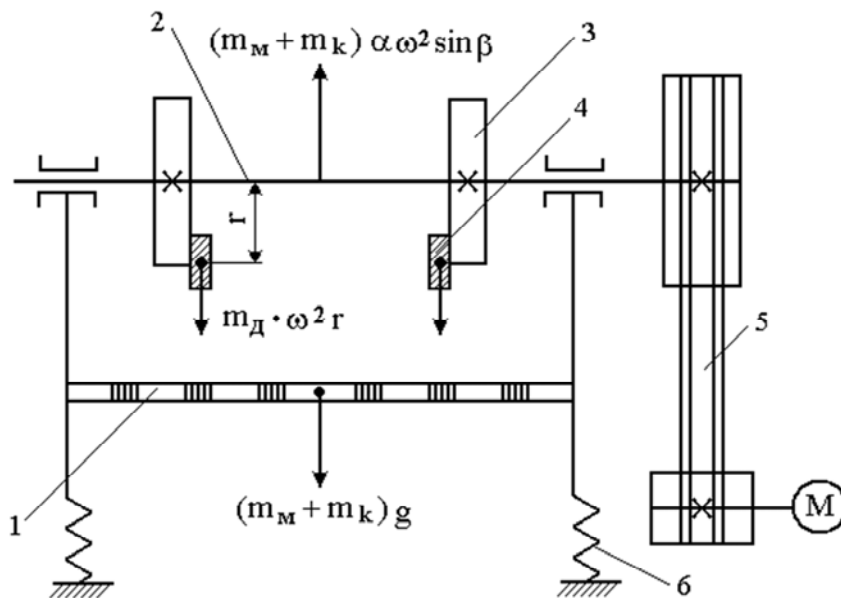


Рис. 1.1. Расчетная схема вибрационного грохота

1.1. Скорость вибрации наклонного грохота

$$a\omega = \sqrt{0,8qD} \left(\frac{\cos \alpha}{\sin \beta} \right), \text{ м/с}, \quad (1.1)$$

где a – амплитуда колебаний короба грохота, м;

ω – угловая скорость приводного вала, с^{-1} ;

q – ускорение силы тяжести, м/с^2 ;

β – угол направления колебаний к просеивающей поверхности, град (для наклонного грохота можно принимать $\beta = 30^\circ$);

α – угол наклона короба грохота, град.

1.2. По табл. 1.1. принимаем значение амплитуды a колебаний короба грохота в зависимости от используемого в грохоте привода. Затем определяем угловую скорость приводного вала.

$$\omega = \frac{a\omega}{a}, \text{ с}^{-1}. \quad (1.2)$$

Таблица 1.1

Рекомендуемые амплитуды колебаний грохота

Привод	Частота колебаний короба, $n, \text{с}^{-1}$	Амплитуда колебаний короба a (мм) для материалов	
		пылевидных	кусковых
Центробежный	45	0,8 – 1,2	0,8 – 1,0
Дебалансный	25	2 – 3	1,5 – 2,5
Центробежный направленного действия	17 – 25	2 – 4	2 – 3
Эксцентрикковый	7,5 – 13	5 – 15	4 – 8

1.3. Частота вращения приводного вала грохота

$$n = \frac{\omega}{2\pi}, \text{ с}^{-1}. \quad (1.3)$$

1.4. Ускорение колебаний сита

$$\gamma = a\omega^2, \text{ м/с}^2. \quad (1.4)$$

По рекомендациям [2] значение γ должно быть не более 80 м/с². Если это условие не выполняется, то необходимо принять большее значение a .

1.5. Скорость перемещения материала по ситу

$$v_m = Ka \cdot \omega, \text{ м/с}, \quad (1.5)$$

где K – коэффициент передачи скорости материалу, который определяется по рис. 1.2.

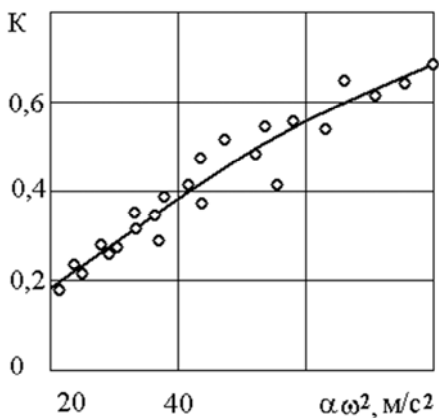


Рис. 1.2. Зависимость коэффициента K передачи скорости от ускорения $a\omega^2$ колебаний сита

1.6. Определим коэффициент режима работы грохота

$$p = a\omega^2 \frac{\sin \beta}{q \sin \alpha}, \quad (1.6)$$

где q – ускорение силы тяжести, м/с².

Значение коэффициента p должно находиться в пределах $1 < p < 3,3$, который характеризует динамический режим работы грохота, а именно с отрывом частиц от сита при $p > 1$ или без отрыва при $p < 1$.

1.7. Задавшись значением эффективности E грохочения в пределах 75–85 % и длиной L сита грохота, определим по графику (рис. 1.3.) высоту h слоя материала в месте загрузки на грохот.

1.8. Ширина грохота

$$B = \frac{Q}{3,6h\vartheta_{\text{мр}}}, \text{ м.} \quad (1.7)$$

Значения B определяются в большую сторону до стандартного значения.

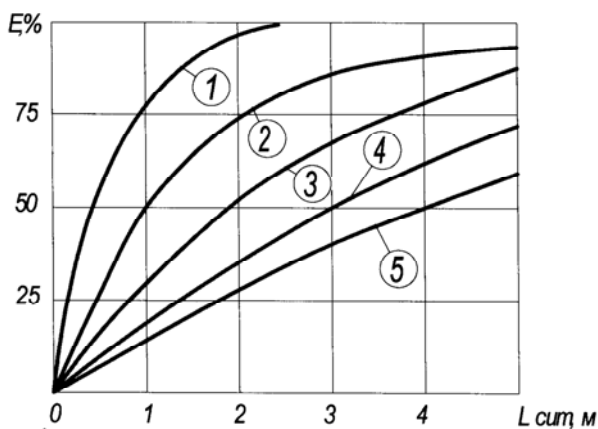


Рис. 1.3. Зависимость E от длины L при высоте слоя материала $h = 0,02$ (1), при $h = 0,04$ (2), при $h = 0,06$ (3), при $h = 0,08$ (4), при $h = 0,1$ (5)

1.9. Масса материала, находящегося на сите,

$$m_{\text{м}} = \frac{QL}{3,6\vartheta_{\text{м}}}, \text{ кг.} \quad (1.8)$$

1.10. Сила трения материала по сити

$$F_f = m_m q f, \text{ н}, \quad (1.9)$$

где f – коэффициент трения материала по поверхности сита (можно принимать равным коэффициенту $f_{\text{вн}}$ внутреннего трения материала).

1.11. Мощность, затрачиваемая на трение материала по сити,

$$N_1 = F_f \vartheta_m, \text{ Вт}. \quad (1.10)$$

1.12. Вертикальная сила F_b , действующая на подшипник приводного вала (рис. 1.4.)

$$F_b = (m_m + m_k)(q + a\omega^2), \text{ н}, \quad (1.11)$$

где m_k – масса короба грохота, кг (для предварительных расчетов можно принять $m_k = (1,5 - 2) m_m$).

1.13. Момент трения в опорах подшипников приводного вала

$$M = F_k \frac{d_b}{2} = F_b f_{\text{п}} \frac{d_b}{2}, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (1.12)$$

где F_k – касательная сила трения, н;

$f_{\text{п}}$ – коэффициент трения в подшипниках (принимается 0,03–0,05);

d_b – диаметр приводного вала, м (принимается предварительно из аналогичных конструкций грохотов).

1.14. Составляющая мощность на преодоление трения а подшипниках грохота

$$N_2 = M\omega, \text{ Вт}. \quad (1.13)$$

1.15. Мощность, затрачиваемая на подбрасывание материала,

$$N_3 = m_m \frac{a^2 \omega^2}{2} n, \text{ Вт}. \quad (1.14)$$

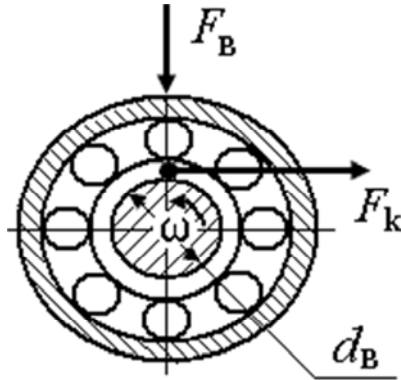


Рис. 1.4. Силы, действующие на подшипник приводного вала

1.16. Мощность привода грохота

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{1000\eta_{\text{пр}}}, \text{ кВт}, \quad (1.15)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода (принимается 0,8–0,9).

1.17. Из условия равновесия сил, действующих на короб грохота в вертикальной плоскости (см. рис. 1.1), и приняв расстояние r установки дебалансов, определим их массу

$$m_q = \frac{(m_m + m_k)(a\omega^2 \sin\beta - q)}{2\omega^2 r}, \text{ кг}. \quad (1.16)$$

Расстояние r установки дебалансов можно первоначально принимать $r = (2-4) h_m$, м.

1.18. Эффективность грохота оценивается по значению удельных затрат грохота и сравнивается с аналогами.

$$q = \frac{N}{Q}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{т}}. \quad (1.17)$$

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Исходные данные вариантов расчета грохота

№ варианта	показатели	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Производительность Q , т/ч	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	30	20
	Угол наклона корпуса грохота, α , град	8	9	10	8	9	10	10	8	9	9	10	8
	Насыпная плотность рассеиваемого материала ρ кг/м ³	1800	1600	1400	1200	1000	1900	1600	1700	400	600	1200	1800
	Размер отверстия сита, D, м	8	10	12	5	7	9	14	8	6	10	14	16
	Коэффициент внутреннего трения материала, $f_{\text{вн}}$	0,7	0,6	0,8	0,7	0,6	0,8	0,7	0,6	0,8	0,5	0,6	0,7
	Диаметр приводного вала грохота d , м	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,05	0,08	0,09	0,09	0,05	0,06
	Коэффициент полезного действия привода, $\eta_{\text{пр}}$	0,8	0,9	0,85	0,8	0,85	0,9	0,9	0,85	0,9	0,8	0,8	0,9
	Эффективность грохочения, E , %	75	80	85	75	85	80	75	85	80	78	80	55

2. РАСЧЕТ БАРАБАННОГО ГРОХОТА

Исходные данные:

производительность Q , т/ч;

радиус барабана, R , м;

размер отверстий сита, d , м;

угол наклона барабана α , град;

насыпная плотность рассеиваемого материала, ρ , кг/м³;

f – коэффициент трения материала по просеивающей поверхности барабана;

Расчет выполняется в соответствии с рекомендациями [3] для грохотов вращающего типа.

На рис. 2.1 представлена схема рабочего органа грохота с указанием его геометрических размеров и действующих скоростей и сил.

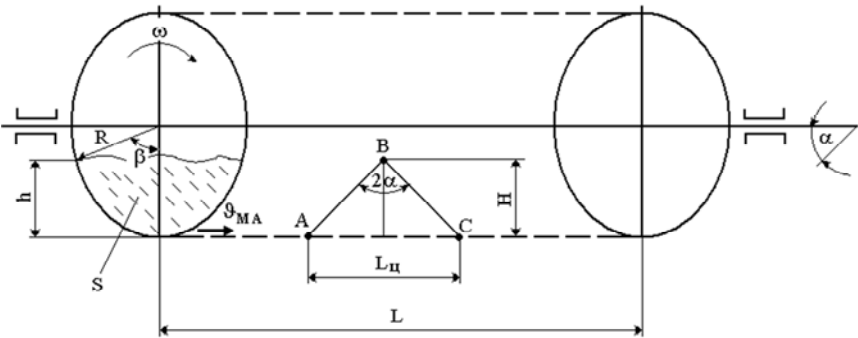


Рис. 2.1. Расчетная схема барабанного грохота

2.1. Для обеспечения перемещения материала по внутренней просеивающей поверхности барабана находится предельная угловая скорость вращения

$$\omega_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{10}{fR}}, \text{ с}^{-1}. \quad (2.1)$$

2.2. Рабочая угловая скорость вращения барабана

$$\omega = \sqrt{\frac{q (\sin \beta - f \cos \beta)}{fR}}, \text{ с}^{-1}, \quad (2.2)$$

где β – угол подъема материала внутри барабана, град (принимается $\beta = 40^\circ$);

q – ускорение силы тяжести, м/с^2 .

2.3. Частота вращения барабана

$$n = \frac{\omega}{2\pi}, \text{ с}^{-1}. \quad (2.3)$$

2.4. Предварительно зададимся длиной барабана из условия

$$L \approx (3,5 - 4)R, \text{ м}. \quad (2.4)$$

2.5. Высота слоя материала в месте загрузки

$$h = \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{3,5\omega \rho \text{tg} 2\alpha \sqrt{R^3}}\right)^2}, \text{ м}. \quad (2.5)$$

2.6. Уточним длину барабана

$$L = \frac{\rho h^{\frac{3}{2}}}{4,6}, \text{ м}. \quad (2.6)$$

2.7. Скорость перемещения материала вдоль барабана

$$\vartheta_m = 0,5\omega \cdot R \text{tg} 2\alpha, \text{ м/с}. \quad (2.7)$$

2.8. Площадь поперечного сечения материала в барабане

$$S = \frac{Q}{3,6\vartheta_m \rho}, \text{ м}^2. \quad (2.8)$$

2.9. Масса материала в барабане при условии, что просеивающая поверхность забита и барабан работает как транспортирующее устройство,

$$m = SL\rho, \text{ кг.} \quad (2.9)$$

2.10. Момент трения в опорах вала барабана

$$M_1 = (m + m_{\text{б}})gf_{\text{п}} \frac{d_{\text{в}}}{2}, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (2.10)$$

где $m_{\text{б}}$ – масса барабана, кг (принимается из технической характеристики аналогов грохота или $m_{\text{б}} = (2-2,5)m$);

$f_{\text{п}}$ – коэффициент трения в подшипниках вала (принимается 0,03–0,05);

$d_{\text{в}}$ – диаметр вала подшипника, м (принимается предварительно из аналогичных конструкций).

2.11. Мощность, необходимая на преодоление трения в опорах вала,

$$N_1 = M_1\omega, \text{ Вт.} \quad (2.11)$$

2.12. Сила трения материала о просеивающую поверхность

$$F_{\text{тр}} = (mg \cos\beta + m\omega^2 R)f, \text{ м/с}^2. \quad (2.12)$$

2.13. Момент трения материала о просеивающую поверхность

$$M_2 = F_{\text{тр}}R, \text{ н} \cdot \text{м}. \quad (2.13)$$

2.14. Мощность, затрачиваемая на трение материала о просеивающую поверхность,

$$N_2 = M_2\omega, \text{ Вт.} \quad (2.14)$$

2.15. Расстояние $L_{ц}$ вдоль оси барабана, на которое переместится материал за один цикл (подъем и опускание материала по поверхности барабана, рис. 2.1.),

$$L_{ц} = \frac{\pi\beta R t \operatorname{tg} 2\alpha}{180}, \text{ м.} \quad (2.15)$$

2.16. Число циклов материала при его перемещении по всей длине грохота

$$Z = \frac{L}{L_{ц}}. \quad (2.16)$$

2.17. Мощность, развиваемая на многократный подъем материала на высоту H ,

$$N_3 = \frac{ZQHg}{3,6}, \text{ Вт,} \quad (2.17)$$

где $H = R - R\cos\beta$ – высота подъема материала, м.

2.18. Мощность привода грохота

$$N_{пр} = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{1000 \cdot \eta_{пр}}, \text{ кВт,} \quad (2.18)$$

где $\eta_{пр}$ – КПД привода (принимается 0,8–0,9)

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 2.1.

Исходные данные вариантов расчета барабанного грохота

№ варианта	показатели	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Производительность Q , т/ч	10	15	20	25	30	35	10	15	20	25	15
	Радиус барабана, R , м	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	0,75	1,0	1,2	1,6	0,8
	Размер отверстий сита, d , м	0,008	0,01	0,012	0,015	0,016	0,007	0,009	0,01	0,015	0,016	0,006
	Насыпная плотность рассеиваемого материала ρ , кг/м ³	340	360	500	670	800	1200	500	1300	1500	1800	400
	Угол наклона барабана, α , град	10	12	11	9	13	10	11	13	14	12	10
	Коэффициент трения материала по просеивающей поверхности, f	0,6	0,7	0,8	0,7	0,8	0,75	0,65	0,6	0,55	0,6	0,75

3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МОЛОТКОВОЙ ДРОБИЛКИ

Исходные данные:

производительность Q , т/ч;

насыпная плотность дробимого материала, ρ , кг/м³;

средний размер смеси дробимого материала, d_1 , м;

средний размер смеси дробленного материала, d_2 , м;

максимальный размер куса дробимого материала, D_{\max} , м;

высота загрузки материала в дробилку H , м;

Расчет выполняется по рекомендациям [2, 3, 4] для молотковых дробилок колосникового типа нереверсивного действия. На рис. 3.1. представлена схема молотковой дробилки с указанием ее размеров и основных элементов.

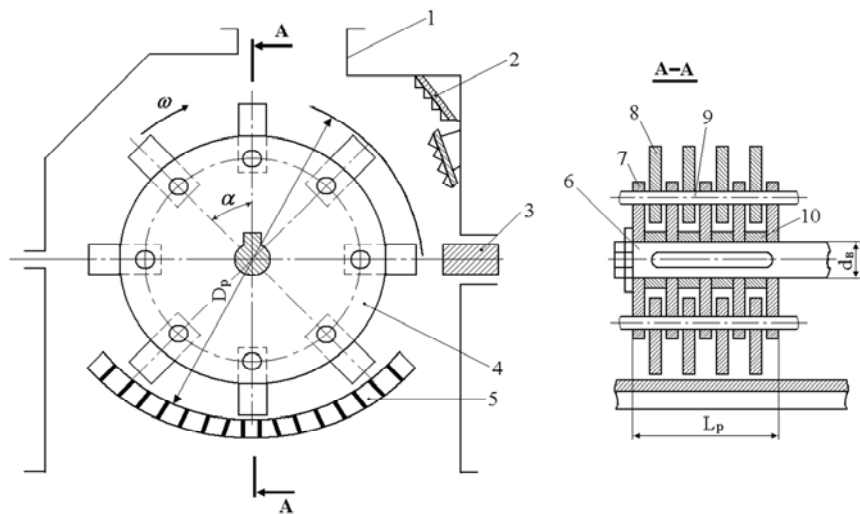


Рис. 3.1. Схема молотковой дробилки:

1 – корпус; 2 – отбойная плита; 3 – брус; 4 – ротор;

5 – колосниковая решетка; 6 – вал ротора; 7 – диск;

8 – молоток; 9 – ось; 10 – втулка

3.1. По рекомендациям [1] определим размеры ротора дробилки.

Диаметр ротора по концам молотков

$$D_p = 3D_{\max} + 0,55, \text{ м}; \quad (3.1)$$

длина ротора

$$L_p = (0,8-1,2)D_p, \text{ м}. \quad (3.2)$$

3.2. Степень дробления

$$i = \frac{d_1}{d_2}. \quad (3.3)$$

3.3. Частота вращения ротора для обеспечения необходимой производительности дробилки

$$n = \sqrt{\frac{10^3 \cdot Q(i-1)}{KL_p D_p^2 \rho}}, \text{ с}^{-1}, \quad (3.4)$$

где K – коэффициент дробления, зависящий от прочности дробимого материала и его физико-механических свойств (принимается для слабопрочных пород $K = 0,3-0,45$, для прочных пород $K = 0,15-0,2$)

3.4. Выполняется проверка вычисленной частоты вращения по условиям ее соотношения с высотой H загрузки материала

$$n \leq \frac{\alpha}{215D_{\max}} \sqrt{2gH}, \text{ с}^{-1}, \quad (3.5)$$

где α – центральный угол между соседними рядами молотков, град (определяется по количеству молотков, установленных на диске ротора).

3.5. Окружная скорость вращения ротора по концам молотков.

$$v = \pi D_p n, \text{ м/с.} \quad (3.6)$$

3.6. Угловая скорость вращения ротора

$$\omega = 2\pi n, \text{ с}^{-1}. \quad (3.7)$$

3.7. Необходимая мощность электродвигателя по рекомендациям [3]

$$N_{\text{дв}} = (1-1,5)Q \cdot i, \text{ кВт.} \quad (3.8)$$

Значение коэффициента выбирается в зависимости от категории прочности дробимого материала. Вычисленная по формуле (3.8) мощность уточняется по зависимости

$$N_{\text{дв}} = q \cdot Q, \text{ кВт,} \quad (3.9)$$

где q – удельная затрата мощности, кВт·ч/т (принимается из рис. 3.2).

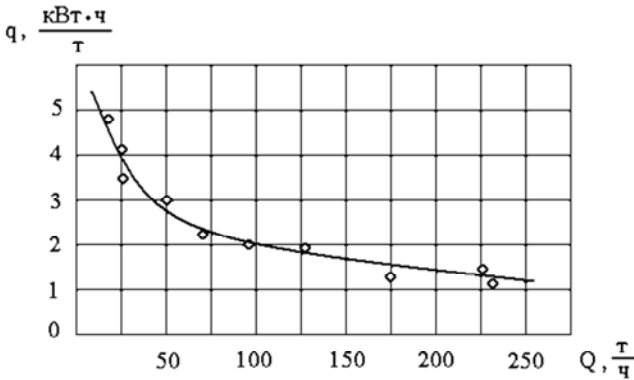


Рис. 3.2. Зависимость удельных затрат мощности q от производительности Q дробилки

При значительном расхождении мощности, определенной по зависимостям (3.8) и (3.9) принимают большее ее значение.

3.8. Крутящий момент на валу ротора дробилки

$$M_{кр} = \frac{1000N_{дв}}{\omega}, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.10)$$

3.9. Диаметр вала ротора в опасном сечении

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot M_{кр}}{0,2[\tau]}}, \text{ мм}, \quad (3.11)$$

где $[\tau]$ – допустимое напряжение на кручение, МПа ($[\tau]$ для тяжелонагруженных валов принимают 20–35МПа.).

3.10. Вал ротора выполняется ступенчатым. Первая ступень – под шкив или муфту, вторая – под подшипник, третья – резьбовая и четвертая – под диски и кольца (рис. 3.3).

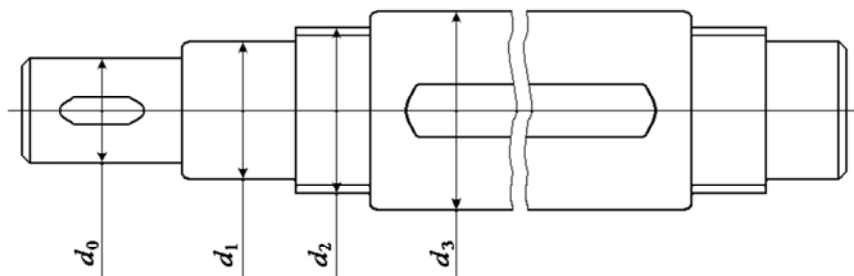


Рис. 3.3. Конфигурация вала ротора

3.11. Увеличение диаметра вала по ступеням определяется

$$d_i = 1,2^n \cdot d_0, \text{ мм}, \quad (3.12)$$

где n – число ступеней вала.

$$d_1 = 1,2 d_0; \quad d_2 = 1,2 d_1; \quad d_3 = 1,2 d_2, \text{ мм}.$$

3.12. Масса молотка

$$m_m = \frac{2W}{g^2}, \text{ кг}, \quad (3.13)$$

где W – кинетическая энергия, развиваемая вращающимся молотком, Дж (принимается по табл. 3.1. в зависимости от прочности дробимого материала).

Таблица 3.1

Значения кинетической энергии молотков

Категория прочности дробимого материала	Кинетическая энергия, развиваемая молотком, Дж
Слабые	3200–4200
Ниже средней прочности	4200–1000
Средней прочности	10500–18000
Прочные	18000–25000
Очень прочные	25000–35000

3.13. Объем молотка

$$V = \frac{m_m}{\rho_{ст}}, \text{ м}^3, \quad (3.14)$$

где $\rho_{ст}$ – плотность стали (принимается $\rho_{ст} = 7850 \text{ кг/м}^3$).

3.14. Размеры молотка A и B (рис. 3.4) принимаются конструктивно или определяются по рекомендациям

$$\begin{aligned} A &= (5-7)d_1, \text{ м}; \\ B &= (0,35-0,45)A, \text{ м}. \end{aligned} \quad (3.15)$$

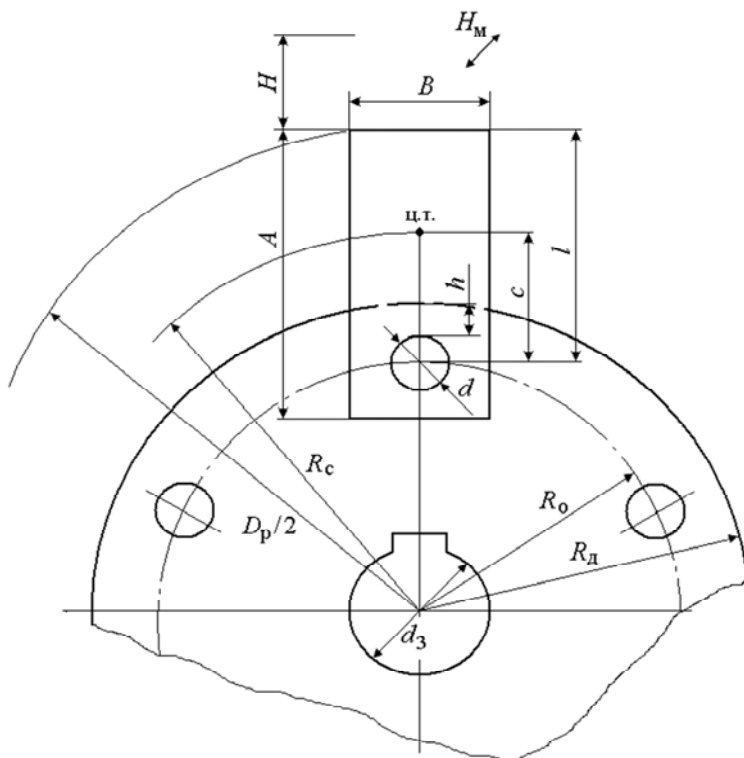


Рис. 3.4. Расчетная схема элементов ротора дробилки

3.15. Толщина молотка

$$H_m = \frac{V}{A \cdot B}, \text{ м.} \quad (3.16)$$

3.16. Расстояние от центра тяжести молотка до оси отверстия

$$c = \frac{A^2 + B^2}{6a}, \text{ м.} \quad (3.17)$$

3.17. Расстояние от конца молотка до оси отверстия

$$l = c + 0,5A, \text{ м.} \quad (3.18)$$

3.18. Радиус окружности расположения центра тяжести молотка и оси отверстия

$$\begin{aligned} R_c &= \frac{D_p}{2} - l + c, \text{ м;} \\ R_0 &= \frac{D_p}{2} - l, \text{ м.} \end{aligned} \quad (3.19)$$

3.19. Центробежная сила инерции молотка

$$P_{\text{и}} = m_{\text{м}} \cdot \omega^2 \cdot R_c, \text{ н.} \quad (3.20)$$

3.20. Диаметр оси молотка определяют как двухопорную балку на изгиб

$$d = 1,363 \sqrt{\frac{P_{\text{и}} \cdot H_{\text{м}}}{[\sigma_{\text{и}}]}}, \text{ м,} \quad (3.21)$$

где $[\sigma_{\text{и}}]$ – допустимое напряжение стали оси на изгиб (можно принять $[\sigma_{\text{и}}] = 110\text{--}120$ МПа).

3.21. Толщина диска

$$\delta \geq \frac{P_{\text{и}}}{d \cdot [\sigma_{\text{см}}]}, \text{ м.} \quad (3.22)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ – предел прочности стали диска на сжатие (принимается $[\sigma_{\text{см}}] = 80\text{--}90$ МПа)

3.22. Размер перемычки между краем диска и отверстия оси

$$h = \frac{0,5P_{\text{и}}}{H_{\text{м}} [\sigma_{\text{ср}}]}, \quad (2.23)$$

где $[\sigma_{\text{ср}}]$ – допустимое напряжение стали диска при срезе (можно принимать $[\sigma_{\text{ср}}] = 60\text{--}70$ МПа).

3.23. Радиус диска ротора

$$R_d = R_0 + \frac{d}{2} + h, \text{ м.} \quad (3.24)$$

3.24. Максимальное напряжение в центральном отверстии диска от его центробежной силы

$$\sigma_d = \rho \cdot \omega^2 \left[0,825R_d^2 + 0,175\left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \right], \text{ Па,} \quad (3.25)$$

где ρ – плотность стали, кг/м³ (принимается 7850 кг/м³)

3.25. Максимальное напряжение в центральном отверстии диска от центробежной силы молотков

$$\sigma_m = \frac{P_n \cdot R_0 \cdot z}{\pi \delta \left[R_0^2 - \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \right]}, \text{ Па,} \quad (3.26)$$

где z – число молотков на диске, шт.

3.26. Суммарное напряжение на образующей центрального отверстия диска

$$\sigma = \sigma_d + \sigma_m, \text{ Па.} \quad (3.27)$$

3.27. Выполнение условия на прочность диска

$$\sigma \leq [\sigma_{cm}], \text{ Па.} \quad (3.28)$$

Если условие не выполняется, необходимо принять марку стали большей прочности или уменьшить частоту вращения ротора.

Исходные данные для выполнения расчетов приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2.

Исходные данные вариантов расчета молотковой дробилки

№ варианта	показатели	1	2	3	4	5	6	7	8
Производительность дробилки Q , т/ч		12	60	200	100	10	170	80	20
Насыпная плотность дробимого материала, кг/м ³		400	320	1200	900	1800	1400	1000	350
Средний размер смеси дробимого материала, d_1 , м		0,03	0,035	0,025	0,035	0,02	0,03	0,025	0,035
Средний размер смеси дробленного материала, d_2 , м		0,008	0,008	0,01	0,015	0,01	0,015	0,01	0,01
Максимальный размер дробимого материала, D_{max} , м		0,1	0,15	0,25	0,20	0,05	0,3	0,025	0,15
Высота загрузки материала в дробилку H , м		1,2	1,0	0,8	0,9	0,5	1,2	1,0	1,2
Категория прочности дробимого материала		слабый	ниже средней прочности	средней прочности	прочный	прочный	средней прочности	ниже средней прочности	средней прочности

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барабашкин, В. П. Молотковые дробилки / В. П. Барабашкин. – М. : Недра, 1973. – 140 с.
2. Борщев, В. Я. Оборудование для переработки сыпучих материалов / В. Я. Борщев, Ю. И. Гусев, М. А. Промтов. – М. : Машиностроение, 2006. – 208 с.
3. Горфин, О. С. Машины и оборудование по переработке торфа / О. С. Горфин. – М. : Недра, 1990. – 206 с.
4. Перов, В. А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых : учеб. пособие по специальности «Обогащение полезных ископаемых» / В. А. Перов, С. Е. Андреев, Л. Ф. Биленко. – М. : Недра, 1990. – 300 с.

Учебное издание

**МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ
ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ
И ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ
ПРОИЗВОДСТВ**

Практикум для студентов специальностей
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование (по направлениям)»,
1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства»

Составитель
ЦЫБУЛЕНКО Петр Васильевич

Редактор *Т. В. Мейкшане*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 02.04.2019. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 1,57. Уч.-изд. л. 1,23. Тираж 100. Заказ 205.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.

