

Министерство образования и науки Российской Федерации
Казанский государственный архитектурно-строительный университет
Кафедра Технологии строительных материалов, изделий и конструкций

Методические указания
к практическим занятиям для бакалавров по направлению "Строительство",
профиль «Производство и применение строительных материалов, изделий и
конструкций»
по дисциплине «Механическое оборудование предприятий стройиндустрии»

Казань - 2017 г.

УДК 666.7+666.182+725.4 (07)
ББК 38.3

Методические указания к практическим занятиям для бакалавров по направлению "Строительство", профиль «Производство и применение строительных материалов, изделий и конструкций» по дисциплине «Механическое оборудование предприятий стройиндустрии»/ Сост.: И.В. Боровских, . – Казань, изд-во КазГАСУ, 2017– 68 с.

Методические указания охватывают все разделы дисциплины: «Механическое оборудование предприятий строительной индустрии» по направлению "Строительство". Представленные практические занятия позволят обучающимся закрепить знания по изучению конструкции и принципа действия оборудования, а также использовать теоретические знания в практических расчетах.

Табл. 31. Ил. 37. Библ.: 11 назв.

© Казанский государственный архитектурно-строительный университет, 2016

Оглавление

Цель и задачи учебного пособия.....	3
Практическая работа № 1. Изучение конструкции и определение основных параметров шнекового питателя.....	4
Практическая работа № 2. Изучение конструкции и определение основных параметров тарельчатого питателя.....	9
Практическая работа № 3. Изучение конструкции и определение основных параметров пластинчатого питателя.....	13
Практическая работа № 4. Изучение конструкции и определение основных параметров барабанного грохота.....	16
Практическая работа №5. Изучение конструкции и определение основных параметров виброгрохота.....	19
Практическая работа № 6. Изучение конструкции и определение основных параметров бегунов.....	23
Практическая работа № 7. Изучение конструкции и определение основных параметров шаровых мельниц.....	31
Практическая работа № 8. Изучение конструкции и определение основных параметров ленточного конвейера.....	36
Практическая работа № 9. Определение основных параметров роторного бетоносмесителя циклического действия с принудительным смешиванием материала.....	42
Практическая работа № 10. Изучение конструкции и определение основных параметров двухвального бетоносмесителя непрерывного действия.....	50
Практическая работа № 11. Изучение конструкции и определение основных параметров щековой дробилки с сложным движением щеки.....	54
Практическая работа № 12. Изучение конструкции и определение основных параметров валковой дробилки.....	61
Практическая работа № 13. Изучение конструкции и определение основных параметров конусной дробилки.....	68
Практическая работа № 14. Изучение конструкции и определение основных параметров молотковой дробилки.....	74
Вопросы для самопроверки.....	78
ПРИЛОЖЕНИЯ	
Приложение 1.....	83
Приложение 2.....	84
Приложение 3.....	86
Библиографический список.....	87

Цели и задачи методических указаний

Цель методических указаний - закрепление и расширение теоретических знаний, полученных при изучении дисциплины "Механическое оборудование предприятий строительной индустрии", приобретение практических навыков в области проектирования и расчета основных параметров оборудования строительной индустрии, развитие творческих способностей студентов при решении различных инженерных задач.

В методических указаниях представлены описания конструкций и принцип их действия, дается расчет выходных параметров оборудования основных технологических процессов: дробления, помола, классификации, транспортирования и смешения материалов. При описании конструкции и принципа действия машин обращается внимание на их место в технологическом процессе производства, на обоснованность выбора того или иного типа оборудования в зависимости от физико-химических характеристик перерабатываемого материала (см. приложение 2).

С целью установления непрерывности процесса изучения специальных дисциплин в конце пособия помещены контрольные вопросы к каждому практическому занятию, которые создают комплексный подход в изучении оборудования и установлении тесной взаимосвязи между технологическими процессами и устройством машин предприятий строительной индустрии.

Практическая работа № 1
Изучение конструкции и определение основных параметров шнекового питателя

Цель работы: изучить конструкцию и принцип действия шнекового питателя, изучить методику расчета производительности и потребляемой мощности шнекового питателя.

Шнековые питатели получили широкое распространение в промышленности строительных материалов благодаря высокой производительности (до 300 т/ч) при малых габаритах, простоте устройства и обслуживания, высокой надежности, возможности герметичного транспортирования пылящих измельченных материалов.

Шнековые питатели применяются для транспортирования сыпучих материалов в горизонтальном направлении и под углом к горизонту. В зависимости от угла наклона оси шнека к горизонту их подразделяют на: горизонтальные ($\beta = 0^\circ$); пологонаклонные ($0^\circ < \beta < 30^\circ$); крутонаклонные ($30^\circ < \beta < 60^\circ$); вертикальные ($60^\circ < \beta < 90^\circ$).

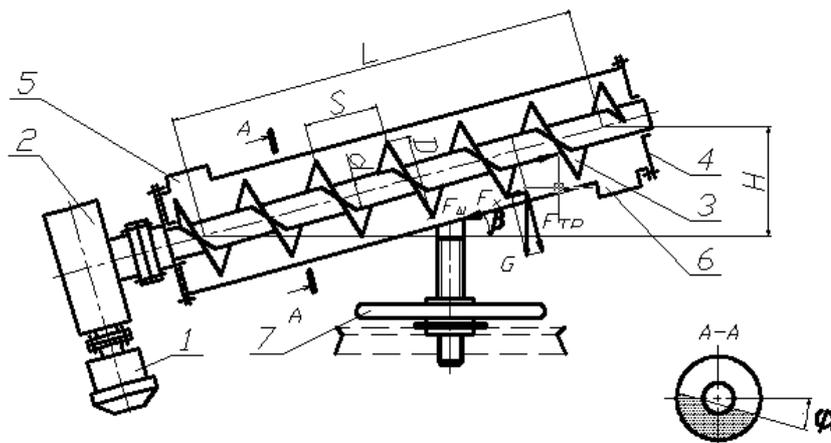


Рисунок 1.1. Схема шнекового питателя

Шнековый питатель (рис. 1.1) представляет собой винт (шнек) 3, вращающийся в подшипниках, внутри корпуса 4 цилиндрической формы. Загрузка и разгрузка материала производится через загрузочный 5 и разгрузочный 6 патрубки. Вал шнека приводится во вращение от электродвигателя 1 через редуктор 2. Корпус питателя, изготавливают из трубы или сварным из листовой стали толщиной 3-5 мм. В промышленности строительных материалов применяются шнеки следующих конструкций:

- сварные, в которых вал шнека изготовлен из трубы с приваренными к ней цапфами и винтовой поверхностью по длине трубы (вала);

- литые из износостойкого отбеленного чугуна.

В зависимости от целевого назначения питателя применяют шнеки:

- со сплошной винтовой поверхностью (для перемещения сыпучих материалов);

- ленточные, имеющие винтовую поверхность, изготовленную из узкой стальной полосы, которая укреплена на валу с зазором (для одновременного транспортирования и перемешивания материала);

- лопастные, состоящие из установленных на валу по винтовой линии лопастей (для одновременного транспортирования, разрыхления и перемешивания);

- фасонные, с вырезами по наружной кромке винтовой поверхности (для транспортирования и перемешивания слежавшихся материалов).

Подшипниковый узел крепления вала шнека, воспринимающий осевые нагрузки от шнека, в горизонтальных питателях включает упорный и радиальный подшипники. В наклонных питателях этот узел воспринимает еще и нагрузку от осевой составляющей силы тяжести шнека. Противоположный конец вала шнека опирается на радиальный подшипник.

К недостаткам шнековых питателей относятся: высокий удельный расход энергии на транспортирование; повышенный износ винта и корпуса, чувствительность к перегрузкам, ведущая к образованию скоплений материала внутри корпуса.

Расчет основных параметров

Исходные данные для расчета:

$D=100$ мм; $d=26$ мм; $L=1$ м; $\rho=1300$ кг/м³; $f_2=56$ мм; $k=1,3$; $\mu_1=0,05$ мм.

Производительность шнекового питателя Q , кг/с, определяется по формуле

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot g_T \cdot c \cdot \psi \cdot \rho, \quad (1.1)$$

где D - наружный диаметр шнека (см. рис. 1.1), м; d - диаметр вага шнека, м; g_T - теоретическая скорость транспортирования материала вдоль корпуса шнека, м/с; c - коэффициент, учитывающий проскальзывание материала вдоль корпуса (табл.1.4); ψ - коэффициент заполнения корпуса материалом ($\psi=0,125 - 0,45$); ρ - насыщенная плотность материала, кг/м³.

Таблица 1.1 Влияние угла наклона питателя на коэффициент проскальзывания материала

Величина коэф- фициента	Угол наклона оси шнека к горизонту β				
	0°	5°	10°	15°	20°
C	1,0	0,9	0,8	0,7	0,63

Теоретическая скорость транспортирования, материала g_T , м/с, определяется по формуле

$$g_T = S \cdot n, \quad (1.2)$$

где S - шаг винта; n - частота вращения винта, с⁻¹.

Таким образом, из указанных выше формул видно, что увеличение шага винта S и частоты вращения n ведет к увеличению производительности. Однако частота вращения вала шнека n не должна превышать определенную максимальную величину n_{max} . В случае превышения частоты вращения величины n_{max} из-за возрастания центробежных сил, действующих на частоты материала, затраты энергии на транспортировку материала резко возрастают. Наибольшая частота вращения вала шнека для горизонтальных и наклонных питателей n_{max} , с⁻¹, определяется по эмпирической формуле

$$n_{max} = \frac{A}{\sqrt{D}}, \quad (1.3)$$

где A - коэффициент, зависящий от свойств транспортируемого материала, $A=0,5-1,08$ (чем больше плотность и абразивность материала, тем больше принимается значение коэффициента A).

Шаг винта S , в свою очередь, также ограничен в своем росте величиной, определяемой по формуле

$$S = tg\alpha \cdot \pi \cdot D_{cp}, \quad (1.4)$$

где $D_{cp} = 0,8 \cdot D$; α - угол подъема винтовой линии.

Причем оптимальная величина угла α , при котором обеспечивается максимальная осевая скорость транспортирования и производительность, составляет

$$\alpha = \frac{1}{2} \arctg \frac{\omega_0^2 \cdot D \cdot f_2}{g \cdot \cos \beta} - \frac{\varphi_1}{2}, \quad (1.5)$$

где ω_0 - угловая скорость вращения шнека, рад/с; f_2 - коэффициент трения материала о корпус питателя; β - угол наклона оси шнека к горизонту; φ_1 - угол поворота свободной поверхности материала, $\varphi_1=20^\circ$ (см. рис. 1.1).

Энергия, затрачиваемая на вращение шнека, расходуется на перемещение материала и преодоление силы трения в подшипниковых узлах.

Мощность привода P , Вт, шнекового питателя определяется по формуле

$$P = \frac{M \cdot \omega_0}{\eta}, \quad (1.6)$$

где M - суммарный момент сил сопротивления вращению шнека, Н·м; η - КПД привода питателя ($\eta=0,75$);

$$\text{Суммарный момент } M, \text{ Н}\cdot\text{м, равен} \quad M = k \cdot M_1 + M_2, \quad (1.7)$$

где k - эмпирический коэффициент, $k = 1,1-2,0$ (чем больше плотность и абразивность материала, тем больше его значение); M_1 - момент, необходимый для перемещения материала; M_2 - момент, необходимый для преодоления сил трения в подшипниковых узлах:

$$M_1 = (F_x + F_{mp}) \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi_1) \cdot \frac{D_{cp}}{2}, \quad (1.8)$$

где F_x и F_{mp} - соответственно осевая составляющая силы тяжести транспортируемого материала и сила трения материала о корпус питателя (см. рис.1.1), Н.

Сила тяжести материала, находящегося в корпусе питателя G , Н,

$$G = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot \rho \cdot \psi \cdot L \cdot g, \quad (1.9)$$

где L - длина транспортирования (см. рис.1.1), м.

$$F_x = G \cdot \sin \beta, \quad (1.10)$$

$$F_{mp} = G \cdot \cos \beta \cdot f_2. \quad (1.11)$$

Момент, необходимый для преодоления сил трения в радиальном и упорном подшипниках, M_2 , Н·м, определяется по формуле

$$M_2 = (F_x + F_{mp} + F_{uu}) \cdot \mu_1 \cdot \frac{d_{cp}}{2} + F \cdot \mu_1 \cdot \frac{d}{2}, \quad (1.12)$$

где F_{uu} - осевая составляющая силы тяжести шнека, Н; μ_1 - коэффициент трения качения в радиальном и упорном подшипниках ($\mu_1=0,05-0,08$); d_{cp} -средний диаметр упорного, подшипника, м; F - радиальная составляющая силы давления на опоры, Н;

$$F_{uu} = G_{uu} \cdot \sin \beta, \quad (1.13)$$

где G_{uu} - сила тяжести шнека, $G_{uu}=95\text{Н}$.

$$F = \sqrt{(G_{uu} \cdot \cos \beta)^2 + ((F_x + F_{mp}) \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi_1))^2}, \quad (1.14)$$

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием лабораторной работы.
2. Начертите кинематическую схему питателя.
3. Произведите расчеты производительности и мощности привода.
4. Постройте графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - производительности и мощности от угла наклона питателя $Q = f(\beta)$ и $P = f(\beta)$, при следующих исходных данных: конвейер – пологонаклонный $\beta=(0...30)$, число оборотов принять $n=0,3$ об/с, коэффициент заполнения принять $\varphi=0,2875$;

2 подгруппа: - производительности и мощности от коэффициента заполнения корпуса питателя материалом $Q = f(\psi)$ и $P = f(\psi)$, при следующих исходных данных: коэффициент заполнения изменяется в пределах $\varphi=0,125...0,45$; угол наклона питателя принять $\beta=15^0$; число оборотов шнекового вала принять $n=0,3$ об/с.

3 подгруппа: - производительности и мощности от числа оборотов шнекового вала $Q = f(n)$ и $P = f(n)$, при следующих исходных данных: число оборотов изменяется в пределах $n=0...1,8$ об/с; коэффициент заполнения принять $\varphi=0,2875$; угол наклона конвейера принять $\beta=15^0$.

5. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности и потребляемой мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 2

Изучение конструкции и определение основных параметров тарельчатого питателя

Цель работы: изучить конструкцию и принцип действия тарельчатого питателя, изучить методику расчета производительности и потребляемой мощности тарельчатого питателя.

Тарельчатые питатели применяют для непрерывной передачи пылевидных, зернистых и мелкокусковых (с диаметром куска до 150 мм) сыпучих материалов в перерабатывающие машины и агрегаты, а также для объемного дозирования сыпучих материалов в непрерывных технологических процессах. Отечественной промышленностью выпускаются тарельчатые питатели с диаметром тарели 0,5-2,0 м, производительностью 1,5-35 м³/ч и частотой вращения тарели 0,067-0,117 с⁻¹.

Тарельчатый питатель (рис. 2.1 и рис. 2.2) состоит из вращающейся вокруг вертикальной оси тарели 4, над которой укреплена, не доходящая до поверхности тарели, телескопическая цилиндрическая обойма 6, расположенная под круглым выпускным отверстием бункера 7, и ножа 5, сбрасывающего часть материала с тарели.

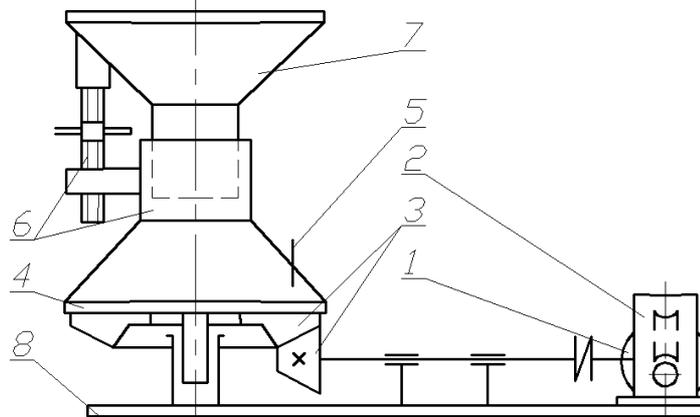


Рисунок 2.1. Схема тарельчатого питателя.

Транспортируемый материал высыпается из бункера на тарель в форме усеченного конуса, нижний диаметр которого определяется углом естественного откоса материала и расстоянием от обоймы 6 до тарели 4. Производительность питателя регулируется двумя способами: изменением положения обоймы 6 и изменением угла установки ножа 5. Привод питателя осуществляется от электродвигателя через червячный редуктор 2 и коническую зубчатую передачу 3.

К достоинствам тарельчатых питателей относятся компактность и простота конструкции, к недостаткам - ограниченная область применения, необходимость регулирования подачи материала в питатель в зависимости от зернового состава и влажности.

Расчет основных параметров

Исходные данные для расчета: $R=300$ мм; $r_0=114$ мм; $h=6$ мм.

Частоту вращения тарели выбирают такой, при которой частицы материала не сбрасываются с ее поверхности под действием центробежных сил, т.е. сила трения, удерживающая материал на тарели, должна быть не меньше центробежной силы:

$$mgf \geq m\omega^2 R \quad (2.1)$$

Или
$$mgf \geq m(2\pi n)^2 R, \quad (2.2)$$

где m - масса материала, кг; f - коэффициент трения материала о поверхность тарели; ω - угловая скорость вращения тарели, рад/с; R - радиус тарели, м; n - частота вращения тарели, с⁻¹.

Критическая частота вращения, оси которой центробежная сила равна силе трения

$$n_{кр}, \text{ с}^{-1}, \quad n_{кр} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot f}{R}}. \quad (2.3)$$

Или, принимая величину $f=0,3$, получим $n_{кр}, \text{ с}^{-1}$,

$$n_{кр} = \frac{0,273}{\sqrt{R}}. \quad (2.4)$$

Производительность питателя Q , кг/ч, определяется по формуле

$$Q = 3600 \cdot \left(\frac{\pi \cdot h}{3} \cdot (R^2 + r^2 + R \cdot r) - \pi \cdot r^2 \cdot h \right) \cdot \rho \cdot n, \quad (2.5)$$

где h - высота кольца срезаемого ножом материала, м; ρ - плотность транспортируемого материала, кг/м³; r - внутренний радиус кольца срезаемого ножом материала (расстояние, от центра тарели до ножа), м,

$$r = \frac{r_0}{\cos 2\beta}, \quad (2.6)$$

где β - угол сбрасывания материала ножом, $\beta = 0-15^\circ$; r_0 - расстояние, от центра тарели до ножа, при $\beta = 0^\circ$, $r_0 = 114$ мм.

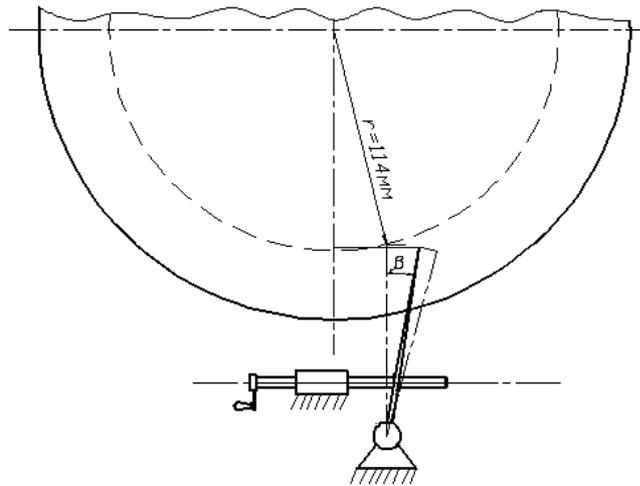


Рисунок 2.3. Схема для определения угла сбрасывания материала с тарели
Мощность привода тарельчатого питателя P , Вт, определяется по формуле

$$P = \frac{F \cdot g \cdot k \cdot (1 + \cos \beta) \cdot f_1}{\eta}, \quad (2.7)$$

где F - сила трения материала о тарель, Н; g - скорость движения сбрасываемого материала, м/с; k - коэффициент дополнительного сопротивления, $k = 1,25$; f - коэффициент трения материала о поверхность скребка, $f = f_1 = 0,3$; η - КПД привода, $\eta = 0,7-0,8$.

Скорость сбрасывания материала g , м/с, можно определить по формуле

$$g = (R - r) \cdot \pi \cdot n. \quad (2.8)$$

Сила трения материала о тарель F , Н, равна

$$F = A \cdot L \cdot \rho \cdot g \cdot f, \quad (2.9)$$

где A - площадь поперечного сечения материала, срезаемого ножом, м²; L - путь центра тяжести сбрасываемого материала, $L = \pi(R - r)$, м; f - коэффициент трения материала о тарель, $f = 0,3$.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием лабораторной работы.
2. Начертите схему установки.
3. Произведите расчеты критической частоты вращения тарели $n_{кр}$ производительности и мощности привода.

4. Постройте графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - производительности и мощности от частоты вращения тарели $Q = f(n)$ и $P = f(n)$, при следующих исходных данных: число оборотов варьируется в пределах $n = 0,067-0,117$ об/с, угол сбрасывания материала $\beta = 10^\circ$, транспортируемый материал - клинкер $\rho = 1550$ кг/м³.

2 подгруппа: - производительности и мощности от плотности транспортируемого материала $Q = f(\rho)$ и $P = f(\rho)$, при следующих исходных данных: число оборотов принять $n = 0,092$ об/с, угол сбрасывания материала $\beta = 10^\circ$, плотность транспортируемого материала варьируется в пределах $\rho = 1100-1550 \text{ кг/м}^3$.

3 подгруппа: - производительности и мощности от угла сбрасывания материала ножом $Q = f(\beta)$ и $P = f(\beta)$, при следующих исходных данных: число оборотов принять $n = 0,117$ об/с, угол сбрасывания материала варьируется в пределах $\beta = 0-15^\circ$, транспортируемый материал – известняковая мука $\rho = 1420 \text{ кг/м}^3$.

5. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности и потребляемой мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 3 Изучение конструкции и определение основных параметров пластинчатого питателя

Цель работы: изучить конструкцию и принцип действия пластинчатого питателя, изучить методику расчета производительности и потребляемой мощности пластинчатого питателя.

Пластинчатые питатели служат для непрерывного транспортирования крупнокусковых, абразивных, горячих материалов в дробильное и другое технологическое оборудование, а также для выдачи кусковых материалов из бункеров. Такие питатели изготавливаются для тяжелых, средних и легких условий работы при транспортировании материалов крупностью до 1,3; 0,5 и 0,2 м соответственно. Тяговым элементом питателя является одна или две цепи, грузонесущим - жесткий металлический настил, состоящий из отдельных пластин (поэтому питатель и называется пластинчатым), движущийся по направляющим. Действие динамических нагрузок на тяговые цепи ограничивает скорость их движения обычно до 1,25 м/с.

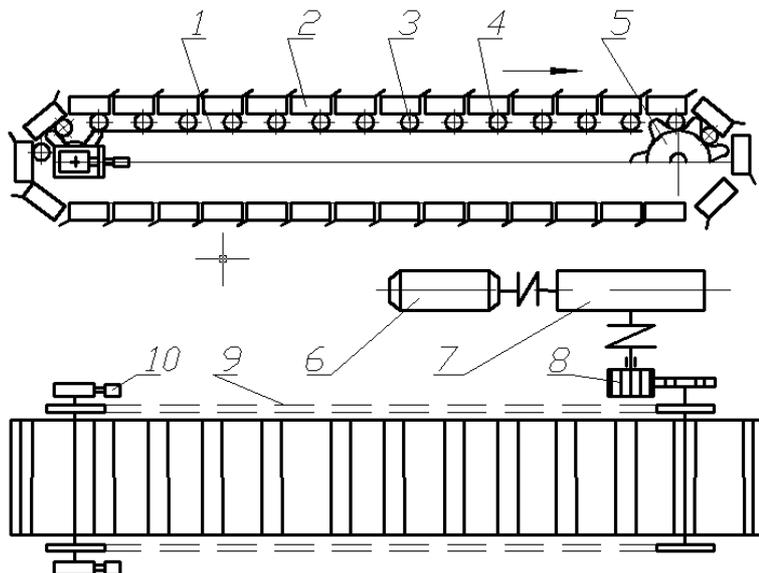


Рисунок 3.1. Схема пластинчатого шпателя

Преимуществами пластинчатых питателей являются: возможность транспортирования тяжелых крупнокусковых и горячих грузов; высокая производительность (до $120 \text{ м}^3/\text{ч}$); плавный ход; возможность непосредственной загрузки (самопитание из бункеров без применения дополнительных питателей). К недостаткам пластинчатых питателей относятся: высокая металлоемкость, сложность эксплуатации и ремонта из-за большого числа шарнирных соединений деталей цепей.

Пластинчатый питатель (см. рис. 3.1) устанавливается на раме, по концам которой смонтированы две звездочки (на загрузочном конце - натяжная звездочка с винтовым натяжным устройством 10, на разгрузочном - приводная звездочка 5). Бесконечный грузонесущий орган, состоящий из пластин с бортами 2 прикреплен к двум тяговым цепям 1, которые огибают концевые звездочки и находятся в зацеплении с их зубьями. Тяговые цепи 1 снабжены опорными роликами 4, они соединяются с пластинами посредством пальцев 3 и движутся по направляющим путям 9 вдоль продольной оси конвейера. Привод питателя осуществляется от электродвигателя 6 через редуктор 7 и цилиндрическую зубчатую передачу 8.

Расчет основных параметров

Исходные данные для расчета: $V=230$ мм; $h=30$ мм; $L=1,17$ м; $l=100$ мм; $n=10$; $d=2$ мм; $D=45$ мм; $g_2=350$ Н/м; $\beta=0$.

Производительность питателя Q , кг/с, определяется по формуле

$$Q = B \cdot h \cdot g \cdot \rho \cdot \psi, \quad (3.1)$$

где B - ширина пластин, м; h - высота бортов, м; g - скорость движения цепи, м/с; ρ - плотность транспортируемого материала, кг/м³; ψ - коэффициент заполнения, $\psi=0,7-0,9$.

Мощность привода P , Вт, пластинчатого питателя определяется по формуле

$$P = \frac{F \cdot g}{\eta}, \quad (3.2)$$

где F - суммарное тяговое усилие цепи, Н; η - КПД привода, $\eta=0,7-0,8$.

Суммарное тяговое усилие цепи для наклонно установленных питателей, F , Н, составляет

$$F = (g_1 + g_2) \cdot L \cdot (\cos \beta \pm \sin \beta) \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (3.3)$$

где g_1 - сила тяжести транспортируемого материала, приходящаяся на один погонный метр длины питателя, Н/м; g_2 - сила тяжести одного погонного метра грузонесущего органа, $g_2=200-500$ Н/м; L - расстояние между центрами звездочек, м; β - угол установки питателя, град; k_1 - коэффициент, учитывающий потери на перегибы цепи, $k_1=1,15$; k_2 - коэффициент тяги.

$$g_1 = B \cdot h \cdot l \cdot \psi \cdot \rho \cdot n \cdot \psi \cdot g, \quad (3.4)$$

где l - длина пластины, м; n - количество пластин на одном погонном метре длины питателя, шт/м; g - ускорение свободного падения, м/с².

Коэффициент тяги

$$k_2 = k_3 \frac{f \cdot d + 2 \cdot \mu}{D}, \quad (3.5)$$

где k_3 - коэффициент, учитывающий сопротивление движению от трения ребер роликов о направляющие, $k_3=1,5$; f - коэффициент трения скольжения в ступице ролика, $f=0,25$; d - наружный диаметр втулки ролика, м; μ - коэффициент трения качения роликов по направляющим, $\mu=0,001$ м; D - диаметр ролика, м.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием лабораторной работы.
2. Изучите конструкцию пластинчатого питателя по лабораторной установке, начертите схему установки.
3. Произвести расчеты производительности и мощности привода. Результаты замеров и расчетов занести в табл. 3.1.
4. Постройте графики зависимостей по подгруппам:
 - 1 подгруппа: - производительности и мощности от скорости движения цепи $Q = f(v)$ и $P = f(v)$, при следующих исходных данных: скорость движения цепи варьируется в преде-

лах $v=0,25-1,25$ м/с, коэффициент заполнения $\psi=0,8$, транспортируемый материал – керамзит $\rho =800$ кг/м³.

2 подгруппа: - производительности и мощности от плотности транспортируемого материала $Q=f(\rho)$ и $P=f(\rho)$, при следующих исходных данных: скорость движения цепи $v=0,5$ м/с, коэффициент заполнения $\psi=0,8$, плотность транспортируемого материала варьируется в пределах $\rho =800-1600$ кг/м³.

3 подгруппа: - производительности и мощности от коэффициента заполнения $Q=f(\psi)$ и $P=f(\psi)$, при следующих исходных данных: скорость движения цепи $v=1$ м/с, коэффициент заполнения варьируется в пределах $\psi=0,7-0,9$, транспортируемый материал – известь комовая $\rho =1600$ кг/м³.

5. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности и потребляемой мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 4 Изучение конструкции и определение основных параметров барабанного грохота

Цель работы: изучить конструкцию и принцип действия барабанного грохота, изучить методику расчета производительности и потребляемой мощности барабанного грохота.

Барабанные грохоты применяют для сортировки сыпучих зернистых и мелкокусковых материалов. По конструкции барабана грохоты подразделяются на цилиндрические, многогранные и конические, а по схеме опирания барабана - с опиранием на вал или на роликовые опоры.

Барабаны грохотов устанавливаются с наклоном до 7°. При вращении барабана материал под действием сил трения поднимается на некоторую высоту, после чего начинает скользить вниз, перемещаясь при этом вдоль просеивающей поверхности, и просыпается сквозь отверстия сит. Вследствие наклона грохота материал продвигается вдоль оси барабана к выходу. При разделении материала в барабанных грохотах на три и более классов применяют способ грохочения от мелкого к крупному.

Барабанный грохот (рис. 4.1) состоит из барабана 1, опирающегося через горизонтальный вал 2 на подшипниковые опоры. Для получения нескольких фракций в барабане имеются отверстия различного диаметра. Меньшие отверстия расположены со стороны загрузки материала, диаметр отверстий увеличивается по длине барабана к выходу (при способе грохочения от мелкого к крупному).

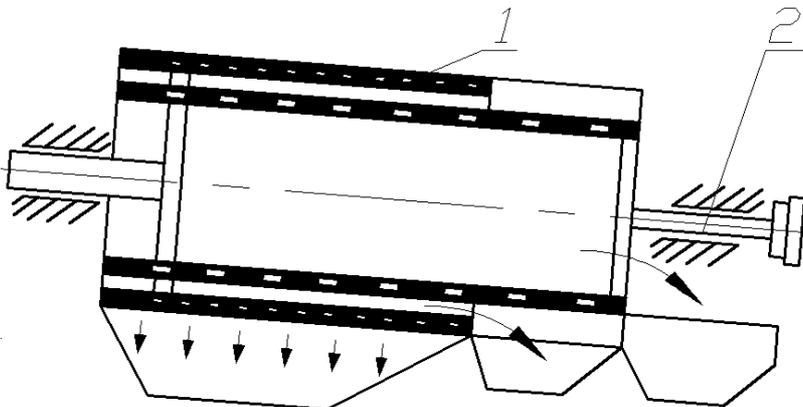


Рисунок 4.1. Схема барабанного грохота

Каждая фракция материала поступает в предназначенный для нее бункер, расположенный под рядами отверстий соответствующего диаметра. Привод грохота осуществляется от электродвигателя через червячный редуктор и клиноременную передачу.

К достоинствам барабанных грохотов относятся: низкие динамические нагрузки на опоры вследствие равномерного вращения с малой частотой (не более 0,5 с⁻¹); возможность устанавливать их на верхних этажах зданий и в передвижных установках. Недостатки: низкая эффективность грохочения; значительное пылеобразование при работе; неполное использование рабочей поверхности (не более 20%); при способе грохочения от мелкого к крупному - повышенный износ просеивающих поверхностей.

Расчет основных параметров

Исходные данные для расчета: $R=750$ мм; $L=4,74$ м; $\beta =7^{\circ}$; $G=120$ кН.

Частоту вращения барабана принимают из условия, что центробежная сила не должна достигать такой величины, при которой сортируемый материал начинает прижиматься к поверхности барабана и вращаться вместе с ним. Критическая частота вращения $n_{кр}$, с⁻¹, при которой происходит прилипание материала к поверхности барабана, определяется по

$$n_{кр} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{R \cdot \sin \varphi}}, \quad (4.1)$$

где α - угол отрыва материала, $\alpha = 40-50^{\circ}$; φ - угол трения материала стенки барабана, $\varphi = 30-35^{\circ}$; R - радиус барабана, м.

Производительность грохота Q , кг/ч, определяется по формуле

$$Q = 0,6 \cdot n \cdot \rho \cdot \operatorname{tg} 2\beta \cdot \sqrt{R^3 \cdot h^3}, \quad (4.2)$$

где ρ - плотность сортируемого материала, кг/м³; n - частота вращения барабана, $n = (0,7 - 0,9) \cdot n_{кр}, \text{с}^{-1}$; β - угол наклона барабана, град; h - высота слоя материала в барабане $h = (0,15 - 0,3) \cdot R$, м.

Мощность привода барабанного грохота P , кВт, определяется по формуле

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R \cdot (G + 13G_0)}{30,6}, \quad (4.3)$$

где G - вес барабана, кН;

G_0 - вес материала на грохоте, кН;

$$G_0 = 0,00153 \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot h - h^2} \cdot L \cdot \rho \cdot g, \quad (4.4)$$

где L - длина барабана, м;

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием лабораторной работы.
2. Начертите схему установки.
3. На лабораторной установке произведите замеры: радиуса барабана R , угла наклона β , длины барабана L .
4. Постройте графики зависимостей по подгруппам:
 - 1 подгруппа: - производительности и мощности от высоты материала на грохоте $Q = f(h)$ и $P = f(h)$, при следующих исходных данных: высота слоя материала варьируется в пределах $h=0,1125-0,22$ м, частота вращения барабана $n=0,23$ об/с, транспортируемый материал – каменный уголь $\rho = 1400$ кг/м³.
 - 2 подгруппа: - производительности и мощности от частоты вращения барабана грохота $Q = f(n)$ и $P = f(n)$, при следующих исходных данных: частота вращения барабана варьируется в пределах $n=0,2-0,26$ об/с, высота слоя материала $h=0,15$ м, транспортируемый материал – железная руда $\rho = 2800$ кг/м³.

3 подгруппа: - производительности и мощности от насыпной плотности транспортируемого материала $Q = f(\rho)$ и $P = f(\rho)$, при следующих исходных данных: плотность транспортируемого материала варьируется в пределах $\rho = 1300-2800 \text{ кг/м}^3$, частота вращения барабана $n = 0,2 \text{ об/с}$, высота слоя материала на грохоте $h = 0,15 \text{ м}$.

5. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности и потребляемой мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 5 Изучение конструкции и определение основных параметров виброгрохота

Цель работы: изучить конструкцию и принцип действия вибрационного грохота, изучить методику расчета производительности, эффективности грохочения и потребляемой мощности виброгрохота.

В зависимости от размеров и плотности сортируемых материалов различают легкие, средние и тяжелые грохоты. Легкие грохоты применяют в основном в угольной промышленности, средние и тяжелые грохоты - в промышленности строительных материалов. Наибольшее распространение получили инерционные грохоты с круговыми и направленными колебаниями. Частота и амплитуда колебаний просеивающей поверхности выбирается такой, чтобы обеспечивался периодический отрыв частиц материала от поверхности во время продвижения к разгрузочному концу. При этом величина амплитуды и частоты колебаний, обеспечивающая максимальную производительность, эффективность и способность к самоочищению просеивающей поверхности, считается оптимальной. Обычно амплитуда колебаний для наклонных вибрационных грохотов принимается равной 2-5 мм, частота колебаний просеивающей поверхности составляет 25-50 колебаний в секунду.

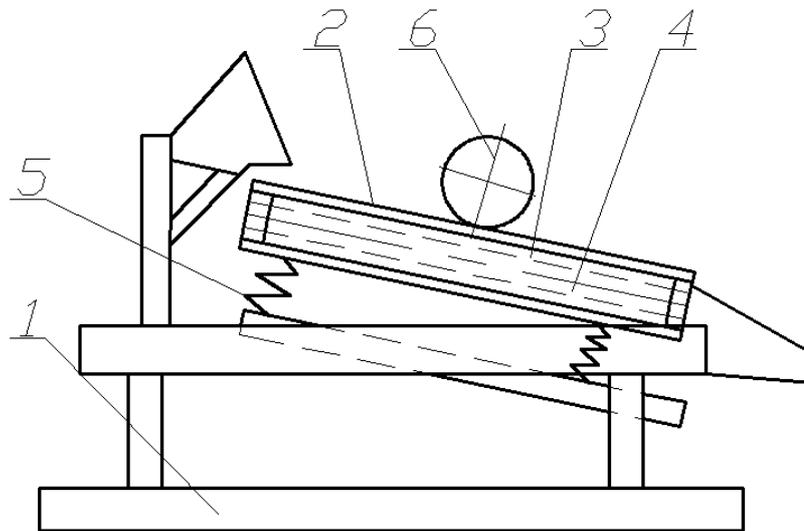


Рисунок 5.1. Схема виброгрохота

К достоинствам вибрационных грохотов относятся высокая эффективность грохочения и производительность, к недостаткам - высокие динамические нагрузки на опоры и невозможность установка грохота в зданиях выше первого этажа, на высоких строительных конструкциях и т.п. из-за совпадения частот собственных и вынужденных колебаний, возникновения резонанса и как следствие - разрушение зданий.

Виброгрохот (рис. 5.1) состоит из рамы 1, сварного короба 2 с закрепленной на нем просеивающей поверхностью - верхним 3 и нижним 4 ситами, пружинных амортизаторов 5, дебалансного вибратора 6.

Расчет основных параметров

Исходные данные для расчета: $B=1500$ мм; $L=3750$ мм; $G=200$ кН; $n=13,3$ об/с; $r=4,5$ мм; $a=35$ мм.

Процесс грохочения оценивается двумя основными показателями: производительностью и эффективностью грохочения (отношением массы материала, прошедшей сквозь отверстия сита, к массе материала данной крупности, содержащейся в исходном материале).

Производительность виброгрохота Q , м³/ч, определяется по формуле

$$Q = q \cdot A \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4, \quad (5.1)$$

где q - удельная производительность грохота для определенного размера отверстий сит (табл. 5.1), м³/ч·м²; A - площадь просеивающей поверхности, м²; k_1 - коэффициент, учитывающий угол наклона грохота (табл. 5.1); k_2 - коэффициент, учитывающий процентное содержание нижнего класса в исходном материале (табл. 5.1); k_3 - коэффициент, учитывающий содержание в нижнем классе зерен размером меньше половины одного отверстия сита (табл. 5.1); k_4 - коэффициент, учитывающий неравномерность питания и зернового состава материала, форму зерен и тип грохота, $k_4 = 0,5-0,6$. $A=B \cdot L$, (5.2)

$$\text{Эффективность грохочения } E, \% \quad E = e \cdot k_1' \cdot k_2' \cdot k_3', \quad (5.3)$$

где e - эталонная эффективность грохочения, $e=86-87\%$; k_1' - коэффициент, учитывающий угол наклона просеивающей поверхности (табл. 5.2); k_2' - коэффициент, учитывающий процентное содержание нижнего класса в исходном материале (табл. 5.2); k_3' - коэффициент, учитывающий процентное содержание в нижнем классе зерен, размером меньше половины отверстия сита (табл. 5.2).

Таблица 5.1 Значения q, k_1, k_2, k_3

Размер отверстия сита в свету «а», м	q , м ³ /ч·м ²	Угол наклона сита, град	k_1	Содержание в исходном материале зерен нижнего класса, %	k_2	Содержание в нижнем классе зерен, размеры которых меньше половины, размера отверстия сита, %	k_3
10	23	11	0,56	30	0,76	30	0,82
14	32	12	0,61	40	0,84	40	0,91
16	37	13	0,67	50	0,92	50	1,0
18	40	14	0,73	60	1,0	60	1,09
20	43	15	0,8	70	1,08	70	1,18
25	46	16	0,86	80	1,17	80	1,28
35	56	17	0,92	90	1,25	90	1,37

Таблица 5.2 Значения k_1', k_2', k_3'

Угол наклона, град	k_1'	Содержание зерен нижнего класса в исходном материале, %	k_2'	Содержание в нижнем классе зерен, меньших половины размера отверстий сита, %	k_3'
0	1,0	20	0,86	20	0,9
9	1,07	30	0,9	30	0,95
12	1,05	40	0,95	40	0,98
15	1,03	50	0,97	50	1,0
18	1,0	60	1,0	60	1,01
21	0,96	70	1,02	70	1,03
24	0,88	80	1,03	80	1,04

Мощность привода виброгрохота P , кВт, определяется по формуле

$$P = \frac{G \cdot n^3 \cdot r^3}{17,6} + \frac{L \cdot Q}{360}, \quad (5.4)$$

где G – вес всех колеблющихся частей грохота, Н; n – частота вращения вала вибратора, с^{-1} ; r – расстояние от центра тяжести неуравновешенной части дебаланса до оси вращения, м; L – длина просеивающей поверхности, м.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием лабораторной работы.
2. Изучите конструкцию виброгрохота по лабораторной установке, начертите схему лабораторной установки.
3. На лабораторной установке произведите замеры: расстояние от центра тяжести неуравновешенной части дебаланса до оси вращения r .
4. Постройте графики зависимостей по подгруппам:
 - 1 подгруппа: - производительности и мощности от угла наклона сита β , град, $Q = f(\beta)$ ($Q = f(k_1)$) и $P = f(\beta)$ ($P = f(k_1)$), при следующих исходных данных: угол наклона сита варьируется в пределах 11-17 град, содержание в исходном материале зерен нижнего класса – 60%, содержание в нижнем классе зерен, размеры которых меньше половины размера отверстия сита – 30%.
 - 2 подгруппа: - производительности и мощности от содержания в исходном материале зерен нижнего класса $Q = f(k_2)$ и $P = f(k_2)$, при следующих исходных данных: угол наклона сита равен 11 град, содержание в исходном материале зерен нижнего класса варьируется в пределах 30-90%, содержание в нижнем классе зерен, размеры которых меньше половины размера отверстия сита – 40%.
 - 3 подгруппа: - производительности и мощности от содержание в нижнем классе зерен, размеры которых меньше половины размера отверстия сита $Q = f(k_3)$ и $P = f(k_3)$, при следующих исходных данных: угол наклона сита равен 16 град, содержание в исходном материале зерен нижнего класса 30%, содержание в нижнем классе зерен, размеры которых меньше половины размера отверстия сита варьируется в пределах 30-90%.
5. Каждой подгруппе определить эффективность грохочения для одного из вариантов.
6. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 6

Изучение конструкции и расчет основных параметров бегунов

Цель работы: изучить области применения, конструкцию и принцип работы бегунов, ознакомиться с методикой определения основных параметров бегунов, произвести необходимые измерения и расчеты.

Назначение, конструкция и принцип действия бегунов

Бегуны широко используются в различных отраслях промышленности строительных материалов (керамической, огнеупорной, стекольной, асбестоцементной и др.). Они предназначены для мелкого дробления (до $(3...8) \cdot 10^{-3}$ м) и грубого помола (до $(0,2...0,5) \cdot 10^{-3}$ м) сырьевых материалов. В бегунах измельчают такие материалы, как доломит, известняк, влажную и сухую глину, кварц, бой керамической продукции, шамот и др. В асбестоцементной промышленности бегуны широко используют для первой стадии распушки асбеста. Применение бегунов, имеющих меньшую эффективность процесса измельчения (по сравнению, например, с валковыми дробилками), обусловлено удовлетворением специальных технологических требований, когда наряду с измельчением необходимо обеспечить уплотнение, растирание, обезвоздушивание масс.

Измельчение в бегунах (рис 6.2) осуществляется в результате раздавливания с одновременным истиранием между цилиндрической поверхностью катков и плоской поверхностью чаши (пода) бегунов, по которой перекатываются, катки.

Существующие типы бегунов могут быть классифицированы по конструкции, технологическому назначению и способу действия.

По конструкции различают бегуны с неподвижной чашей; с вращающейся чашей; с верхним и нижним приводом. Катки бегунов изготавливают из металла или камня (гранита, кварка, каменного литья и др.). Иногда катки и чашу бегунов выполняют каменными. Это обусловлено технологическими требованиями производства, лимитирующими содержание железных примесей в измельчаемом материале. Размеры и масса катков являются техническими характеристиками бегунов.

На рисунке 6.1 изображены кинематические схемы основных типов бегунов, выпускаемых промышленностью. У бегунов с неподвижной чашей (рис. 6.1, а) к верхней части вертикального вала 1 шарнирно прикреплены кривошпы осей 2 катков 3 и 4. Катки при вращении вала катятся по неподвижной чаше 5, вращаясь при этом вокруг своих горизонтальных осей.

2. Шарнирное крепление осей к валу при помощи кривошпы обеспечивает свободное поднятие катков при попадании в чашу больших кусков материала или недробимых предметов. Для увеличения рабочей поверхности измельчения чаши катки устанавливают на различном расстоянии от вертикального вала, $l_1 \neq l_2$. Вертикальный вал получает вращение от двигателя и редуктора через коническую пару 6.

Измельчаемый материал в начале поступает на внутреннюю дорожку 7, где раздавливается и истирается катком 4, расположенным ближе к центру чаши, а затем направляется скребками на верхнюю периферийную дорожку 8 из дырчатых плит с овальными отверстиями размером от $(6 \times 30) \cdot 10^{-3}$ м до $(12 \times 40) \cdot 10^{-3}$ м в зависимости от требуемой крупности готового продукта. Чтобы отверстия не забивались, их выполняют к низу расширенными. Каток 3 продавлиывает материал сквозь отверстие в дырчатых плитах на вращающуюся с валом тарелку 9, с которой удаляется неподвижно укрепленным скребком. Масса удаленного катка меньше, чем масса катка, расположенного ближе к оси машины, что уравнивает центробежные силы обоих катков. К вертикальному валу бегунов прикреплены поводки со скребками, которые очищают борта и дно чаши от налипшего материала и равномерно подают его под катки.

Бегуны с вращающейся чашей имеют верхний привод (рис. 6.1, б). Катки 3 и 4 бегунов расположены на горизонтальной оси 2 и вращаются на ней, увлекаемые силами трения при вращении чаши 5. Концы горизонтальной оси катков находятся в направляющих 7, по которым ось с катками может перемещаться вверх или вниз, в зависимости от слоя материала в чаше или при попадании под каток недробимого предмета. В верхней части вертикального вала 1 расположена коническая зубчатая пара 6, получающая вращение от привода. В нижней части вала 1 жестко закреплена ступица чаши. Дно чаши у центра и под катками выполнено из сплошных плит, а по периферии чаши расположено кольцевое сито 8.

Скребокковые устройства равномерно подают поступающий сверху из загрузочной воронки исходный материал под катки, а измельченный – на кольцевое сито. Не прошедшие сквозь отверстия сита куски материала, снова подаются скребками под катки. Просеянный материал поступает на неподвижный поддон, с которого подается скребком в сборный лоток. Производительность бегунов (рис. 6.1, а, б) лимитируется частотой вращения вертикального вала n_B ($n_B \leq 0.3 \div 0.6 \text{ с}^{-1}$). Превышение указанного предела требует в бегунах с неподвижной чашей (рис. 6.1, а) создания более сложной конструкции крепления бандажей и ступиц бегунов к осям, а также более тщательной балансировки вращающихся масс. При превышении допустимой частоты вращения вертикального вала в бегунах с вращающейся чашей (рис. 6.1, б) измельчаемый материал будет отбрасываться к бортам чаши.

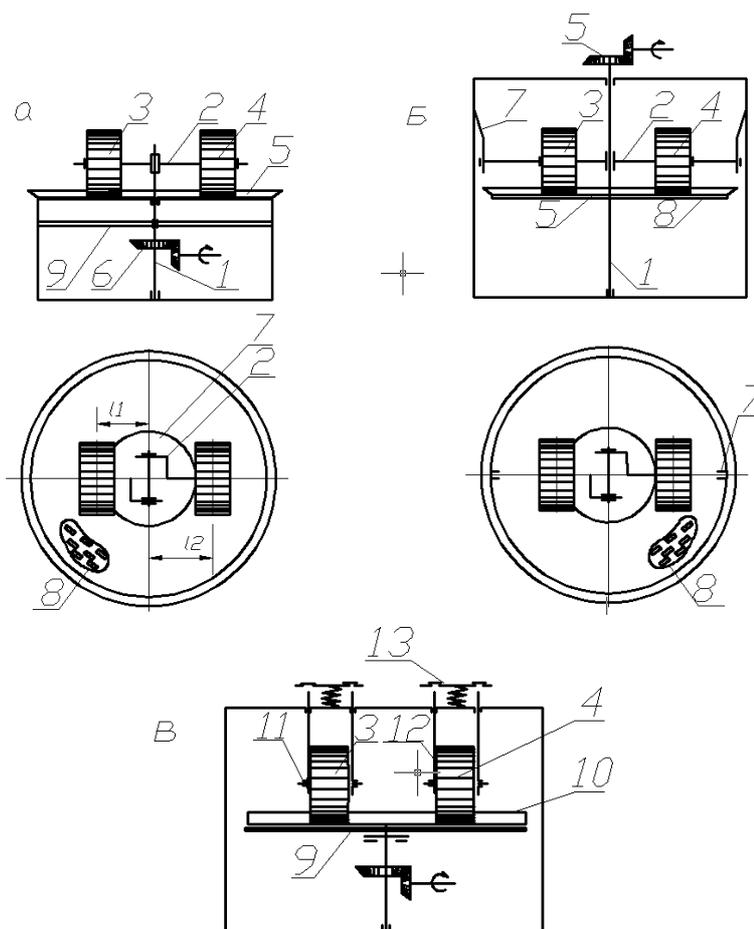


Рисунок 6.1. Кинематические схемы бегунов:

а - с неподвижной чашей; б - с вращающейся чашей;
в - с вращающейся чашей и подношенными катками.

Повышенная частота вращения вертикального вала n_B допускается в бегунах специальной конструкции (рис. 6.1, в). Измельчаемый материал выгружается под действием центробежных сил в зазор между дном 9 и бортом 10 чаши. Ширина зазора регулируется. Частицы, размер которых больше, чем зазор, подаются скребками под катки. Оси 11 катков 3, 4 соединены тягами 12 с поперечиной 13, которая через пружину опирается на раму. Пружина рассчитана таким образом, что если в чаше нет измельчаемого материала, то зазор между катком и дном чаши составляет $(8...10) \cdot 10^{-3}$ м. При работе машины «дата поднимаются, освобождая пружину, а следовательно, и раму от нагрузки (увеличивая нагрузку на чашу). Данная конструкция подвески катков облегчает пуск бегунов и снижает нагрузку на оси катков. Привод бегунов может иметь нижнее и верхнее исполнение.

Для снижения массы катков и обеспечения необходимой для измельчения материала силы их нажатия в бегунах устанавливают дополнительные пружины, гидравлические или пневматические устройства.

По *технологическому назначению* различают бегуны мокрого способа измельчения материалов (влажностью 15-38 % и выше); бегуны сухого и полусухого измельчения сыпучих материалов (влажностью не выше 10-12 %), смесительные бегуны для смешивания, уплотнения и измельчения различных компонентов смеси влажностью не выше 10-12 %. Техническую характеристику бегунов см. в табл. 6.1. Бегуны с неподвижной чашей и нижним приводом (рис. 6.1, а) применяют для мокрого измельчения материалов (глин).

Смесительные бегуны применяют преимущественно для измельчения с одновременным перемешиванием и растиранием обрабатываемых материалов (например, слабоувлажненной массы в производстве огнеупорных изделий). Бегуны имеют глубокую чашу со

сплошным дном, куда порционно загружается материал (до 10^3 кг). Периодически опускаемые в чашу специальные скребки обеспечивают выгрузку массы через борт в вагонетку или транспортер.

Таблица 6.1 Техническая характеристика бегунов

Тип бегунов	Размер катков, м	Масса катков, кг	Производительность бегунов, кг/с	Расход энергии, Вт·с/кг
С неподвижной чаше и нижним приводом	От 1,2x0,3 До 1,8x0,55	(2..7)· 10^3	2,78...7,78 (10...28 т/ч)	$5,04 \cdot 10^3$ (1,4 кВт·ч/с)
С вращающейся чашей и верхним приводом или подвешенными катками	От 0,6x0,2> >1,8x0,45	до $7 \cdot 10^3$	0,14...2,78 (0,5...10 т/ч)	(7,92...14,4)· 10^3 (2,2...4 кВт·ч/т)

Бегуны для растирания асбеста имеют два чугунных катка массой $3 \cdot 10^3$ кг каждый, оси которых связаны с вертикальным валом, вращающимся с частотой $0,27 \text{ с}^{-1}$. Масса асбеста влажностью 32...37 %, загружаемая в чашу со сплошным дном, составляет до 150 кг.

По способу действия бегуны бывают непрерывного или периодического действия. Смесительные бегуны работают периодически, время обработки массы составляет 12-25 минут.

Расчет основных параметров бегунов

Исходные данные для расчета: $D_1=785\text{мм}$; $D_2=1015\text{мм}$; $b=550 \text{ мм}$; $k_u=0,85$; $G=41000\text{Н}$; $i=2$; $f_k=0,05$; $f_{ck}=0,45$; $F_1=1000\text{Н}$; $i_1=2$; $f_1=0,2$; $\eta=0,75$.

Необходимое условие нормальной работы бегунов состоит в том, что угол захвата не должен превышать двойного угла трения φ , т.е. $\alpha \leq 2\varphi$ (рис. 6.2). Значения коэффициента трения находятся в пределах $f = \text{tg}\varphi = 0,3...0,5$, что соответствует углу захвата $\alpha \approx 30...35^\circ$. Коэффициент трения и угол захвата для более твердых пород меньше, чем для более мягких.

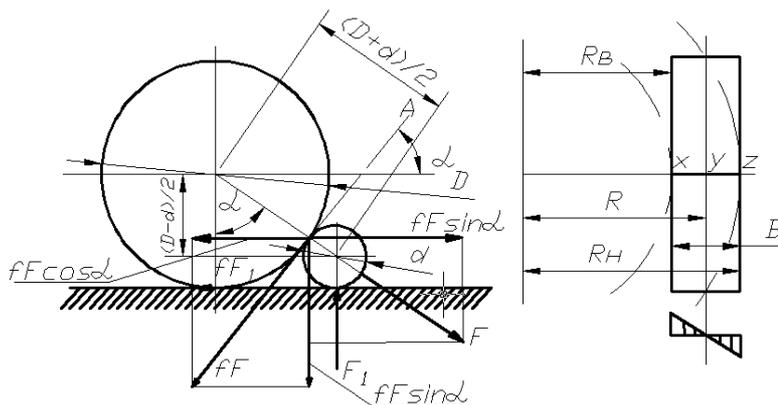


Рисунок 6.3. Схема к расчету бегунов

Соотношение между диаметром d поступающего куса материала и диаметром D катка можно определить из выражения

$$D = (4,6...14)d. \quad (6.1)$$

Угловую скорость ω или частоту вращения n вертикального вала бегунов можно определить из условия, что материал не должен выбрасываться из чаши центробежной си-

лой, возникающей при вращении чаши с материалом (за исключением бегунов с центробежной разгрузкой материала):

$$\omega \leq \sqrt{\frac{f \cdot g}{R_n}}$$

Полагая $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$, можно определить $n \leq 0,5 \sqrt{\frac{f}{R_n}}$.

Для твердых пород при $f = 0,3$.

$$\omega \leq \sqrt{\frac{0,3 \cdot 9,81}{R_n}} \leq \frac{1,72}{\sqrt{R_n}}, \quad n \leq 0,5 \sqrt{\frac{0,3}{R_n}} \leq \frac{0,27}{\sqrt{R_n}}, \quad (6.2)$$

где R_n - наружный радиус качения катков, м.

Для влажных пород при $f = 0,5$.

$$\omega \leq \sqrt{\frac{0,5 \cdot 9,81}{R_n}} \leq \frac{2,2}{\sqrt{R_n}}, \quad n \leq 0,5 \sqrt{\frac{0,5}{R_n}} \leq \frac{0,35}{\sqrt{R_n}}, \quad (6.3)$$

Производительность бегунов зависит от совокупного влияния множества факторов (физико-механических характеристик измельчаемого материала, его влажности, конструктивных особенностей, режима работы агрегата и т. д.) и ввиду сложности теоретического обоснования определяется по эмпирической зависимости.

Для бегунов мокрого измельчения материалов

$$Q = 3,6 \cdot l \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot b \cdot (D_1 + D_2) \cdot n \cdot k_u \cdot \rho, \quad (6.4)$$

где l - длина глиняного прутка, продавливаемого сквозь отверстие в плите при одном проходе катка, м (для глин влажностью 20-22 % величину l следует принимать равной $(20...25) \times 10^{-3}$ м); b - ширина катка, м; D_1 - удвоенное расстояние от оси вертикального вала бегунов до середины катка, ближе расположенного к оси вращения, м; D_2 - удвоенное расстояние от оси вертикального вала бегунов до середины катка, более удаленного от оси вращения, м; n - частота вращения вертикального вала, c^{-1} ; k_u - среднее значение коэффициента использования $k_u = 0,85$; ρ - плотность глиняных прутков, $кг/м^3$.

Для бегунов сухого помола

$$Q = 6 \cdot 10^{-4} \cdot m \cdot D' \cdot n, \quad (6.5)$$

где m - масса катка, кг; D' - диаметр чаши, м.

Мощность двигателя привода бегунов, P , кВт, может быть определена по формуле

$$P = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{\eta}, \quad (6.6)$$

где P_1 - мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения качения катков по материалу, кВт; P_2 - мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения скольжения катков по материалу, кВт; P_3 - мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения скребков о чашу и катки, кВт; η - КПД привода бегунов, $\eta = 0,75$.

$$P_1 = \frac{60 \cdot n \cdot G \cdot r_{cp} \cdot f_k \cdot i}{955,4}, \quad (6.7)$$

где G - вес катка, Н; f_k - коэффициент трения качения, $f_k = 0,05$; r_{cp} - средний радиус качения, м; i - число работающих катков.

$$r_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{4}, \quad (6.8)$$

$$P_2 = \frac{60 \cdot n \cdot f_{ck} \cdot b \cdot i}{3822}, \quad (6.9)$$

где f_{ck} - коэффициент трения качения, $f_{ck} = 0,45$;

$$P_3 = \frac{60 \cdot n \cdot F_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{cp} \cdot f_1 \cdot i_1}{1000}, \quad (6.10)$$

где F_1 - сила нажатия скребков на чашу, $F_1=1000$ Н; i_1 - количество скребков; f_1 - коэффициент трения скребков о чашу, $f_1 \approx 0,2$.

С учетом формул 6.7, 6.9, 6.10 формула 6.6 примет следующий обобщенный вид:

$$P = \frac{60 \cdot n}{\eta} \cdot \left(\frac{G \cdot r_{cp} \cdot f_k \cdot i}{955,4} + \frac{f_{ck} \cdot b \cdot i}{3822} + \frac{F_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{cp} \cdot f_1 \cdot i_1}{1000} \right). \quad (6.11)$$

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием лабораторной работы.
2. Изучите конструкцию бегунов, обратив особое внимание на процесс измельчения материалов и их выгрузки.
3. Начертите кинематическую схему бегунов мокрого измельчения с неподвижной чашей.

4. Рассчитать основные параметры бегунов: производительность (см. формулу 6.4) и потребляемую мощность.

5. Построить графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - производительности от плотности измельчаемого материала $Q = f(\rho)$, при следующих исходных данных: частота вращения приводного вала $n=0,208$ об/с; длина глиняного прутка, продавливаемого через отверстие в чаше за один проход катка равна $l=25$ мм; насыпная плотность измельчаемого материала варьируется в пределах $\rho=1200 \dots 1650$ кг/м³.

2 подгруппа: - производительности от частоты вращения приводного вала n , об/с, $Q = f(n)$ и следующих исходных данных: частота вращения приводного вала варьируется в пределах $n=0-0,314$ об/с; длину глиняного прутка, продавливаемого через отверстие в чаше за один проход катка принять равной 25 мм; плотность глиняной массы равна $\rho=1200$ кг/м³.

3 подгруппа: - производительности от длины глиняного прутка, продавливаемого через отверстие в чаше за один проход катка $Q = f(l)$, при следующих исходных данных: частота вращения приводного вала $n=0,314$ об/с; длина глиняного прутка, продавливаемого через отверстие в чаше за один проход катка варьируется в пределах $l=20 \dots 25$ мм; измельчаемый материал – асбест (насыпная плотность $\rho=1650$ кг/м³).

6. Каждой подгруппе построить график зависимости потребляемой мощности от частоты вращения приводного вала барабана $P = f(n)$ при следующих исходных данных: частота вращения приводного вала варьируется в пределах $n=0-0,314$ об/с.

7. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности и потребляемой мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа №7

Изучение конструкции и расчет основных параметров шаровых мельниц

Цель работы: изучить конструкцию и принцип действия шаровых мельниц, освоить методику и произвести расчет основных рабочих характеристик мельниц.

Классификация, устройство и принцип действия мельниц

Шаровые мельницы получили широкое распространение в промышленности строительных материалов (ПСМ) при помоле цемента, извести, гипса, силикатной смеси, огнеупорных материалов ввиду простоты конструкции, надежности в эксплуатации и высокой производительности.

При отношении $L/D < 2$ мельницы принято называть барабанными, при $L/D > 2$ - трубными. Последние широко применяются в ПСМ при помоле клинкера. Их используют для измельчения как однородных, так и многокомпонентных шихт, степень измельчения составляет 200÷1000. Качество готового продукта характеризуется тонкостью помола и зерновым составом. Тонкость помола клинкера 280-600 м²/г, суммарный остаток на сите № 008 - 10-14%.

Шаровые барабанные мельницы классифицируют:

- по принципу работы - периодического и непрерывного действия;
- по схеме работы - с открытым и замкнутым циклом;
- по способу помола - сухого и мокрого помола;
- по форме барабана - барабанные и цилиндрические, конические и трубные цилиндрические;
- по способу разгрузки и загрузки: с загрузкой и разгрузкой через люк, с периферийной разгрузкой и центральной загрузкой, с центральной загрузкой и разгрузкой;
- по форме мелющих тел - шаровые, стержневые, самоизмельчения (без мелющих тел);
- по числу камер - одно- и многокамерные;
- по типу привода - периферийные, центральные, дугостаторные.

В ПСМ в большинстве случаев применяют мельницы непрерывного действия, работающие по открытому или замкнутому циклу. Удельный расход энергии при сухом способе измельчения составляет 35-40 кВт·ч/т, при мокром - 12-21 кВт·ч/т. Износ мелющих тел и футеровки 1-1,2 кг на тонну цемента. Объемная производительность 400-550 кг·ч/м³. КПД = 1-0,5%.

Мельницы состоят из: привода (электродвигатель, редуктор либо открытая зубчатая пара); подшипников опор; полых цапф с днищами; барабана; загрузочного, разгрузочного устройств; аспирационной системы (см. рис.7.1).

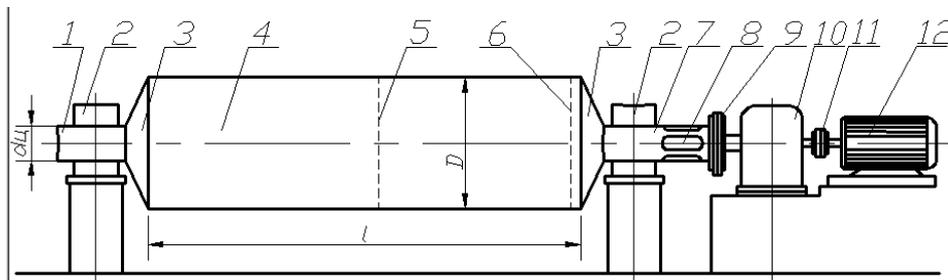


Рисунок 7.1. Схема лабораторной установки трубной шаровой мельницы:

1 - загрузочная цапфа; 2 - подшипник; 3 - днище; 4 - барабан мельницы; 5 - межкамерная перегородка; 6 - выходная решетка; 7 - разгрузочная цапфа, 8 - разгрузочные окна; 9, 11 - муфты; 10 - редуктор; 12 - электродвигатель

При вращении барабана мелющие тела, прижимаемые центробежной силой к его стенкам, поднимаются на некоторую высоту. Под действием силы тяжести, преодолевающей вертикальную составляющую силы инерции и вызываемую ею силу трения мелющих тел о футеровку, мелющие тела падают на слой материала, дробят его и частично истирают. Цильпесы продолжают истирать мелкораздробленный материал.

В мельницах с открытым циклом измельчения материал проходит через рабочее пространство один раз, с замкнутым циклом - до 20 раз.

Мельницы, работающие по замкнутому циклу, более производительны и экономичны.

Расчет основных параметров мельниц

Исходные данные для расчета: $D=3,2$ м; $L=15$ м; $R_c=3$ м; $z=1$.

Основными конструктивными и технологическими параметрами мельниц являются: диаметр и длина, коэффициент заполнения камер мелющими телами, живое сечение меж-

камерных перегородок, угол отрыва мелющих тел, частота вращения барабана, производительность, потребляемая и полезная мощность привода.

При выбранном диаметре D мельницы ее длину для установленной тонкости помола определяют по соотношению:

$$L = \frac{Q}{5,06 \cdot D^2 \cdot (\gamma \cdot \varphi \cdot \mu)^{0,8} \cdot q} \ln \frac{R_0}{R_t}, \quad (7.1)$$

где Q - производительность мельницы, т/ч; D - диаметр мельницы, м; γ - плотность материала мелющих тел $\gamma = 7,8$ т/м³; φ - коэффициент загрузки камеры мельницы, $\varphi = 0,25-0,33$; μ - коэффициент разрыхления мелющих тел $\mu = 0,58-0,6$; q - удельная производительность мельницы; для клинкера $q = 0,03-0,04$ т/кВт·ч, R_0, R_t - суммарным остаток на сите №008 для исходного материала и готового продукта; $R_0 = 100$ %, $R_t = 10-14$ %.

Время измельчения материала t до установленного размера R_t :

$$t = \left(\frac{\lg \left(\frac{R_t}{R_0} \right)}{\lg K_0} \right)^{\frac{1}{2m}}, \quad (7.2)$$

где K_0 - коэффициент, учитывающий скорость измельчения материала, $K_0 = 0,997-0,789$; m - параметр, характеризующий изменение относительной скорости измельчения, $m = 0,973-1,451$.

Производительность мельницы Q , т/ч, равна:

$$Q = 5,06 D^2 \cdot L \cdot (\gamma \cdot \varphi \cdot \mu)^{0,8} \cdot q \cdot \lg \frac{R_0}{R_t}. \quad (7.3)$$

Площадь отверстий межкамерной перегородки в зоне ее контакта с мелющими телами A рассчитывают по формуле:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \varphi \cdot (1 - \mu). \quad (7.4)$$

Расчетная величина живого сечения межкамерной перегородки δ для обеспечения беспрепятственного пропуса материала составляет:

$$\delta = \frac{A}{A_s} = (1 - \mu). \quad (7.5)$$

Оптимальную величину угла α отрыва шара (отсчитывается от вертикальной оси), при которой достигается максимальная эффективность процесса измельчения, определяют по выражению:

$$\alpha = \arccos \frac{\omega^2 (D - d)}{g}, \quad (7.6)$$

где d - диаметр шара, $d = 0,06$ м; g - ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; ω - угловая скорость барабана мельницы, рад/с,

$$\omega = 2\pi n, \quad (7.7)$$

где n - частота вращения барабана, с⁻¹.

Различают критическую и наивыгоднейшую частоту вращения барабана. При критической частоте мелющие тела вращаются вместе с барабаном мельницы.

Критическое число оборотов мельницы $n_{кр}$ равно:

$$n_{кр} = \frac{0,5}{\sqrt{R}} = \frac{0,706}{\sqrt{D}}. \quad (7.8)$$

Наивыгоднейшая частота вращения барабана мельницы n на 20-30% ниже критической, $\psi = 0,65 \div 0,80$:

$$n = \psi \cdot n_k = (0,65 \div 0,80) \cdot n_k, \quad (7.9)$$

где $\psi = 0,80$ для мельниц с гладкой футеровкой; $\psi = 0,68$ - для мельниц с конической классифицирующей футеровкой и $\psi = 0,75$ - для мельниц с лифтерной футеровкой.

Мощность двигателя шаровых барабанных мельниц P , кВт, определяется исходя из того, что при вращении барабана шаровой мельницы энергия расходуется на подъем шаров и материала, сообщением им необходимой окружной скорости и на преодоление сил трения в механизмах привода и опорах барабана:

$$P = \frac{2,83 \cdot m_T \cdot g \cdot R_a \cdot n \cdot k_d}{\eta}, \quad (7.10)$$

где m_T – масса мелющих тел, находящихся в мельнице, т; R_a – внутренний радиус барабана, м; n – частота вращения барабана мельницы, об/с; k_d – коэффициент динамичности, учитывающий некоторый резерв мощности двигателя, необходимый для преодоления инерции масс при пуске, для мельниц не имеющих специальных пусковых двигателей $k_d = 1,18..1,25$; η – к.п.д. механизмов привода мельницы и опор барабана, $\eta = 0,9..0,94$.

Масса мелющих тел, находящихся в мельнице, т, определяется по формуле:

$$m_T = \pi \cdot R_a^2 \cdot L_a \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot \mu, \quad (7.11)$$

где L_a – внутренняя длина барабана за вычетом толщины межкамерных перегородок, м;

$$L_a = L - L_n \cdot z, \quad (7.12)$$

где L_n – толщина перегородки, м;

z – число перегородок, шт;

$$L_n = 0,15 \cdot D, \quad (7.13)$$

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием работы.
2. Изучите устройство мельницы.
3. Определите основные параметры мельницы: а) массу m мелющих тел и барабана; б) время t измельчения материала при $R_0=100$ %, $R_t=12$ %; в) частоту n и $n_{кр}$ вращения барабана мельницы; г) угол α отрыва мелющих тел; д) площадь A и живое сечение δ перегородки; е) производительность мельницы Q ; ж) потребляемую мощность привода P .

4. Постройте графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - производительности и мощности от коэффициента загрузки камеры мельницы $Q = f(\varphi)$ и $P = f(\varphi)$, при следующих исходных данных: коэффициент загрузки камеры мельницы варьируется в пределах $\varphi = 0,25..0,33$; коэффициент разрыхления мелющих тел принять $\mu = 0,59$; q - удельная производительность мельницы $q = 0,035$ т/кВт·ч; частота вращения барабана мельницы $n = 0,316$ об/с.

2 подгруппа: - производительности от удельной производительности мельницы $Q = f(q)$ и мощности от частоты вращения барабана мельницы $P = f(n)$ при следующих исходных данных: удельная производительность мельницы варьируется в пределах $q = 0,03-0,04$ т/кВт·ч; частота вращения барабана мельницы варьируется в пределах $n = 0..n_{кр}$ об/с; коэффициент загрузки камеры мельницы $\varphi = 0,25$; коэффициент разрыхления мелющих тел принять $\mu = 0,6$.

3 подгруппа: - производительности и мощности от коэффициента разрыхления мелющих тел $Q = f(\mu)$ и $P = f(\mu)$, при следующих исходных данных: коэффициент загрузки камеры мельницы принять $\varphi = 0,33$; коэффициент разрыхления мелющих тел варьируется в пределах $\mu = 0,58-0,6$; q - удельная производительность мельницы $q = 0,035$ т/кВт·ч; частота вращения барабана мельницы $n = 0,316$ об/с.

5. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности и потребляемой мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 8
Изучение конструкции и определение основных параметров ленточного конвейера

Цель работы: изучить конструкцию и принцип работы ленточного конвейера, изучить методику определения основных параметров ленточного конвейера и произвести необходимые расчеты.

Конструкция и принцип работы ленточного конвейера

Ленточные конвейеры предназначены для транспортирования порошкообразных и мелкокусковых материалов на значительные (до $11 \cdot 10^3$ м) расстояния и характеризуются высокой производительностью, простой конструкцией, незначительной массой и надежностью в эксплуатации.

Тяговым и грузонесущим органом конвейера является лента, состоящая из сердечника, воспринимающего основные нагрузки, и резиновой обкладки рабочей и нерабочей сторон ленты, предохраняющей сердечник от механических повреждений и от воздействий на него влаги, газов, агрессивных сред. Сердечник изготавливается из нескольких слоев прорезиненной ткани (резинотканевые ленты). Толщина слоя резины в зависимости от типа транспортируемого материала принимается на рабочей стороне в пределах от $3 \cdot 10^{-3}$ м до $6 \cdot 10^{-3}$ м (для особо тяжелых и абразивных грузов - до $10 \cdot 10^{-3}$ м), а на нерабочей стороне - до $2 \cdot 10^{-3}$ м. Для ленточных конвейеров наиболее широко применяют многослойные прорезиненные тканевые ленты с числом прокладок от 3 до 12.

Ленточные конвейеры выполняются с плоской и желобчатой лентой, угол наклона конвейеров (без вспомогательных, удерживающих материал устройств) обычно составляет $20-30^\circ$.

Ленточный конвейер (рис. 8.1) состоит из приводного 1 и натяжного 2 барабанов, гибкой бесконечной ленты 3, лежащей на роликоопорах 4, винтового натяжного устройства 5 и привода 6.

Определение основных параметров

Исходные данные для расчета: $B=0,5$ м; $l=0,3$ м; $L=50$ м; $\alpha=36^\circ$; $i=6$ шт; $\delta=2 \times 10^{-3} i$; $\delta_1=4 \times 10^{-3} i$; $\delta_2=3 \times 10^{-3} i$;

Производительность ленточных конвейеров Q , кг/с, при перемещении насыпных грузов

$$Q = A \cdot v \cdot \rho \cdot k_c, \quad (8.1)$$

где A - площадь поперечного сечения слоя материала, m^2 ; v - скорость движения ленты, м/с; ρ - насыпная масса материала, kg/m^3 ; k_c - коэффициент, учитывающий снижение производительности в зависимости от угла наклона β конвейера (табл. 8.1).

С некоторой степенью приближения считают, что сыпучий материал на ленте располагается в виде слоя, поперечное сечение которого представляет равнобедренный треугольник с основанием $b=0,8 \cdot B$ и высотой $h=0,5 \cdot b \cdot tg\varphi_{отс}$,

где B - ширина транспортной ленты;

$\varphi_{отс}$ - угол естественного откоса материала при движении (табл. 8.2).

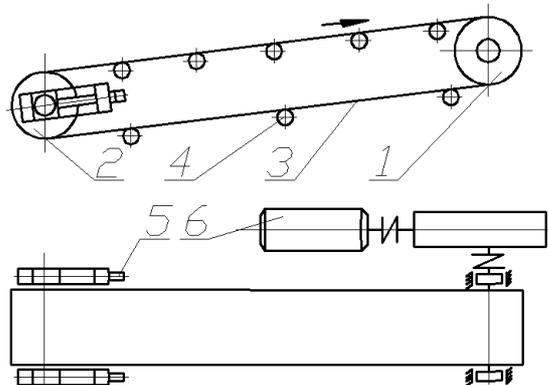


Рисунок 8.1. Схема ленточного конвейера

При отсутствии экспериментальных данных можно принимать $\varphi_{0\text{в}} \approx (0,5 \div 0,6) \cdot \varphi$, где φ - угол естественного откоса материала в покое.

Для ленточного конвейера с желобчатой лентой (рис. 8.3) площадь сечения слоя материала A определяется по формуле

$$A = 0,5 \cdot b \cdot h + 0,5 \cdot b \cdot h_1 = 0,16 \cdot B^2 \cdot (\operatorname{tg} \varphi_{0\text{в}} + \operatorname{tg} \alpha), \quad (8.2)$$

где α - угол наклона боковых роликов конвейера.

Производительность конвейера Q равна

$$Q = 0,16 \cdot B^2 \cdot v \cdot \rho \cdot (\operatorname{tg} \varphi_{0\text{в}} + \operatorname{tg} \alpha) \cdot k_c, \quad (8.3)$$

Таблица 8.1 Значения коэффициента K_c

Угол наклона конвейера β, \dots°	3	4	8	12	16	20	22	24
K_c	1,0	0,99	0,97	0,93	0,89	0,81	0,76	0,71

Таблица 8.2 Характеристика транспортируемых материалов

Характеристика	Транспортируемые материалы							
	Шлак каменно-угольный	Глина сухая в кусках	Глина сырая	Гипс порошкообразный	Песок карьерный, воздушно-сухой	Мел мелкокусковой	Камень известковый мелкокусковой	
Насыпная плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	600-900	1600-1800	1900-2100	1200-1400	1400-1600	1400-1600	1400-1700	
Угол естественного откоса..... ⁰	в движении $\varphi_{0\text{в}}$	18-20	20	25	20	18-20	20	18-20
	в покое φ	35-40	40	50	40	35-40	40	35-40

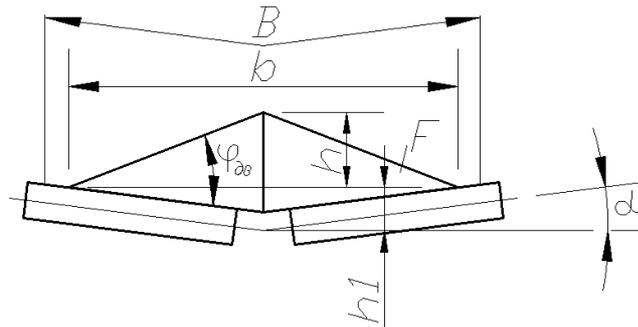


Рисунок 8.3. Схема к определению производительности ленточного конвейера с желобчатой лентой

Прочностные расчеты ленты

Максимальное натяжение ленты S_{max} составляет

$$S_{\text{max}} = i \cdot B \cdot [p], \quad (8.4)$$

где i - число прокладок в ленте, шт; $[p]$ - допустимая нагрузка на единицу ширины одной прокладки, Н/м, $[p] = \frac{k_p}{n}$, где k_p - предел прочности при разрыве одной прокладки, Н/м (табл.8.3); n - запас прочности (табл.8.4).

Минимальное натяжение ленты S_{\min} равно

$$S_{\min} = 5 \cdot (q + q_1) \cdot l, \quad (8.5)$$

где q - сила тяжести материала, приходящаяся на 1 м ленты погонной длины, Н·м; q_1 - сила тяжести метра ленты погонной длины, Н·м; l - расстояние между смежными роликowymi опорами, м.

Сила тяжести материала q , приходящаяся на 1 м ленты погонной длины, равна

$$q = A \cdot \rho \cdot g, \quad (8.6)$$

где g - ускорение свободного падения, м/с.

Сила тяжести q_1 метра ленты погонной длины

$$q_1 = B \cdot (\delta \cdot i + \delta_1 + \delta_2) \cdot \rho_1 \cdot g, \quad (8.7)$$

где δ - толщина одной прокладки в готовой ленте, м; δ_1 - толщина верхней (грузовой) резиновой обкладки, м; δ_2 - толщина нижней резиновой обкладки, м; ρ_1 - объемная масса (плотность) материала ленты, $\rho_1 = 1100 \text{ кг/м}^3$.

Таблица 8.3 Характеристика прорезиненных транспортерных лент

Характеристика	Наименование ткани						
	Бельтинг		Лавсан-хлопчатобумажная	Капроновая		Анидная	Резина тросовая
	Б-820	ОПБ-5 ОПБ-12	ЛХ-12	К-4-3	К-8-3Т	А-12-3	РТЛ-1500
Предел прочности при разрыве на 1 м ширины одной прокладки готовой ленты, не менее $k_p \cdot 10^2$, Н/м	550	1150	1200	1500	3000	3000	15000

Таблица 8.4 Запас прочности n транспортерной ленты при числе прокладок i

i	3-4	4-5	6-8	9-11	12-14
n	9	9,5	10	10,5	11

Наибольшая стрела провеса ленты f_{\max} , возникающая под действием собственной силы тяжести и транспортируемого груза, составляет

$$f_{\max} = \frac{(q + q_1) \cdot l^2}{8 \cdot S_{\min}}. \quad (8.8)$$

Мощность двигателя ленточного конвейера P , кВт, вычисляется

$$P = \frac{(P_o + P_{\text{сбр}}) \cdot k_d}{1000 \cdot \eta}, \quad (8.9)$$

где P_o - мощность на приводном барабане ленточного конвейера, Вт; $P_{\text{сбр}}$ - мощность для скребкового сбрасывателя, затрачиваемая на разгрузку, Вт; k_d - коэффициент динамичности, $k_d = 1, 1-1, 2$; η - КПД механизма привода, $\eta = 0, 8$.

Мощность на приводном барабане ленточного конвейера P_o , Вт, вычисляется

$$P_o = k \cdot (c_o \cdot L_2 \cdot v + 0,055Q \cdot L_2 \cdot g \pm Q \cdot H \cdot g), \quad (8.10)$$

где k - коэффициент, зависящий от длины конвейера (табл. 8.5.); c_0 - коэффициент, зависящий от ширины ленты конвейера; для конвейера, ролики которого установлены на шарикоподшипниках, значения коэффициента c_0 представлены в табл. 8.6; L_r - горизонтальная проекция длины конвейера, м; H - высота подъема материала, м.

Знак «+» в формуле 8.10 следует ставить, если конвейер работает на подъем материала, а знак «-» если на спуск.

Мощность для скребковых сбрасывателей $P_{сбр}$, Вт, затрачиваемая на разгрузку,

$$P_{сбр} = c_1 \cdot Q \cdot B \cdot g, \quad (8.11)$$

где c_1 - коэффициент, $c_1=2,75$.

Таблица 8.5 Значения коэффициента k

Длина конвейера L_r , м	<15	16-30	30-45	>45
Коэффициент k	1,25	1,10	1,05	1,00

Таблица 8.6 Значение коэффициента c_0

Ширина ленты конвейера B , м	0,5	0,65	0,8	1	1,2
Коэффициент c_0	18	23	28	38	48

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием лабораторной работы.
2. Изучите конструкцию ленточного конвейера, обратив особое внимание на принцип действия натяжного винтового устройства в рабочем состоянии конвейера.
3. Начертите кинематическую схему ленточного конвейера.
4. Рассчитайте основные параметры конвейера по формулам (8.2)-(8.11) и произведите прочностные расчеты ленты.

5. Постройте графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - производительности и мощности от скорости движения ленты v , м/с $Q = f(v)$ и $P = f(v)$, при следующих исходных данных: скорость движения ленты конвейера варьируется в пределах $v=0,5-3,5$ м/с; угол установки конвейера принять $\beta=16^0$; транспортируемый материал – камень известняковый мелкокусковой $\rho=1700$ кг/м³.

2 подгруппа: - производительности и мощности от свойств транспортируемого материала $Q = f(\rho)$ и $P = f(\rho)$, при следующих исходных данных: плотность транспортируемого материала варьируется в пределах $\rho=700-1700$ кг/м³; скорость ленты принять $v=1$ м/с; угол подъема конвейера $\beta=8^0$.

3 подгруппа: - производительности и мощности от угла подъема конвейера $Q = f(\beta)$ и $P = f(\beta)$, при следующих исходных данных: угол подъема конвейера варьируется в пределах $\beta=4-24^0$; скорость ленты принять $v=3$ м/с; транспортируемый материал – гипс порошкообразный $\rho=1400$ кг/м³.

6. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности и потребляемой мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 9

Определение основных параметров роторного бетоносмесителя циклического действия с принудительным смешиванием материала

Цель работы: изучить конструкцию, принцип действия бетоносмесителя и методику расчета; практически уметь определять основные параметры смесителя (мощность, частоту вращения ротора, производительность).

Описание устройства и принципа действия роторного бетоносмесителя

Наиболее перспективны в своем развитии, роторные бетоносмесители, у которых в качестве рабочего органа используется вращающийся вертикальный ротор с укрепленными на нем смесительными лопастями и направляющими скребками. За счет различных углов установки лопастей к направлению их движения, высоты их установки, а также за

счет повышенных скоростей движения рабочего органа достигается значительная эффективность смешивания и возможность приготовления более жестких смесей.

В нашей стране освоено производство и эксплуатация смесителей роторного типа с объемом готового замеса 165...1000 л. Как показывает многолетняя практика, эти смесители достаточно хорошо зарекомендовали себя при приготовлении бетонных смесей на плотных заполнителях и цементно-песчаных смесях.

В таблице 9.1 приведены основные технико-эксплуатационные показатели роторных бетоносмесителей циклического действия, выпускаемых отечественной промышленностью.

Существенным недостатком роторных бетоносмесителей является низкая надежность узла крепления лопастей к ротору. С этой целью в последних конструкциях бетоносмесителей для крепления лопастей к ротору используется торсионная подвеска, которая упрощает конструкцию узла и делает его более надежным. Однако до настоящего времени отсутствует необходимая методика для расчета данной конструкции крепления, а размеры торсионов приняты весьма необоснованно.

Таблица 9.1 Техническая характеристика роторных бетоносмесителей принудительного действия

Показатель	Бетоносмеситель			
	СБ-80	СБ-35	СБ-146	СБ-138А
Объем готового замеса, л.....	165	330	500	1000
Объем загружаемых материалов V_6 , л...	250	550	750	1500
Производительность, м ³ /ч.....	5,0	13,5	20,0	45,0
Частота вращения смесительных лопастей, с ⁻¹	0,52	0,5	0,43	0,38
Мощность, кВт.....	5,5	13,7	22	37
Габаритные размеры, мм				
длина.....	1900	2200	2500	2880
ширина.....	1550	1970	2326	2690
высота.....	2070	1960	1600	2030
Масса, кг.....	1170	2000	2750	3410

Требуют изучения и исследования рабочие и конструктивные параметры ротора: частота вращения ротора, которая может быть увеличена, количество смесительных лопастей, схема их установки и форма самих лопастей.

Недостатком этих, смесителей, как и многих других, является также быстрый износ рабочих поверхностей органов - лопастей, корпуса смесительной емкости.

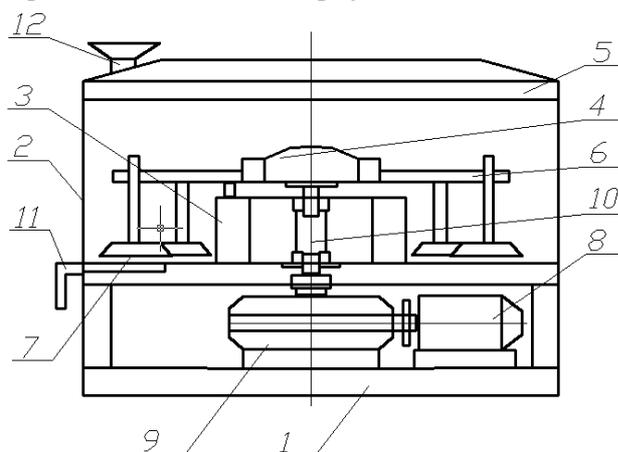


Рисунок 9.1. Роторный бетоносмеситель

В данной работе в качестве лабораторной установки используется модель роторного бетоносмесителя СБ-146 с торсионной подвеской смесительных лопастей.

Модель роторного бетоносмесителя состоит (см. рис. 9.1) из неподвижного цилиндрического корпуса-чаши 2, установленного на раме 1, крышки 5, внутренней цилиндриче-

ской обечайки 3, ротора 4 со смесительными лопастями 7, крышки чаши с патрубком 12 для загрузки компонентов смеси, затвора 11 для разгрузки готовой смеси, привода вращения ротора, состоящего из электродвигателя 8, редуктора 9 и вертикального вала 10.

Держатели смесительных лопастей соединяются с корпусом ротора при помощи торсионов 6, предохраняющих держатели лопастей и элементы привода ротора от поломок при заклинивании щебня между кромками лопастей и днищем чаши. На роторе на различном расстоянии от оси его вращения попарно расположены шесть смесительных лопастей, что позволяет равномерно «прорабатывать» смесь по всей ширине кольцевого пространства между наружной и внутренней обечайками чаши.

Смеситель работает следующим образом: при вращающемся роторе через загрузочный патрубок подаются отдозированные компоненты смеси. Вращающийся ротор с помощью смесительных лопастей в кольцевом пространстве чаши осуществляет смешивание всех компонентов. Готовая смесь выгружается через отверстие, имеющееся в днище чаши.

Определение основных параметров роторных смесителей

Исходные данные для расчета: принять для расчета смеситель (см. табл. 9.1); $h=100$ мм; $z=16$; $r_n=900$ мм; $r_b=0,75$ мм; $\eta=0,8$.

Производительность роторного бетоносмесителя циклического действия Q , м³/ч, определяется по формуле:

$$Q = \frac{V_6 \cdot k_B \cdot a}{1000}, \quad (9.1)$$

где V_6 – емкость смесительного барабана по загрузке, л; k_B – коэффициент выхода бетонной смеси, $k_B = 0,65..0,7$; a – число замесов в час;

$$n = \frac{3600}{t_u} = \frac{3600}{t_1 + t_2 + t_3}, \quad (9.2)$$

где $t_{ц}$ – время цикла, т. е. суммарное время в секундах, затрачиваемое на загрузку, перемешивание и выгрузку одной порции, с; t_1 – продолжительность загрузки смесительного барабана, с (при загрузке из сборной воронки $t_1 = 15..20$ с); t_2 – продолжительность перемешивания (для пластичных бетонных смесей $t_2 = 60..150$ с, жесткой – до 240 с, растворной смеси - 120...150 с); t_3 – продолжительность выгрузки порции готовой бетонной смеси (при ненаклоняющемся барабане $t_3 = 30..60$ с).

При движении лопасти в бетонной или растворной смесях, которые при предельно разрушенной структуре с известным приближением могут рассматриваться как псевдожидкости, обладающие некоторой эффективной вязкостью, возникают следующие основные сопротивления: лобовое давление на лопасть, силы трения смеси о лопасти и о стенки чаши, инерционные силы и силы тяжести. Ввиду сложного характера движения потока смеси и непостоянства возникающих сопротивлений и некоторых свойств смеси во времени, расчет потребной мощности роторных бетоносмесителей возможно производить в критериальной форме на основе теории подобия.

Для предварительных же расчетов рекомендуется пользоваться упрощенной методикой, основанной на том, что все виды сопротивлений оцениваются одним опытным коэффициентом.

Момент T , Н·м, необходимый для вращения одной лопасти

$$T = \int_{r_b}^{r_n} k \cdot r \cdot h \cdot dr = \frac{k \cdot h \cdot (r_n^2 - r_b^2)}{2}, \quad (9.3)$$

где k – коэффициент сопротивления движению лопасти, Н/м² (табл.9.2); h – проекция высоты лопасти на вертикальную плоскость, м; r_n , r_b – радиусы соответственно наружной и внутренней кромок лопасти, м.

Мощность двигателя P , кВт при этом определится из выражения

$$P = \frac{k \cdot h \cdot z \cdot (r_n^2 - r_b^2) \cdot \omega \cdot \varphi}{2000\eta}, \quad (9.4)$$

где ω - угловая скорость вращения ротора, рад/с, $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$; n - частота вращения ротора, с⁻¹; z - число лопастей ротора; η - КПД привода ротора; φ - коэффициент заполнения смесителя, $\varphi = 0,7 - 1,2$.

$$\text{Тогда} \quad P = \frac{\pi \cdot i \cdot k \cdot h \cdot z \cdot (r_n^2 - r_b^2) \cdot \varphi}{1000\eta}, \quad (9.5)$$

Для роторных смесителей, у которых лопасти установлены на разных радиусах и под разными углами к направлению движения и к вертикальной плоскости, мощность двигателя определяется из выражения

$$P = \frac{k \cdot \omega \cdot \varphi}{2000\eta} \cdot [h_1 \cdot (r_{1n}^2 - r_{1b}^2) + h_2 \cdot (r_{2n}^2 - r_{2b}^2) + \dots + h_z \cdot (r_{zn}^2 - r_{zb}^2)] \quad (9.6)$$

где h_1, \dots, h_z - проекции высоты соответствующих лопастей на вертикальную плоскость, м; r_{1n}, \dots, r_{zn} - радиусы наружных кромок лопастей, м; r_{1b}, \dots, r_{zb} - радиусы внутренних кромок лопастей, м.

В таблице 9.2 по рекомендациям К.М. Королева приведены значения коэффициентов сопротивления движению лопасти в смеси при окружных скоростях ротора 1,8...2 м/с.

Таблица 9.2 Коэффициенты сопротивления движению бетонов и растворов

Смесь	Крупный наполнитель	Водоцементное отношение	Жесткость, с	Коэффициент сопротивления движению K , Н/м ² (Па)
Раствор	Песок	0,3	-	30 000
		0,4	-	25 000
		0,5	18	27 000
		0,6	8	15 000
Легкий бетон	Керамзит	0,3	-	20 000
		0,4	-	25 000
		0,5	-	18 000
		0,6	-	15 000
Тяжелый бетон	Известняк	0,3	-	55 000
		0,4	-	57 000
		0,5	15	48 000
		0,6	10	30 000
Тяжелый бетон	Гранит	0,3	-	70 000
		0,4	-	75 000
		0,5	13	65 000
		0,6	7	60 000

Расчет геометрических и кинематических параметров роторных смесителей

На основании исследования К.М. Королевым предложено эффективность работы роторных смесителей оценивать критерием λ , с⁻¹:

$$\lambda = \frac{v_{cp} \cdot A_a}{V}, \quad (9.7)$$

где v_{cp} - средняя условная скорость движения лопастей, м/с; A_a - активная площадь смесительных лопастей, равная сумме проекций этих лопастей на плоскость, перпендикулярную направлению движения, м²; V - объем готового замеса, м³.

Из анализа существующих смесителей $n = 0,43 \dots 0,7$, с⁻¹. Для получения высокооднородных смесей средняя условная скорость лопастей не должна превышать некоторого критического значения, при котором под действием центробежных сил возможна сепарация (расслаивание) смеси в зависимости от массы и крупности ее компонентов.

Из схемы, приведенной на рис. 9.2 видно, что условием равновесия частицы при ее движении в кольцевом пространстве чаши смесителя будет выражение

$$f \cdot G + f \cdot F_d = F_u, \quad (9.8)$$

где f - коэффициент трений о лопасть, по данным НИИЖБ $f = 0,4 \dots 0,5$; G - сила тяжести частицы, Н; $F_{\text{л}}$ - усилие на лопасти, действующее на частицу и перемещающее ее по днищу, $F_{\text{л}} = f \cdot G$, Н; $F_{\text{и}}$ - сила инерции, Н.

Учитывая, что $F_{\text{и}} = m \cdot \omega^2 \cdot R = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R$,

получим

$$f \cdot G + f \cdot G^2 = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R, \quad (9.9)$$

Из последнего выражения возможно определить критическую угловую скорость ротора $\omega_{\text{кр}}$, рад/с:

$$\omega_{\text{кр}} \geq \sqrt{\frac{gf(1-f)}{R}}, \quad (9.10)$$

где g - ускорение свободного падения, м/с²; R - радиус наиболее удаленной от оси вращения лопасти, м.

По рекомендации К.М. Королева условная, средняя скорость движения лопастей $v_{\text{ср}}$, м/с,

$$v_{\text{ср}} = \frac{2}{3} \omega_{\text{кр}} \cdot R_{\text{ср}} = \frac{2}{3} v_{\text{ср.кр}}, \quad (9.11)$$

где $R_{\text{ср}}$ - средний радиус вращения лопастей, м; $v_{\text{ср.кр}}$ - средняя критическая скорость, $v_{\text{ср.кр}} = \omega R$, м/с;

Внутренний диаметр чаши D , м,

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi h}}, \quad (9.12)$$

где h - высота слоя смеси в чаше, принимается по графику (рис. 9.4) в зависимости от объема смесителя V , м³;

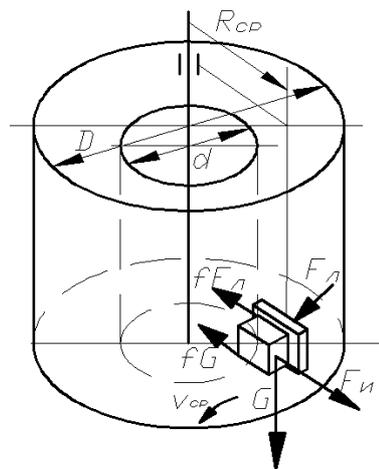


Рисунок 9.3. Схема к расчету роторных смесителей

средний радиус вращения лопастей $R_{\text{ср}}$ и диаметр стакана d , м

$$R_{\text{ср}} \approx d = 0,33D, \quad (9.13)$$

суммарная активная площадь лопастей $A_{\text{а}}$, м²

$$A_{\text{а}} = \sum A_i \cos \alpha_i \sin \beta_i = \frac{\lambda \cdot V}{v_{\text{ср}}}, \quad (9.14)$$

где A_i - площадь рабочей поверхности i -й лопасти, м²; α_i, β_i - углы установки i -й лопасти, соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

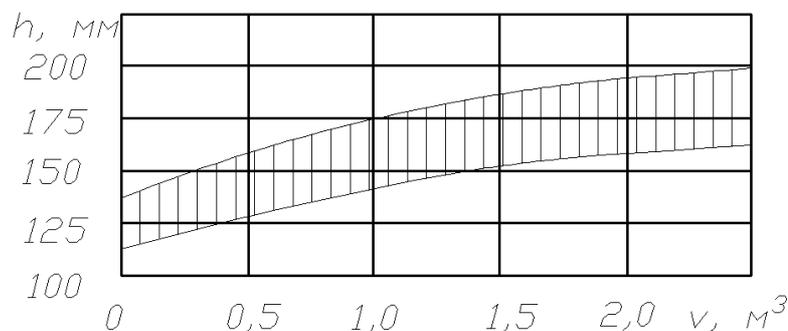


Рисунок 9.4. Зависимость высоты смеси от объема смесителя
Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием работы.
2. Изучите устройство и принцип действия бетоносмесителя.
3. Начертите его принципиальную и кинематическую схемы.
4. Постройте графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - мощности от коэффициента заполнения смесителя $P = f(\varphi)$, при следующих исходных данных: коэффициент заполнения смесителя варьируется в пределах $\varphi=0,7-1,2$; приготавливаемый материал – легкий бетон с керамзитом, водоцементное отношение 0,3; число оборотов приводного вала принять $n=0,9$ об/с.

Определить производительность смесителя для пластинчатой бетонной смеси.

2 подгруппа: - мощности от коэффициента сопротивления движению бетонов $P = f(\kappa)$, при следующих исходных данных: коэффициент сопротивления движению бетонов варьируется в пределах 20000-70000; коэффициент заполнения смесителя принять $\varphi=0,9$; число оборотов приводного вала принять $n=0,7$ об/с.

Определить производительность смесителя для жесткой бетонной смеси.

3 подгруппа: - мощности от числа оборотов приводного вала $P = f(n)$, при следующих исходных данных: число оборотов приводного вала варьируется в пределах $n=0,43-0,7$ об/с; приготавливаемый материал – тяжелый бетон с известняком, водоцементное отношение 0,3; коэффициент заполнения смесителя принять $\varphi=0,7$.

Определить производительность смесителя для растворной смеси.

5. Сделайте вывод о характере зависимостей потребляемой мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа №10

Изучение конструкции и определение основных параметров двухвального бетоносмесителя непрерывного действия

Цель работы: изучить конструкцию и принцип действия бетоносмесителя, изучить методику определения и практически определить основные параметры бетоносмесителя (мощность, производительность, частоту вращения лопастных валов).

Устройство и принцип работы бетоносмесителя

Бетоносмесители непрерывного действия с принудительным смешиванием материала (рис 10.1) применяют для приготовления бетона и растворов на бетоносмесительных установках непрерывного действия.

Процесс смешивания в смесителях непрерывного действия осуществляется путем механического воздействия на компоненты смеси вращающихся лопастей при одновременном перемещении смешиваемой массы от места загрузки к месту выгрузки.

Рабочим органом смесителей являются один - два вращающихся навстречу друг другу горизонтальных вала с закрепленными на них по винтовой линии лопастями. Смешивание осуществляется внутри металлического неподвижного корпуса желобчатой формы. Вы-

пускаемые в России двухвальные бетоносмесители непрерывного действия входят в состав бетоносмесительных установок производительностью 5, 15, 35, 60 м³/ч.

На рисунке 10.1 показана модель двухвального бетоносмесителя непрерывного действия, модернизированного по результатам научно-исследовательских работ Белгородской технологической академии строительных материалов и выпускаемого серийно в составе бетоносмесительной установки СБ-75А Славянским заводом Строймаш ПО "Бетонмаш".

Корпус 1 смесителя корытообразной формы установлен под углом 3° в сторону разгрузки, что увеличивает производительность и снижает энергоемкость процесса. Внутри корпуса навстречу друг другу вращаются два лопастных вала 2. При этом на ведомом валу лопасти 3 установлены по поточной схеме и перемещают смешиваемую массу к разгрузочному отверстию 10, на ведущем валу 6, 9 и 12-я пары лопастей являются обратными и создают противоток смеси, а последние две пары на обоих валах также являются обратными и создают подпор движущейся к выгрузке массы. Подобная схема установки лопастей, а также увеличенная частота вращения валов позволили повысить однородность смеси и производительность смесителя (с 30 до 35 м³/ч). Корпус смесителя установлен на раме 4 сварной конструкции. Лопастные валы, установленные в подшипниках 11 и 12, получают вращение от электродвигателя 5 через клиноременную передачу 6, редуктор 7 и зубчатую передачу 8.

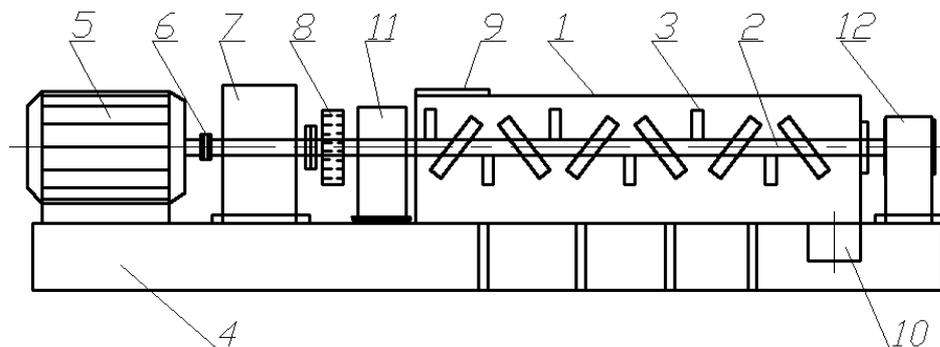


Рисунок 10.1. Схема смесителя непрерывного действия

Загружаются компоненты смеси через загрузочное отверстие 9 в начале корпуса смесителя. Смешиваясь вращающимися навстречу друг другу лопастными валами, масса перемещается вдоль оси смесителя к разгрузочному отверстию 10 под действием наклонно установленных на валах лопастей.

Расчет основных параметров бетоносмесителя

Исходные данные для расчета: $l=1\text{м}$; $R_n=120\text{мм}$; $R_b=60\text{мм}$; $b=50\text{мм}$; $S=280\text{мм}$; $\delta=3$; $\rho=2000\text{кг/м}^3$; $w=4$; $\eta=0,85$.

Производительность смесителей непрерывного действия с горизонтальными лопастными валами определяется скоростью движения материала вдоль оси корпуса и площадью его поперечного сечения и в общем виде может быть записана так:

$$Q = 3600 \cdot A \cdot v, \quad (10.1)$$

где Q - производительность смесителя, м³/ч; v - скорость движения материала вдоль корпуса смесителя, м/с; A - площадь поперечного сечения потока материала, м².

С некоторым допущением рабочий орган подобного смесителя может рассматриваться как шнек с прерывистым винтом. При этом осевая скорость движения материала может быть определена из выражения

$$v = k_{вз} \cdot \frac{\delta \cdot b \cdot \sin \alpha \cdot n \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot R_n}, \quad (10.2)$$

где $k_{вз}$ - коэффициент возврата смеси за лопасть, равный 0,6...0,75; δ - количество лопастей в пределах одного шага винтовой линии; S - шаг винтовой линии лопастей, м; α -

угол между плоскостью лопасти и плоскостью, нормальной к оси вала смесителя, $\alpha = 10 \dots 45^\circ$; n - вращения вала, с^{-1} ; R_n - наружный радиус лопасти, м.

Площадь A , м^2 , поперечного сечения потока материала с достаточной степенью точности

$$A = 2\pi \cdot R_n^2 \cdot \varphi, \quad (10.3)$$

где φ - коэффициент заполнения корпуса смесителя, равный 0,5... 0,8.

Подставив значения A и v в формулу, получим следующее выражение для определения производительности Q , $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$Q = 3600 \cdot R_i \cdot \varphi \cdot k_{ac} \cdot \delta \cdot b \cdot \sin \alpha \cdot n \cdot S, \quad (10.4)$$

В смесителях непрерывного действия с горизонтальными лопастями вала, мощность затрачивается на преодоление следующих сопротивлений: 1) сопротивление трения смеси о стенки корпуса; 2) транспортирование смеси к месту разгрузки; 3) разрезание массы смеси при ее смешивании; 4) сопротивление трения в деталях и узлах привода.

Мощность P_1 , на преодоление сопротивления трения смеси о стенки корпуса при смешивании, и транспортировании может быть с достаточной достоверностью определена по формуле, кВт,

$$P_1 = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot w \cdot l}{3,6 \cdot 10^6}, \quad (10.5)$$

где Q - производительность смесителя, $\text{м}^3/\text{ч}$; ρ - объемная масса смеси, $\text{кг}/\text{м}^3$; g - ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; w - коэффициент сопротивления движению смеси, рекомендуется в пределах 4...5,5; l - рабочая длина корпуса смесителя, м.

Мощность P_2 , кВт, необходимая на разрезание массы смеси лопастями при их вращении, определяется по выражению

$$P_2 = \frac{k_p \cdot b \cdot \cos \alpha \cdot i \cdot (R_n^2 - R_b^2) \cdot \omega \cdot z}{2000}, \quad (10.6)$$

где k_p - удельное сопротивление смеси резанию, для цементобетонных смесей $k = (3,0 \dots 6,0) \cdot 10^2$ Па; b - средняя ширина лопасти, м; i - количество лопастей, одновременно погружаемых в массу смеси на одном валу; z - количество лопастных валов; R_n , R_b - наружный и внутренний радиус лопасти, м; ω - угловая скорость лопастного вала, $\text{рад}/\text{с}$, $\omega = 2\pi n$.

Расход мощности на определение сопротивления трения в узлах и деталях привода учитывается с расчетом коэффициентов полезного действия η , который находится либо расчетным путем, либо принимается в пределах 0,65 ... 0,85.

Тогда потребная мощность двигателя $P_{дв}$ для данного смесителя

$$P_{дв} = \frac{P_1 + P_2}{\eta}. \quad (10.7)$$

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием работы и инструкцией по технике безопасности.
2. Проверьте наличие и исправность принадлежностей и инструмента.
3. Изучите устройство и принцип действия бетоносмесителя. Начертите принципиальную схему бетоносмесителя и кинематическую схему его привода.

4. Произведите все необходимые замеры величин, входящих в формулы для определения мощности и производительности смесителя.

5. Построить графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - производительности и мощности от угла установки лопастей смесителя α , град, $Q = f(\alpha)$ и $P = f(\alpha)$, при следующих исходных данных: угол установки лопастей варьируется в пределах $\alpha = 10 \dots 45^\circ$; коэффициент заполнения корпуса смесителя $\varphi = 0,7$; число оборотов смесительного вала принять $n = 1,2$ об/с.

2 подгруппа: - производительности и мощности от числа оборотов смесительного вала n , об/с, $Q = f(n)$ и $P = f(n)$, при следующих исходных данных: число оборотов смеси-

тельного вала варьируется в пределах $n=0,5-1,5$ об/с; коэффициент заполнения корпуса смесителя $\varphi=0,8$; угол установки лопастей принять $\alpha=30^\circ$.

3 подгруппа: - производительности и мощности от коэффициента заполнения корпуса смесителя $Q=f(\varphi)$ и $P=f(\varphi)$, при следующих исходных данных: коэффициент заполнения корпуса смесителя варьируется в пределах $\varphi=0,6-0,8$; число оборотов смесительного вала принять $n=1$ об/с; угол установки лопастей принять $\alpha=45^\circ$.

6. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности и потребляемой мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 11

Изучение конструкции и определение основных параметров щековой дробилки со сложным движением щеки

Цель работы: изучение конструкции и принципа действия щековой дробилки, методика расчета основных ее параметров.

Конструкция, принцип действия, назначение, классификация щековых дробилок

В промышленности строительных материалов щековые дробилки применяют для грубого и среднего дробления прочных и абразивных пород. Степень дробления щековых дробилок находится в пределах 3-8.

Щековые дробилки отличаются большим разнообразием конструкций. В зависимости от кинематических и конструктивно-технологических особенностей их разделяют на две основные группы: дробилки с простым движением щеки и дробилки со сложным движением подвижной щеки (рис. 11.1).

В дробилке с простым движением рабочего органа (рис. 11.1, а) подвижная щека 5 в верхней части подвешена на неподвижной оси 4, а верхняя головка шатуна 15 шарнирно соединена с эксцентриковым валом 8.

У дробилки со сложным движением рабочего органа (рис. 11.1, б) подвижная щека верхним концом непосредственно подвешена на эксцентриковом валу 8, а в нижней части посредством распорной плиты 14 соединена шарнирно с клиновым регулировочным, устройством 11, расположенным на задней части станины. При вращении эксцентрикового вала 8 подвижная щека 5 совершает сложное движение: качение по дуге окружности относительно оси эксцентрикового вала 8 и возвратно-поступательное вдоль неподвижной щеки 1. При этом любая точка, принадлежащая подвижной щеке, описывает замкнутую траекторию: в нижней части - это вытянутый эллипс, а в верхней - форма траектории приближается к окружности. Характер движения подвижной щеки 5 показывает, что в щековой дробилке со сложным движением истирающие усилия преобладают над раздавливающими.

Несмотря на большое количество схем щековых дробилок, наибольшее распространение получили дробилки, схемы которых показаны на рис. 11.1, а, б.

Щековые дробилки характеризуются шириной и длиной загрузочного отверстия. В зависимости от этого выпускаются восемь типов дробилок (ВхL): 160х250; 250х400; 250х900; 400х900; 600х900; 900х1200; 1200х1500; 1500х2100 мм. Ширина выходной щели В, определяемая расстоянием между крайними точками дробящих плит в нижней части размерной камеры, при максимальном отклонении подвижной щеки является важным параметром, так как она определяет степень измельчения и производительность дробилки. Ширина загрузочного и выгрузочного отверстий дробилки регулируется. Основные параметры ШДС даны в таблице 11.1.

Конструкция щековой дробилки со сложным движением щеки

Щековая дробилка со сложным движением щеки состоит (рис. 11.1, б) из неподвижной щеки 1, на которой укрепляется дробящая плита 2, и подвижной щеки 5.

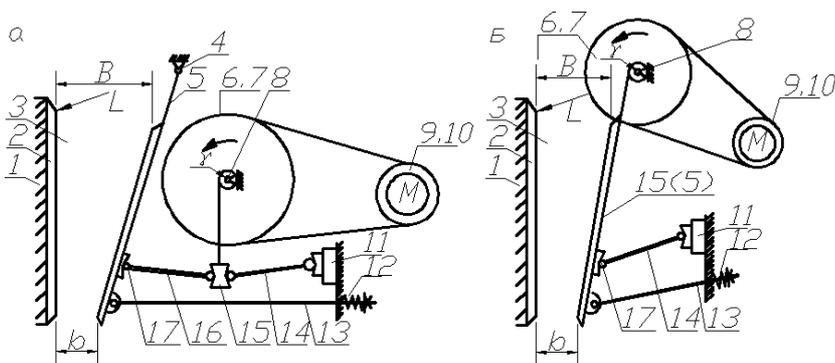


Рисунок 11.1. Кинематические схемы щековых дробилок с простым (а) и сложным (б) движением подвижной щеки:

1 - неподвижная щека; 2 дробящая плита; 3 - боковая стенка; 4 - ось подвески подвижной щеки; 5 - подвижная щека; 6 - шкив; 7 - маховик; 8 - эксцентриковый вал; 9 - ведущий шкив; 10 - электродвигатель; 11 - регулировочное устройство; 12,13 - пружина и тяга замыкающего устройства; 14, 16 - распорные плиты; 15 - шатун; 17 - опоры качения.

Пространство, ограниченное подвижной и неподвижной щекой и частью продольных стенок станины, называется камерой дробления. Продольные стенки камеры футеруются высокоуглеродистыми или марганцовистыми стальными плитами. Профиль футеровки подвижной и неподвижной щек может быть различным (ребристым, волнистым и т. д.), боковые плиты гладкие. В дробилке применена одна распорная плита 14, которая упирается одним концом во вкладыши регулировочного устройства 11, а вторым - во вкладыш, установленный в прорези на задней стенке подвижной щеки. Вращение эксцентриковому валу 8 сообщается от электродвигателя 10 через клиноременную передачу.

В щековых дробилках материал дробится только в течение одной половины оборота эксцентрикового вала. Для выравнивания работы щековой дробилки служат маховики, которые накапливают энергию во время отхода щеки и отдают ее в период дробления.

Таблица 11.1 Техническая характеристика щековых дробилок

Параметр	Тип дробилки							
	СМД-115	СМД-116	СМД-108	СМД-109	СМД-110	СМД-58Б	СМД-59А	СМД-60А
	ЩДС-1,6x3,5	ЩДС-2,5x4	ЩДС-2,5x9	ЩДС-4x9	ЩДС-6x9	ЩДС-9x12	ЩДС-12x15	ЩДС-15x21
Размеры приемного отверстия $B \times L$, мм	160x250	250x400	250x900	400x900	600x900	900x1200	1200x1500	1500x2100
Максимальная крупность исходного материала D_{max} , мм	140	210	210	340	510	750	1000	1300
Угол захвата, градус не более	15	15	15	17	19	20	20	20
Номинальная выходная щель bh , мм	30	50	40	60	100	130	150	180
Максимальный диапазон изменения выходной щели, мм	15-45	20-60	20-60	40-90	75-125	±35	±40	±45
Объемная производительность Q_0 при номинальной щели, м ³ /ч, не менее	2,8	7,0	14,0	25,0	55,0	180	310	600
Мощность электродвигателя $P_{дв}$, кВт	10(7)	17(17)	40(40)	55(61)	75(95)	100	160	250
Масса дробилки без электродвигателя, т	1,5	3,0	8,0	12,0	20,0	75,0	145	260
Габаритные размеры, м:								
длина	1	1,4	1,7	2,2	2,7	5,0	6,4	7,5
ширина	1	1,3	1,7	2,2	2,6	6,0	6,8	7,0
высота	1	1,5	2,3	2,6	2,5	4,0	5,0	6,0

По сравнению с дробилкой с простым движением щеки за счет сокращения кинематических звеньев конструкция дробилки со сложным движением щеки значительно упрощается, металлоемкость снижается. В этих дробилках разрушение материала происходит

за счет раздавливания и истирания, что обуславливается траекторией движения подвижной щеки. При сложном движении щеки происходит повышенный износ дробящих плит и образование большого количества мелочи, идущей в отход.

Дробящие плиты - сменные быстроизнашивающиеся детали. Конструкция плит, износостойкость материалов, из которого они изготовлены, оказывают большое влияние на производительность.

Установлено, что стоимость дробящих плит составляет около одной трети всех расходов на дробление.

Дробящие плиты щековых дробилок чаще всего изготавливают из высокомарганцовистой стали 110Г13Л, обладающей высокой износостойкостью, а также способностью к упрочнению в холодном состоянии в результате наклепа.

Для повышения эффективности работы щековых дробилок со сложным движением щеки применяют рифленые дробящие плиты. При предварительном дроблении форма рифления трапецеидальная, при окончательном - треугольная. Попадая между выступом одной плиты и впадиной другой, материал разрушается за счет излома.

Эксцентриковый приводной вал 8 опирается на пару роликовых двухрядных сферических подшипников, расположенных на верхних торцовых поверхностях продольных стенок рамы. На концах эксцентрикового вала 8 расположен маховик 6 и шкив клиноременной передачи, выполняющий функции и маховика. Во время холостого хода подвижной щеки энергия приводного двигателя дробилки аккумулируется маховиками 7 и 8, а при рабочем ходе - передается щеке и расходуется на сжатие материала.

Шкив-маховик 6 одновременно служит шкивом для клиноременной передачи, которая обеспечивает передачу вращения от двигателя к эксцентриковому валу и одновременно понижает число оборотов.

Расчет основных параметров

Исходные данные для расчета: $B=600$ мм; $L=900$ мм; $S=23$ мм.

Ширина загружаемого отверстия B (см. рис. 11.3) должна обеспечить свободный прием кусков максимальной крупности. Поэтому должно быть соблюдено условие $B \geq \frac{D_{max}}{0,85}$.

Ширина выходной щели b связана с максимальной крупностью кусков в готовом продукте зависимостью $d_{max} = 1,2 \cdot b$.

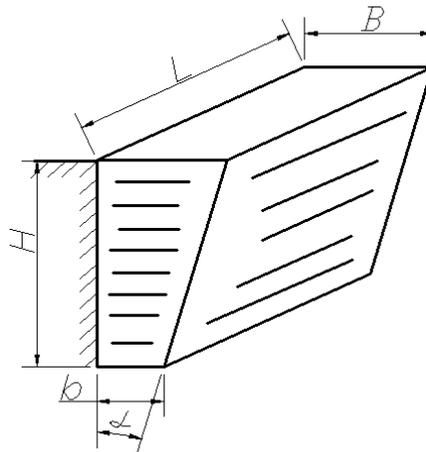


Рисунок 11.3. Геометрические параметры рабочей камеры щековой дробилки

Производительность щековых дробилок Q , т/ч, можно определить по следующей формуле

$$Q = 3,6 \cdot \frac{b+S+b}{2} \cdot \frac{S}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot L \cdot n \cdot \rho \cdot k_p, \quad (11.1)$$

где b – наименьшая ширина выходной щели, м; S – ход щеки по горизонтали у разгрузочного отверстия, м; α – угол захвата между подвижной и неподвижной щеками, град; L –

длина камеры дробления, м; n - частота вращения вала, c^{-1} ; ρ - объемная масса материала, $кг/м^3$ (см. табл. 11.2); k_p - коэффициент разрыхления материала, $k_p = 0,3 \dots 0,65$.

Угол захвата между подвижной и неподвижной щеками можно определить по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B-b}{H}, \quad (11.2)$$

где H - высота подвижной щеки, м (см. рис. 11.3) (зависит от ширины приемного отверстия B);

B , м ... 0,4 0,6 0,8 1,2 1,5;

H , м ... 1,1 2,2 2,7 3,1 3,6;

Частота вращения эксцентрикового вала n , об/с, определяется по формуле:

$$n = \frac{1}{2} \cdot k_T \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2 \cdot S}}, \quad (11.3)$$

где k_T - коэффициент торможения материала по загрузке, $k_T = 0,9$.

Дробление материала в щековых дробилках возможно в том случае, когда угол не превышает определенной величины. Как только величина этого угла переходит этот предел, дробимый материал не будет захватываться и начнет выталкиваться вверх. При малых значениях угла степень измельчения будет малой, что отрицательно сказывается на производительности. Для определения предельного значения угла рассматриваются усилия, действующие в щековой дробилке: сила тяжести G ; сила F , действующая на кусок материала; сила трения куска материала о подвижную плиту $F[t]$, сила реакции $F[1]$ неподвижной щеки и сила $F[t1]$ трения куска материала о плиту неподвижной щеки. Составляя уравнение равновесия и решая его, получим: $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 2\varphi$, $\operatorname{tg} \varphi = f$; $\alpha = 24^{\circ}$.

При $\alpha = 24^{\circ}$ кусок находится в неустойчивом положении, следовательно, нужно принимать $\alpha < 24^{\circ}$. В этом случае будет устранена возможность выдавливания кусков дробимого материала вверх. Коэффициент трения материалов о сталь $f=0,3$, при этом $\varphi = 16,40^{\circ}$; $\alpha = 33,20^{\circ}$. На практике с целью полной надежности работы дробилки угол захвата принимают в пределах $15 \dots 25^{\circ}$.

Потребляемая мощность привода дробилки P , кВт, определяется по формуле:

$$P = \frac{\sigma_B^2 \cdot \pi \cdot n \cdot L \cdot (0,723 \cdot B^2 - b^2)}{12000 \cdot E \cdot \eta}, \quad (11.4)$$

где σ_B - предел прочности материала при сжатии, МПа (см. табл. 11.2); E - модуль упругости дробимого материала, МПа (см. табл. 11.2); η - к.п.д. привода дробилки, $\eta = 0,8 \div 0,85$.

Таблица 11.2 Пределы прочности и модули упругости некоторых горных пород

Горная порода	Объемная масса материала ρ , $кг/м^3$	Предел прочности материала при сжатии σ_B , МПа	Модуль упругости дробимого материала E , МПа
Сланец глинистый	1200	25-40	10000-19000
Известняк мягкий	1400	40-60	35000-50000
Песчаник желтый	2000	50-80	34000-50000
Мрамор	2800	55-150	56500-70000
Известняк прочный	2700	100-120	35000-50000
Песчаник серый	2700	100-120	34000-50000
Гранит крупнозернистый	2700	120-140	51500-61400
Порфир	2700	150-180	68000-80000
Гранит мелкозернистый	3300	180-200	60000-70000

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с методическими указаниями.
2. Изучите назначение, принцип действия, конструкцию щековой дробилки со сложным движением щеки.
3. Начертите кинематическую схему (с указанием позиций), обратив при этом особое внимание на функциональное назначение каждого из рабочих элементов дробилки.
4. Произведите замеры длины L , м; ширины приемного и выходных отверстий дробилки, м; высоты камеры дробления H , м. Результаты занесите в таблицу 11.3.
5. Постройте графики зависимостей по подгруппам:
 - 1 подгруппа: - производительности и мощности от измельчаемого материала $Q = f(\rho)$ и $P = f(\sigma_B, E)$, при следующих исходных данных: плотность измельчаемого материала варьируется в пределах $\rho = 1200 \dots 3300 \text{ кг/м}^3$ (см. табл. 11.2); модуль упругости материала E варьируется в пределах 10000-70000 МПа с шагом 10000 МПа, а предел прочности σ_B в пределах 25...175 МПа с шагом 25 МПа; ширина выходной щели $b=0,052$ м.
 - 2 подгруппа: - угла захвата и производительности от ширины выходной щели b , м $\alpha = f(b)$ и $Q = f(b)$, при следующих исходных данных: ширина выходной щели варьируется в пределах $b=0,013-0,052$ м; измельчаемый материал – прочный известняк ($\rho=2700 \text{ кг/м}^3$, $E=50000$ МПа, $\sigma_B=100$ МПа).
 - 3 подгруппа: - числа оборотов эксцентрикового вала и мощности от ширины выходной щели b , м $n = f(b)$ и $P = f(b)$, при следующих исходных данных: ширина выходной щели варьируется в пределах $b=0,013-0,052$ м; измельчаемый материал – мелкозернистый гранит ($\rho=3300 \text{ кг/м}^3$, $E=60000$ МПа, $\sigma_B=200$ МПа).
6. Сделайте вывод о характере зависимостей от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа №12

Изучение конструкции и определение основных параметров валковой дробилки

Цель работы: изучение назначения и устройства, принципа действия валковой дробилки, с приводом через карданные валы, расчет основных параметров валковой дробилки.

Назначение, область применения, классификация валковых дробилок

В промышленности строительных материалов широкое применение получили валковые агрегаты, предназначенные для крупного, среднего, мелкого и тонкого измельчения, материалов малой и средней прочности, удалении из глины каменистых включений и т.д.

В валковых дробилках разрушение материала происходит между вращающимися навстречу друг другу валками или между вращающимся валком и камерой дробления под действием сжимающих нагрузок.

Измельчение материала осуществляется преимущественно раздавливанием и частично истиранием, или изгибом между двумя вращающимися валками. Поверхность валков в зависимости от свойств измельчаемого материала бывает гладкой, рифленой или зубчатой.

Дробилки с гладкими валками применяются для среднего и мелкого дробления пород средней прочности ($\sigma_{см} < 150$ МПа); с рифлеными, зубчатыми валками для крупного и среднего дробления хрупких и мягких пород ($\sigma_{см} < 80$ МПа). Классификация валковых дробилок и агрегатов, применяемых в различных отраслях промышленности строительных материалов, представлена на рис 12.1.

Достоинства валковых дробилок заключается в простоте устройства и надежности работы, небольшом расходе энергии.

К недостаткам валковых дробилок можно отнести: низкую производительность, невысокую степень измельчения, ограниченный размер загружаемых кусков материала, не-

однородный зерновой состав готового продукта, с большим количеством плоских и удлиненных зерен. Кроме того, при работе валковых дробилок происходит непрерывная вибрация подвижного вала под действием деформации пружины от давления измельчаемого материала. Валковые дробилки нуждаются в непрерывном и равномерном питании исходным материалом по всей длине валка, поэтому они снабжаются собственными питателями.



Рисунок 12.1. Классификация валковых машин и агрегатов

Конструкция и принцип действия валковых дробилок с гладкими валками

Валковая дробилка с гладкими валками (рис. 12.2) состоит из двух параллельно расположенных цилиндрических валков 4 и 6, которые вращаются вокруг горизонтальных осей навстречу друг другу. Валок 4 насажен на вал, вращающийся в подвижно закрепленных подшипниках 5. Валок 6 установлен в неподвижных подшипниках. Вращение валки получают от электродвигателя. 1 через редуктор 2 и карданные валы 3. Дробящие валки закрыты кожухом, который препятствует проникновению в помещение пыли, образующейся при дроблении материала, а также обеспечивает соблюдение мер техники безопасности. Техническая характеристика валковых дробилок дана в табл.12.1.

Таблица 12.1 Техническая характеристика валковых дробилок

Характеристика	Тип дробилки								
	СМК - 83	СМК - 102	СМК- 12	СМ- 438	СМК -212	СМ- 1198	СМК - 194	ДДЗ - 700	СМ - 3698
Дробление	Тонкое			Среднее		Среднее	Крупное	Формование гранул	
Конструкция валков	Гладкие		Рифл. и гладк.	Зубчатые		Ребрист., гладкий камневыдел.	Винтов., и гладкий камневыд.	Дискозубчат.	Валки дырчатые
Производительность $\times 10^3$, кг/ч	6,94		2,22-6,94	17,4	8,33	6,94	9,72	19,4	11,1
Диаметр валков, $\times 10^{-3}$, м	1000		600	1090 / 990	620/ 480	600/1000	750	1250	1000

Ширина	700	1000	400	900	1490	700	800	1000	640
Частота вращения, с	2,67/ 3,08	3,17/ 4,83	1,25	0,67	0,67/ 0,42	7,33/ 0,67	1,08/3,1 7	2,83/ 3,33	0,35/ 0,50
Мощность эл. двигат. $\times 10^3$, Вт	22/30	40/75	20	28	50/3 0	30/13	55	60	40
Габаритные размеры, м	3,8x3, 2x1,2	5,7x4,2 x1,8	2,2x1,6 x0,8	3,2x 2,4x 1,1	5x3,6 x 1,5	3,2x2,8 x 1,3	2,9x3,0 x 1,54	4,4x2 ,8x1, 6	2,6x3 ,5x1, 2
Масса $\times 10^3$, кг	5,6	14,25	3,4	6,5	11,6	4,95	6,7	13,5	6,0

Примечание. В числителе - диаметр по вершине, в знаменателе - диаметр по основанию зубьев; в числителе - диаметр ребристого, в знаменателе - гладкого валька; частота вращения двух валцов (ребристого - в числителе, гладкого в знаменателе); размеры отверстий (12x45)x10м.

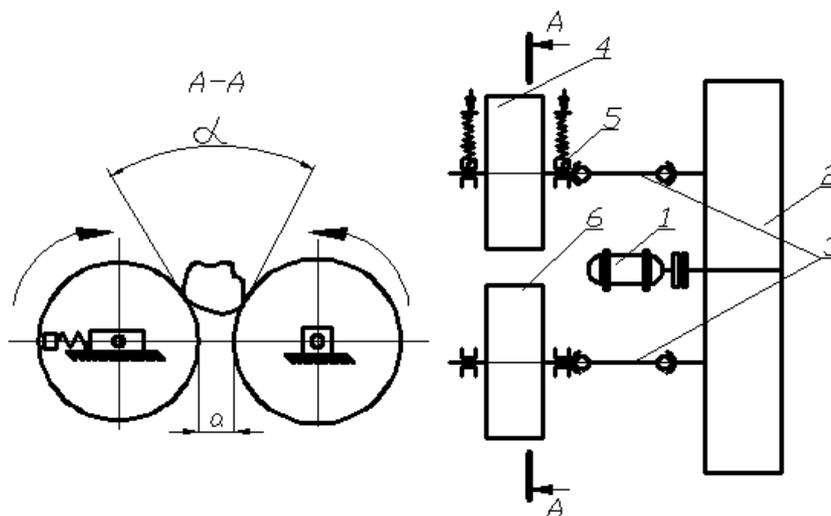


Рисунок 12.2. Схема валковой дробилки

Расчет основных параметров

Определение соотношения диаметра валька и размера дробимого материала

Для обеспечения процесса дробления в валковых дробилках необходимо, чтобы куски дробимой породы втягивались в межвальковое пространство валками. Рассмотрим условие, при котором возможно втягивание куска материала и последующее его дробление. Примем, что поступившие на дробление куски имеют форму шара. На кусок материала диаметром a в момент его захвата валками, действуют следующие силы (рис. 12.4): G - сила тяжести материала, приложенная в центре вала и направленная вниз (ввиду малости значения в расчетах не учитывается); F_n - сила нормального давления на кусок дробимого материала; $F_{mp} = F_n \cdot f$ - сила, трения (f - коэффициент трения дробимого материала о валки) направлена по касательной к окружности валька.

Сила $F_{тр}$ и F_n действуют в обеих точках касания 1 и 2 (на рис. 12.4 показаны действующие в одной точке 1). Кусок дробимого материала втягивается валками при условии, если, сумма сил, направленная вниз, больше суммы сил, направленных вверх (см. рис.12.3):

$$2F_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \leq 2F_{mp} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (12.1)$$

Разделив правую и левую части неравенства на $2F_n \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$, получим

$$\operatorname{tg} \alpha \leq f \quad (12.2)$$

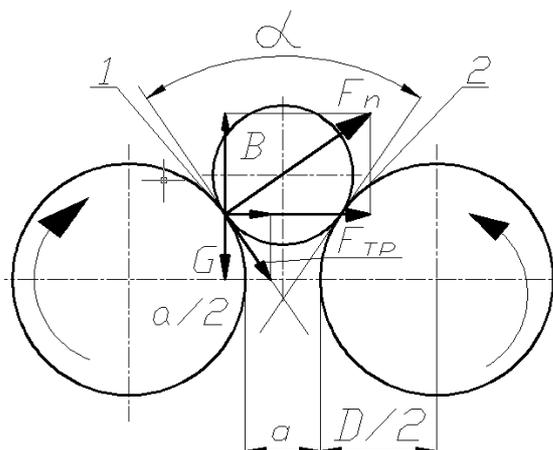


Рисунок 12.4. Расчетная схема валковой дробилки

Между диаметром поступающего куска d и диаметром валка D существует следующее соотношение: из треугольника АОВ (см. рис. 12.3) следует

$$\left(\frac{D}{2} + \frac{d}{2}\right) \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D}{2} + \frac{a}{2}; \quad (D+d) \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = D+a; \quad (12.3)$$

где a - ширина выходной щели, м.

Разделив правую и левую части уравнения на d , получим

$$\left(\frac{D}{2} + 1\right) \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D}{2} + \frac{a}{2}, \quad \text{или} \quad \frac{D}{d} = \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - \frac{1}{2}}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}},$$

где i - степень измельчения, $i = \frac{d}{a} = 4$ - среднее значение валковых дробилок, $\frac{a}{d} = 0,25$.

После преобразований получим

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - 0,25}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (12.4)$$

Величина коэффициента трения f кусков твердых пород (известняка, песчаника, гранита и т.д.) о поверхность стального валка в среднем равна $f=0,3$, а для кусков влажной глины $f=0,45$. Для указанных значений f предельный угол $\beta = \frac{\alpha}{2}$ составляет $16^\circ 40'$ и $24^\circ 20'$.

Определение производительности валковых дробилок

Производительность валковых дробилок по массе, т/ч,

$$Q_{ц} = 0,1884 \cdot \mu \cdot n \cdot L \cdot D \cdot d \cdot \rho, \quad (12.5)$$

где L - длина валка, м, n - частота вращения валков, об/с; ρ - плотность дробимого материала, кг/м³; D - диаметр катка, м; μ - коэффициент, учитывающий использование ширины валков и степень разрыхления материала, для твердых пород $\kappa = 0,2 - 0,3$, для влажных материалов (глин) $\kappa = 0,4 - 0,6$; d - диаметр поступающего куска, м.

Частота вращения валков n , с⁻¹ определяется по формуле Л.Б. Левенсона:

$$n_{max} \leq 102,5 \cdot \sqrt{\frac{f}{\rho \cdot d \cdot D}}. \quad (12.6)$$

где f - коэффициент трения материала о валки, принять $f = 0,3$.

Практически с целью уменьшения износа поверхности валков частоту их вращения принимают равной $n = (0,4 - 0,7) \cdot n_{max}$.

Определение мощности

Мощность электродвигателя валковой дробилки затрачивается на дробление материала, преодоление трения материала о валок, преодоление трения в цапфах валков и определяется по следующей зависимости:

$$P = P_{уд} \cdot \frac{Q}{\rho}, \quad (12.7)$$

$P_{уд}$ – удельный расход мощности, кВт·ч/м³, измельчаемого материала (определяется из каталога, составленного на основе опытных испытаний); для дробилок мелкого дробления $P_{уд} = 1,2-1,35$ кВт·ч/м³.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием работы.
2. Изучите назначение, конструкцию и принцип действия лабораторной установки.
3. Начертите кинематическую схему валковой дробилки.
4. Кратко опишите устройство и принцип действия валковой дробилки.
5. Постройте графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - производительности и мощности от плотности измельчаемого материала ρ , кг/м³, $Q = f(\rho)$ и $P = f(\rho)$, при следующих исходных данных: плотность измельчаемого материала средней прочности варьируется в пределах $\rho = 1800-2600$ кг/м³ с размером куска $d = 25$ мм; число оборотов валка принять $n = 3,6$ об/с.

2 подгруппа: - производительности и мощности от диаметра дробимого куска материала $Q = f(d)$ и $P = f(d)$, при следующих исходных данных: диаметр дробимого куска материала варьируется в пределах $d = 0,02-0,03$ при средней плотности материала $\rho = 2600$ кг/м³; число оборотов валка принять $n = 2,6$ об/с.

3 подгруппа: - производительности и мощности от числа оборотов валка n , об/с, $P = f(n)$ и $Q = f(n)$, при следующих исходных данных: число оборотов валка варьируется в пределах $n = 2,6-4,6$ об/с; плотность измельчаемого материала средней прочности принять $\rho = 2200$ кг/м³ с размером куска $d = 25$ мм;

6. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности и мощности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 13

Изучение конструкции, принципа действия и определение основных параметров конусной дробилки

Цель работы: изучить назначение, конструкцию и принцип действия конусной дробилки, изучить методику расчета основных параметров дробилки.

Область применения, принцип действия, классификация конусных дробилок

Наибольшее распространение конусные дробилки (КД) получили в горнорудной промышленности. В промышленности строительных материалов КД применяют для крупного, среднего и мелкого дробления горных пород с пределом прочности на сжатие $\sigma_{сж} < 250$ МПа при производстве заполнителей бетона. Они чаще всего устанавливаются после щековых дробилок.

Материал в конусных дробилках измельчается раздавливанием, раскалыванием, изгибом и истиранием между наружным неподвижным, и внутренним подвижным конусами.

Дробление материала происходит непрерывно, а зона дробления последовательно перемещается вдоль окружности конусов. Материал непрерывно разгружается под действием силы тяжести по всей длине окружности.

Конусные дробилки классифицируют по следующим признакам:

1. Технологическое назначение:
 - конусные дробилки для крупного дробления (ККД);
 - конусные дробилки для среднего дробления (КСД);
 - конусные дробилки для мелкого дроблений (КМД).

Типоразмер ККД характеризуется шириной загрузочного отверстия B и разгрузочного b . Размеры B и b измеряются вдоль радиуса между крайними точками футеровки соот-

ветственно в верхней и нижней частях конусов при их максимальном удалении. В зависимости от значения параметра b , в ККД загружаются куски материала размером 1,2...0,4 м. Для первичного дробления предназначены пять типоразмеров ККД: 500/75, 900/140, 1200/150, 1500/180, 1500/300. Для вторичного дробления. 500/60, 700/75, 900/100.

КСД и КМД выпускают двух типов: для грубого дробления - с короткой зоной параллельности и широкой выходной щелью (КСД-Гр); для среднего дробления - с такой же длиной зоны параллельности, но меньшей шириной выходной щели (КСД-Т), например, КСД - 1200 Г; КСД - 2200 Т; КМД - 1750 Гр; КМД - 2200 Т.

Применяются аналогичные конструкции КМД и КСД, они отличаются лишь тем, что КМД имеет меньшую высоту подвижного конуса и большую длину зоны параллельности. КСД по ГОСТ 6937-81 в зависимости от диаметра подвижного конуса выпускают шести типоразмеров: 600, 900, 1200, 1750, 2200, 3000.

КМД выпускают пяти типоразмеров: 1200, 1750, 2200, 2500, 3000.

Максимальный размер куска $(38...100) \cdot 10^{-3}$ и при ширине выходного отверстия $(3...15) \cdot 10^{-3}$ м.

Техническая характеристика КМД представлена в табл. 13.1. Отличительной особенностью ККД является то, что рабочая камера образована конусами, направленными большими основаниями в противоположные стороны (неподвижного - вверх, подвижного - вниз, рис. 13.1), у КСД и КМД рабочая камера образована конусами, большие основания которых направлены в одну сторону - вниз (см. рис. 13.1). Причем подвижный конус у ККД имеет угол при вершине около 20° , а у КСД и КМД - более $60...170^\circ$.

2. Конструктивное выполнение

Различают дробилки с подвешенным валом, дробилки инерционные и дробилки с консольным валом, которые делятся, в свою очередь, на: нормальные, средние, короткоконусные.

Конструкция конусной дробилки

Дробилки с консольным валом (рис. 13.2) применяются для мелкого и среднего дробления (размер кусков - $(38...300) \cdot 10^{-3}$ м). Ширина загрузочного отверстия у них значительно меньше, чем в дробилках крупного дробления. Указанные дробилки применяются в основном для вторичного дробления.

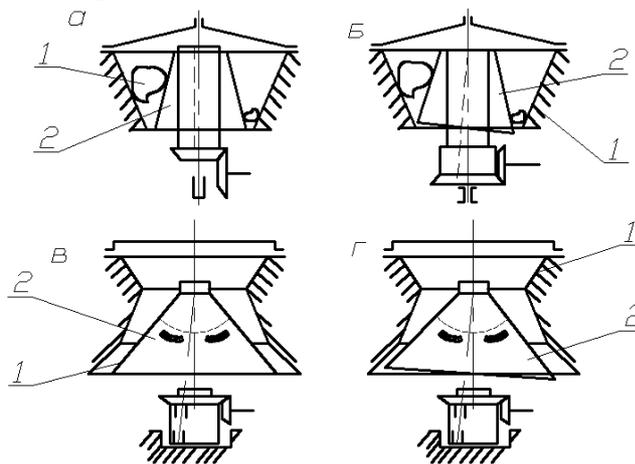


Рисунок 13.1. Схемы конусных дробилок

В конусных дробилках (см. рис. 13.1) раздавливание кусков материала происходит между внешним конусом 1 и внутренним 2 путем нажатия внутреннего конуса на материал. Конус при этом или совершает качания относительно неподвижной точки (см. рис.13.1,б), или перемещается по круговой траектории, совершая поступательные движения (см. рис. 13,1,а). При указанных движениях внутреннего конуса образующие конусов то сближаются, то удаляются друг от друга. При сближении конусов материал дробится, а при удалении - опускается вниз.

Конусная дробилка среднего дробления представлена на рис. 13.1, в, а дробилка мелкого дробления - на рис. 13.1, г.

Технические характеристики конусных дробилок

Показатель	Тип дробилки										
	КМД - 1200 Гр	КМД - 1200 Т	КМД - 1750 Гр	КМД - 1750 Т	КМД - 2200 Гр	КМД - 2200 Т	КМД - 2200 Т	КМД -2500	КМД - 3000 Т	КМД - 2200 А	КМД - 2200 Б
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Диаметр основания дробящего конуса, м	1,2	1,2	1,75	1,75	2,2	2,2	2,2	2,5	3,0	2,2	2,2
Ширина загрузочного отверстия, м	0,1	0,05	0,13	0,08	0,14	0,1	0,085	0,14	0,12	0,1	0,1
Ширина загрузочной щели, м	5...1 5	3...1 2	9...2 0	5...1 5	10..2 00	5...1 5	7...1 5	7...2 0	6...2 0	5...1 5	5...1 5
Наибольший размер кусков в питании, м	0,08	0,04	0,1	0,07	0,11	0,085	0,075	0,11	0,1	0,185	0,05
Частота вращения конуса, мин ⁻¹	260	260	260	260	242	242	205-308	200	185	269	269
Производительность, м ³ /ч	45	27	95-130	85-110	220-260	160-220	120-150	95-250	300*	190*	190*
Масса дробилки без электрооборудования, т	23,4	23,4	47,5	47,6	90,5	87,3	87,5	145	212	93,5	96,0

*При минимальной ширине разгрузочной щели.

Работа конусной дробилки подобна работе щековой дробилке. За первую половину качания внутреннего конуса, когда он приближается к внутренней поверхности наружного конуса, материал будет дробиться: за вторую половину качания, т.е. при отходе внутреннего конуса, раздробленный материал будет выпадать, в то время как материал, расположенный на другой стороне, будет подвергаться измельчению. Измельченный материал под действием силы тяжести скользят вниз, к выходному отверстию. Дробление в конусной дробилке происходит непрерывно при последовательном перемещении зоны дробления по окружности.

Расчет конусных дробилок

Исходные данные для расчета: конусная дробилка используется для мелкого дробления, $D_n = 2,2$ м.

Если допустить, что ширина щели равна развертке подвижного конуса, а его ход - удвоенному эксцентриситету, то работа конусной дробилки аналогична работе щековой. На основе этого формулы, полученные для расчета щековой дробилки, могут быть использованы для конусной дробилки. Разгрузка материала, в ККД происходит так же, как и в щековой дробилке, под действием силы тяжести, в КСД и КМД - под действием центробежной силы. Для обеспечения условий захвата куска материала в процессе дробления угол захвата, образованный поверхностями подвижного и неподвижного конусов, не должен превышать двойного угла трения $\alpha \leq 2\varphi$. Обычно принимают для дробилок ККД $\alpha = 21...23^\circ$; а для дробилок КСД и КМД $\alpha = 12...18^\circ$ (рис. 13.3).

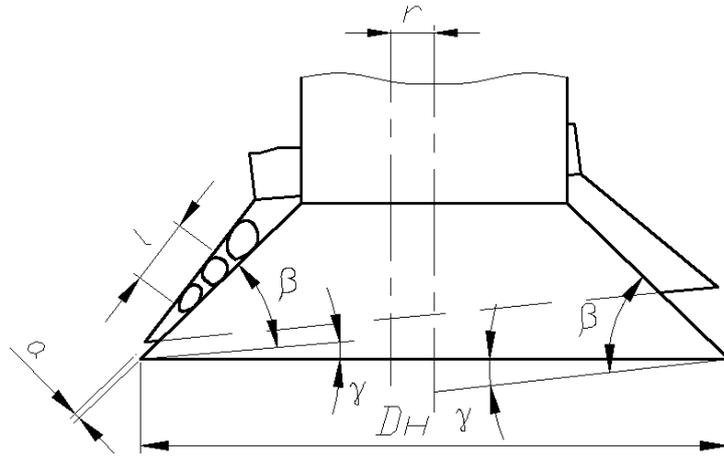


Рисунок 13.3. Схема к расчету КСД и КМД

Производительность для КСД и КМД рассчитывается на основе допущения, что кусок дробимого материала проходит зону параллельности в один оборот эксцентриковой втулки. Согласно принятому допущению, объем материала, выпадающего из рабочей камеры за один оборот подвижного конуса,

$$V = \pi \cdot D_c \cdot a \cdot l, \quad (13.1)$$

где D_c - средний диаметр подвижного конуса в зоне параллельности, D_c - принимают равным нижнему диаметру подвижного конуса D_n ; a - ширина зоны параллельности, м; l - длина зоны параллельности, м.

Объемная производительность Q_v , м³/ч,

$$Q_v = 3600 \cdot V \cdot \mu \cdot n = 3600 \cdot \pi \cdot \mu \cdot n \cdot d \cdot l \cdot D_i. \quad (13.2)$$

Массовая производительность, Q_m , кг/ч,

$$Q_m = Q_v \cdot \rho = 3600 \cdot V \cdot \mu \cdot \rho \cdot n = 3600 \cdot \pi \cdot \mu \cdot \rho \cdot n \cdot d \cdot l \cdot D_i. \quad (13.3)$$

где μ - коэффициент разрыхления измельчаемого материала (0,40-0,60); ρ - объемная масса, кг/м³; n - частота вращения подвижного конуса, об/с, определяется из условия: за время, равное половине оборота эксцентриковой втулки, свободно падающий кусок материала преодолевает расстояние, не меньшее, чем длина зоны параллельности.

Так как для КСД $l = \frac{1}{2} D_i = 0,08 D_i$,

$$n \geq 7,5 \cdot \sqrt{\frac{\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma}{D_n}}, \quad (13.4)$$

где f - коэффициент трения материала о поверхность конуса, $f=0,35$; γ - можно принять равным углу наклона образующей дробящего конуса, обычно равен 39-41°; γ - угол между образующей подвижного конуса в параллельной зоне и его основанием.

Для КМД частота вращения определяется по той же формуле, что и для КСД.

С учетом рекомендаций имеем

$$Q_v = 288 \cdot \pi \cdot \mu \cdot \rho \cdot n \cdot D_i^2, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (13.5)$$

$$Q_m = 0,288 \cdot \pi \cdot \mu \cdot \rho \cdot n \cdot D_i^2, \text{ т/ч} \quad (13.6)$$

Расчет мощности для КСД и КМД осуществляется по формуле В.А. Олевского: $P_{\text{ов}} = 12,6 \cdot D_n^2 \cdot n$, (13.7)

где n - частота вращения эксцентриковой втулки, об/с; D_n - диаметр основания подвижного конуса, м.

Последовательность выполнения лабораторной работы

1. Ознакомьтесь с описанием работы и инструкцией по технике безопасности.
2. Изучите устройство и принцип действия конусной дробилки.
3. Вычертите ее кинематическую схему.
4. Постройте графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - производительности от ширины зоны параллельности $Q = f(a)$ при следующих исходных данных: ширина зоны параллельности варьируется в пределах $a=0,005-0,015$ м; средняя плотность материала $\rho=1800$ кг/м³; число оборотов подвижного конуса $n=4$ об/с. Также определить потребляемую мощность.

2 подгруппа: - производительности от плотности измельчаемого материала ρ , кг/м³, $Q = f(\rho)$ при следующих исходных данных: плотность измельчаемого материала варьируется в пределах $\rho=1800-2600$ кг/м³; число оборотов вала принять $n=3$ об/с; ширина зоны параллельности $a=10$ мм. Также определить потребляемую мощность.

3 подгруппа: - производительности и мощности от числа оборотов вала n , об/с, $Q = f(n)$ и $P = f(n)$, при следующих исходных данных: число оборотов подвижного конуса варьируется в пределах $n=3-5$ об/с; плотность измельчаемого материала средней прочности принять $\rho=2000$ кг/м³; ширина зоны параллельности $a=5$ мм.

5. Сделайте вывод о характере зависимостей производительности от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Практическая работа № 14

Изучение конструкции, принципа действия и определение основных параметров молотковой дробилки

Цель работы: изучить область применения, конструкцию и принцип действия молотковой дробилки; ознакомиться с методикой расчета производительности и потребляемой мощности молотковой дробилки и определить данные величины.

Область применения, принцип действия, классификация молотковых дробилок

Молотковые дробилки (рис. 14.1) относятся к дробилкам ударного действия, т.е. материал разрушается механическим ударом, причем кинетическая энергия движущихся тел (в данном случае молотков) полностью или частично переходит в энергию их деформации и разрушения.

Молотковые дробилки в ПСМ используют для среднего и мелкого дробления материалов средней прочности. Размер готового продукта регулируется изменением частоты вращения ротора, количеством и формой молотков, зазором между колосниками и расстоянием между молотками (в нижнем положении) и окружностью колосниковой решетки.

Молотковые дробилки классифицируются по следующим признакам:

по количеству валов: дробилки однороторные, у которых диски с молотками посажены на один горизонтально расположенный вал, и двухроторные - диски с молотками посажены на два горизонтально расположенных вала, вращающихся навстречу друг другу;

по расположению молотков: дробилки однорядные (для мелкого дробления твердых пород и грубого помола мягких материалов), молотки которых располагаются в одном ряду, а также дробилки однорядные, одновальные и двухвальные, с молотками, подвешенными на ротор в несколько рядов.

Из молотковых, дробилок различных типов наибольшее распространение получили однороторные нереверсивные дробилки. Технические характеристики некоторых типов однороторных молотковых дробилок приведены в табл. 14.1.

Таблица 14.1 Технические характеристики однороторных молотковых дробилок

Показатель	С-218А	СМ-431	СМД-97А	МД-90А
Производительность при дроблении каменного угля, кг/с	4	23	19	28
Диаметр ротора, мм	600	800	2000	2000
Длина ротора, мм	400	600	2000	3000

Наибольший диаметр загружаемого материала, мм	150	250	600	600
Частота вращения ротора, с ⁻¹	21	17	8	6
	25	22	10	10
	33	25		
Мощность электродвигателя, кВт	20	55	630	1000
	28	75	800	1250
	40	100		
Габаритные размеры, мм:				
Длина	1100	1350	4000	4000
Ширина	1100	1400	4200	5500
Высота	1150	1250	3100	3100
Масса без электродвигателя, т	1,5	3	45	60

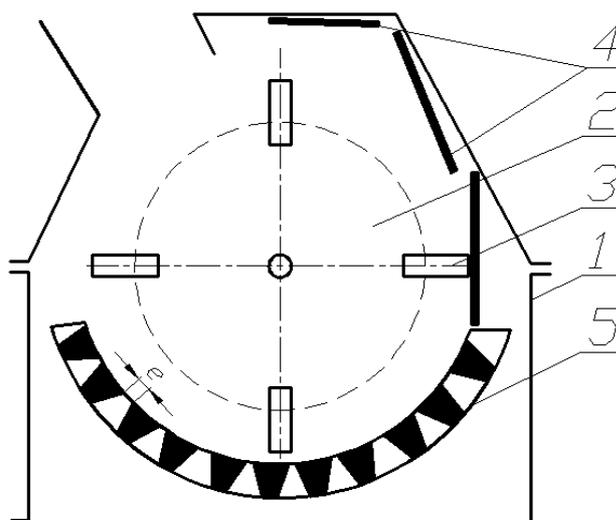


Рисунок 14.1. Схема молотковой дробилки

Молотковая дробилка состоит: из корпуса 1, ротора 2, молотков 3, отбойных плит 4, колосниковой решетки 5 и привода, включающего электродвигатель и клиноременную передачу (рис. 14.1).

Корпус изготовлен из стальных листов. Внутренние стенки корпуса в зоне камеры дробления облицованы сменными плитами из износостойкого материала.

Для регулировки крупности готового продукта использован отбойный брус, установленный в специальных направляющих, перемещаемый и фиксируемый с помощью винтов. Колосниковая решетка шарнирно подвешена на оси, укрепленной в корпусе дробилки. Щели между колосниками делают расширяющимися в сторону разгрузки под углом 10-20° и наклоненными к радиусу ротора под углом 40-50° в сторону движения материала. Это обеспечивает переработку в дробилках материалов повышенной влажности, без забивания щелей колосниковых решеток. Число рядов молотков на роторе определяется размерами него назначением. Вал ротора опирается на два вынесенных из корпуса дробилки и установленных на специальные кронштейны подшипника.

Принцип действия дробилки

Исходный материал загружается в дробилку сверху, под действием силы тяжести свободно скользит по лотку и попадает на быстро вращающийся ротор. Под действием силы удара кусок разрушается, и его части отбрасываются на футеровку и колосники, образующие камеру дробления. Ударяясь о футеровку, материал дополнительно измельчается и вновь попадает в зону действия молотков. Эта повторяется многократно, до тех пор, пока куски, достигнув определенной крупности, не выйдут из щели колосниковой решетки.

Кроме того, кусок материала под воздействием эксцентричного удара начинает вращаться вокруг своего центра тяжести со скоростью, близкой к скорости рабочего органа дробилки, и разрушается от действия центробежных сил, так как при этом в куске материала возникает напряжение, превышающее предел прочности при растяжении.

Таким образом, в молотковых дробилках куски материала измельчаются, во первых, от удара быстро движущихся молотков, во вторых, от соударения кусков материала друг о друга, в третьих, от удара о неподвижную футеровку камеры дробления и под действием центробежных сил, в четвертых.

Расчет основных параметров

Исходные данные для расчета: $D=0,8$ м; $L=0,6$; $i=19$.

Производительность молотковых дробилок зависит от физических свойств материала, степени измельчения, величины зазоров между колосниками, количества, формы и размеров молотков, формы броневых плит, скорости вращения ротора, неравномерности питания, влажности материала и т. д. Перечисленные факторы еще не удалось объединить вполне обоснованной формулой, поэтому для определения ориентировочной производительности, т/ч, пользуются следующими практическими формулами:

$$Q = \frac{L \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \rho}{3600 \cdot (i-1)}, \quad (14.1)$$

или

$$Q = L \cdot D \cdot e, \quad (14.2)$$

где L – длина ротора, м; D – диаметр ротора (диаметр окружности, описываемой концами молотков), м; n – число оборотов ротора, об/с; ρ – насыпная плотность измельчаемого материала, кг/м³; i – степень измельчения; e – зазор между колосниками, мм.

Мощность электродвигателей молотковых дробилок, кВт, находят по эмпирической зависимости

$$P = (0,1 \div 0,15) \cdot i \cdot Q, \quad (14.3)$$

Замеры и расчеты заносят в табл. 14.2.

Последовательность выполнения работы

1. Изучите методические указания.
3. Изучите устройство и принцип действия молотковой дробилки.
4. Начертите кинематическую схему молотковой дробилки.
5. Постройте графики зависимостей по подгруппам:

1 подгруппа: - производительности (см. формулу 14.1) и мощности от числа оборотов вала n , об/с, $Q = f(n)$ и $P = f(n)$, при следующих исходных данных: число оборотов вала ротора варьируется в пределах $n=13-17$ об/с; плотность измельчаемого материала средней прочности принять $\rho=2600$ кг/м³.

2 подгруппа: - производительности (см. формулу 14.2) и мощности от ширины щелей e , мм, $Q = f(e)$ и $P = f(e)$, при следующих исходных данных: ширина щели варьируется в пределах $e=10-15$ мм.

3 подгруппа: - производительности (см. формулу 14.1) и мощности от плотности измельчаемого материала ρ , кг/м³, $Q = f(\rho)$ и $P = f(\rho)$, при следующих исходных данных: плотность измельчаемого материала варьируется в пределах $\rho=1800-2600$ кг/м³; число оборотов вала ротора принять $n=17$ об/с.

6. Сделайте вывод о характере зависимостей от варьируемого параметра, и укажите его наиболее рациональное, на ваш взгляд, значение на графиках.

Вопросы для самопроверки

Практическая работа №1. Изучение конструкции и определение основных параметров шнекового питателя.

Контрольные вопросы

1. По каким классификационным признакам отличаются шнековые питатели?
2. Что такое шаг шнека, и как он влияет на производительность питателя?
3. Какие конструктивные изменения необходимо внести в подшипниковые узлы шнекового питателя при установке его под углом $\beta > 0$?
4. Какие из указанных параметров т. площадь кривого сечения шнека, длина и угол наклона питателя, коэффициент заполнения корпуса шнека - влияют на производительность шнекового питателя?
5. Как определить шаг шнека при известной величине угла подъема его винтовой линии к диаметру винта?

Практическая работа №2. Изучение конструкции и определение основных параметров тарельчатого питателя.

Контрольные вопросы

1. Назначение и принцип действия тарельчатого питателя.
2. Что предусмотрено в конструкции питателя для обеспечения необходимого натяжения ветвей питателя?
3. Возможно ли реверсивное вращение тарели питателя?
4. Влияет ли высота столба на массы материала, на производительность и мощность привода питателя?
5. Каким условием лимитируется частота вращения тарели питателя?

Практическая работа №3. Изучение конструкции и определение основных параметров пластинчатого питателя.

Контрольные вопросы

1. Назначение и область применения пластинчатых питателей.
2. Из каких составных частей состоит питатель?
3. Какие параметры влияют на величину мощности?
4. Какие параметры считаются основными?
5. В какой зависимости находится мощность и производительность?

Практическая работа №4. Изучение конструкции и определение основных параметров барабанного грохота.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены грохоты? Какие типы грохотов вы знаете?
2. Что такое "критическая скорость" вращения барабана грохота? Чем лимитируется рабочая частота вращения барабана грохота?
3. Достоинства и недостатки барабанных грохотов.
4. Какие типы приводов грохотов вы знаете, их преимущества и недостатки?
5. От чего зависит производительность и мощность приводов?

Практическая работа №5. Изучение конструкции и определение основных параметров виброгрохота.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены грохоты?
2. Перечислите основные параметры, необходимые для определения эффективности грохотов.
3. Перечислите основные параметры, необходимые для ограничения производительности и мощности привода грохота
4. Что такое амплитуда и частота колебаний просеивающей поверхности грохота? Каковы их численные значения?

5. Как классифицируют вибрационные грохоты? Какие принципы положены в основу их работы?

Практическая работа №6. **Изучение конструкции и определение основных параметров бегунов.**

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются бегуны?
2. Из какого материала изготавливают катки? Взаимосвязь технологических условий измельчения материалов и конструкций бегунов.
3. Какие из указанных параметров влияют на производительность бегунов: b, d, f, l, p ?
4. Какие конструктивные решения предусмотрены для исключения поломки бегунов при попадании под катки недробимых предметов?
5. Чем обусловлена установка катков бегунов на различном расстоянии от оси вращения?

Практическая работа №7. **Изучение конструкции и определение основных параметров шаровых мельниц.**

Контрольные вопросы

1. По каким конструктивным и технологическим признакам разделяют мельницы? Какой характеристикой определяется качество продукта?
2. Что такое критическая и рабочая частота вращения барабана мельницы, водопадный и каскадный режимы мельницы?
3. С увеличением диаметра мельницы значение $n_{\text{раб}}$ должно быть увеличено или уменьшено, чем это обусловлено?
4. Что такое коэффициент загрузки мельницы, чему он равен для мелющих тел и материала?
5. На что расходуется потребляемая мощность привода?

Практическая работа №8. **Изучение конструкции и определение основных параметров ленточного конвейера**

Контрольные вопросы

1. Назначение и принцип работы ленточного питателя.
2. Достоинства и недостатки ленточного питателя.
3. Из каких узлов состоит ленточный питатель?
4. От чего зависит мощность и производительность?
5. Охарактеризовать привод, вычертить кинематическую схему.

Практическая работа №9. **Определение основных параметров роторного бетоносмесителя циклического действия с принудительным смешиванием материала.**

Контрольные вопросы

1. Назначение и принцип работы роторного бетоносмесителя циклического действия с принудительным смешиванием материала.
2. Перечислите все виды существующих бетоносмесителей, их достоинства и недостатки.
3. Из каких основных узлов состоит бетоносмеситель?
4. Охарактеризовать привод, вычертить кинематическую схему.
5. От чего зависят мощность и производительность?

Практическая работа №10. **Изучение конструкции и определение основных параметров двухвального бетоносмесителя непрерывного действия.**

Контрольные вопросы

1. Назначение и принцип действия двухвального смесителя.
2. Влияние угла установки лопаток на интенсивность процесса смешивания.
3. Преимущества бетоносмесителей непрерывного действия.
4. Как осуществляется синхронизация вращения лопастных валов?
5. За счет чего обеспечивается продвижение массы вдоль корпуса смесителя?

Практическая работа №11. Изучение конструкции и определений основных параметров щековой дробилки со сложным движением щеки.

Контрольные вопросы

1. В чем заключаются основные отличия конструкций и принципы действия щековых дробилок с простым и сложным движением щеки?
2. Какой способ разрушения материала используется в щековых дробилках? Возможно ли дробление в щековых дробилках глинистых материалов, мела?
3. Чем обусловлено использование клиноременной передачи в приводе щековых дробилок? Возможно ли использование в приводе редуктора?
4. В чем заключается функциональное назначение маховика?
5. Что такое угол захвата, как его определить? Какая связь между параметрами?
6. Влияет ли изменение параметра n на производительность Q и мощность привода P дробилки? От чего зависят характеристики Q и P .

Практическая работа №12. Изучение конструкции и определение основных параметров валковой дробилки.

Контрольные вопросы

1. Какой принцип разрушения материалов положен в основу работы валковых дробилок?
2. По каким признакам классифицируются валковые дробилки?
3. Назовите необходимое условие для обеспечения захвата куска материала в валковой дробилке. Что такое угол захвата?
4. Объясните, чем обусловлено использование более сложной кинематики привода в валковых дробилках по сравнению со щековыми?
5. Какие технические приемы используются в валковых дробилках для исключения поломки агрегатов в случае попадания в межвалковое пространство недробимых предметов или включений?
6. На что используется мощность привода валковых дробилок? На какие составляющие мощности влияет предел прочности материала на сжатие?

Практическая работа №13. Изучение конструкции и определение основных параметров конусной дробилки.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются конусные дробилки? Для каких из перечисленных материалов можно использовать конусные дробилки: известняк, гранит, щебень, мел, клинкер?
2. В чем заключается преимущество КД по сравнению с щековыми дробилками?
3. За счет каких видов силового воздействия происходит разрушение материалов в КД?
4. Какие параметры необходимо измерить для определения производительности и мощности привода?
5. Какие технические решения используются в КД для предохранения их от поломки в случае попадания недробимых материалов в рабочее пространство?

Практическая работа №14. Изучение конструкции и определение основных параметров молотковой дробилки.

Контрольные вопросы

1. Назначение и область применения молотковых дробилок.
2. Какие типы молотковых дробилок существуют, их отличия.
3. Какой способ разрушения материала используется в молотковых дробилках?
4. Какие параметры относятся к основным?
5. Охарактеризовать привод.
6. От каких параметров зависят мощность и производительность?

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Значения объемной массы, пределов прочности и модуля упругости некоторых материалов

Материал	Объемная масса (в кусках), кг/м ³	Предел прочности при сжатии, МПа	Модуль упругости E·10 ⁵ , МПа
Необожженная глина влажностью, %:			
3...9	1800...2000	2... 6	-
15...27	1700... 1800	0,7... 0,8	-
20...25	1700	0,2... 0,3	-
Красный кирпич (в т. ч. бой)	1600... 2100	7,5... 15	-
Шамотные изделия	1700...2100	100	-
Мел	1600... 2000	1...15	-
Мергель:			
мягкий	1900	12... 30	-
плотный	2000... 2500	50... 100	-
Глинистый сланец	1200	25...40	11...19
Известняк:			
мягкий	1400	40... 60	35 ... 50
прочный	2700	100...120	35...50
особо прочный (кварциты, прониты)	3100	200... 380	-
Гранит	2600	120...160	51,5...61,4
Мрамор	2800	55...150	56,5... 70
Трепел, туф, опока	-	15 ...30	-
Доменный шлак	2700	15	-
Каменный уголь	800... 850	7...24	-

Приложение 2

Физико-механические характеристики насыпных материалов

Материал	Характеристика		Поверхность трения
	Объемная плотность, 1·10 ³ , кг/м ³	Коэффициент трения	
1	2	3	4
Глина:			
сухая крупнокусковая	1... 1,8		
сухая мелкокусковая	0,7...1,5		
сухая порошкообразная	0,4...1,28	0,75...1,00	Сталь
сырая	1,65... 1,8	-	
мокрая	1,9...2,0	-	-
Глинозем порошкообразный	1,02... 1,07	0,42... 0,54	Сталь
»	-	0,45... 0,53	Дерево
»	-	0,46... 0,48	Резина
»	-	0,48... 0,54	Бельтинг
»		0,5	Бетон
Гравий	1,5...2,0	0,58...1,00	Сталь
Гравий дробленый	1,52	-	-
Гипс (W=20...30%)	0,38...0,42	0,61... 0,78	Сталь

»	-	0,70... 0,82	Резина
»	-	0,45...0,55	Бетон
Известняк:			
крупнокусовой	1,6...2,00	-	-
среднекусовой	1,47...1,5	-	-
мелкокусовой	1,3	0,56...1,0	Сталь
»	-	-	Дерево
»	-	-	Резина
»	-	-	Бельтинг
Известь:			
негашеная	0,64...0,85	-	-
гашеная	0,32...0,63	0,35	Сталь
»	-	0,55	Бетон
шламовая	0,64	0,6	Сталь
Битый кирпич	1,07	-	-
Клинкер	1,28...1,52	-	-
Порошкообразный мел	0,95...1,2	-	-
Песок:			
крупный	1,4...1,9	-	-
мелкий	1,23...1,65	-	-
средний	-	0,32...0,80	Сталь
»	-	0,46...0,56	Резина
»	-	0,47...0,80	Бельтинг
»	-	0,58...0,84	Бетон
Портландцемент	0,96... 1,60	0,3...0,65	Сталь
»	-	0,7...0,74	Бельтинг
»	-	0,30..0,40	Дерево
»	-	0,64	Резина
»	-	0,58	Бетон
Шлакопортландцемент	0,9...1,2	-	-
Шамот:			
кусовой	1,3	-	-
молотый	1,1...1,5	-	-
Щебень	1,32...2,00	0,47...0,73	Сталь
»		0,30...0,60	Дерево

Приложение 3

Таблица соотношений международной системы единиц СИ с единицами других систем

Наименование величин	Обозначение в системе СИ	Соотношение единиц
Объемный расход	м ³ /с	1м ³ /мин=1/60м ³ /с=16,67·10 ⁻³ м ³ /с 1м ³ /ч=1/3600м ³ /с=277,78·10 ⁻⁶ м ³ /с 1см ³ /с=1·10 ⁶ м ³ /с 1 л ³ /мин = 16,7·10 ⁻⁶ м ³ /с 1л ³ /ч=277,78·10 ⁻⁹ м ³ /с
Массовый расход	кг/с	1кг/мин=16,67·10 ⁻³ кг/с 1кг/ч=277·10 ⁻⁶ кг/с 1т/ч=0,28 кг/с
Время	с	1с=1/60 мин=1/3600ч=1/86400сут=3,17·10 ⁻⁸ год
Плоский угол	рад	1рад=57°17'14" 1об=360° =2·π·рад=6,28рад
Линейная скорость	м/с	1м/мин=16,7·10 ⁻³ м/с 1км/ч=0,28 м/с

		1 м/с=3,58 км/ч
Угловая скорость	рад/с	1 об/с=2·π·рад/с=6,28 рад/с 1 об/мин = π·30·рад/с = 0,105 рад/с 1 мин ⁻¹ = 1/180 рад/с=0,0174 рад/с
Частота вращения	с ⁻¹	1 об/мин=1/60 об/с=0,017 об/с
Момент силы	Н·м	1 гсм=9,81·10 ⁻⁵ Н·м; 1 кг·см=9,81 Н·м
Крутящий момент	Н·м	1 дин·см=10 ⁻⁷ Н·м
Работа	Дж	1 эрг=1 дин·см=10 ⁻⁷ Дж 1 эрг·кг=3,704·10 ⁻⁶ л.с·ч=9,81 Дж 1 л.с·ч=2,65·10 ⁶ Дж 1 Дж=1 Н·м=378·10 ⁹ л.с·ч
Мощность	Вт	1 Вт=10 ⁻⁷ эрг/с; 1 Вт=0,102 кгс·м/с 1 Вт=1,36·10 ⁻³ л.с.; 1 Вт=0,862 ккал/ч 1 кал=4,19 Вт 1 кВт=10 ³ Вт=1,36 л.с.
Коэффициент диффузии	м ² /с	1 м ² /с=10 ⁴ см ² /с

Библиографический список

1. Сапожников М. Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов и конструкций/ М. Я. Сапожников- М.: Высшая школа, 1971. - 382 с.
2. Дроздов Н. Е. Механическое оборудование заводов сборного железобетона/ Н. Е. Дроздов, М. И. Журавлев - М.: Стройиздат, 1975. - 276 с.
3. Борщевский А. А. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий/ А. А. Борщевский, А. С. Ильин - М.: Высшая школа, 1987. - 326 с.
4. Клушанцев Б. В. Машины и оборудование для производства щебня, гравия и песка/ Б. В. Клушанцев, П. С. Ермолаев, А. А. Дудко.- М.: Машиностроение, 1986. - 67 с.
5. Андреев С. Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых/ С. Е. Андреев, В. В. Зверевич, В. А. Петров,- М.: Госгортехиздат, 1961. - 378 с.
6. Бауман В. А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций/ В. А. Бауман, Б. В. Клушанцев, В. Д. Мартынов. - М.: Машиностроение, 1981. - 324 с.
7. Сапожников М. Я. Справочник по оборудованию заводов строительных материалов/ М. Я. Сапожников, Н. Е. Дроздов,- М.: Стройиздат, 1970. - 478 с.
8. В. С. Богданов, Н. П. Несмеянов и др. Процессы помола и классификации в производстве цемента. Учебное пособие. Белгород, БелГТУ им. В. Г. Шухова, 2004г.
9. В. С. Богданов, Н. П. Несмеянов, Е. Ф. Катаев. Механическое оборудование предприятий промышленности стройматериалов. Дробильное оборудование. Учебное пособие. - Белгород: БелГТАСМ, 2000. - 100 с.

Методические указания охватывают все разделы дисциплины: «Механическое оборудование предприятий строительной индустрии» по направлению "Строительство". Представленные практические занятия позволят обучающимся закрепить знания по изучению конструкции и принципа действия оборудования, а также использовать теоретические знания в практических расчетах.

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Усл. печ. л. .
Уч. изд. л. . Тираж экз. Заказ .

Редакционно-издательский отдел
Казанского государственного архитектурно-строительного университета

Подписано в печать Тираж 100 экз.

Печатно-множительный отдел КГАСУ
420043, Казань, зеленая, 1