

В.Я. Борщев, Ю.И. Гусев,
М.А. Промтов, А.С. Тимонин

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ
ПЕРЕРАБОТКИ СЫПУЧИХ
МАТЕРИАЛОВ

Допущено учебно-методическим объединением по образованию в области химической технологии и биотехнологии в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Машины и аппараты химических производств»

МОСКВА
«ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ-1»
2006

УДК 66.047.75(075)

ББК л11-5я73

О-224

Рецензенты:

Заведующий кафедрой МАХП ГОУ ВПО «Ивановский государственный
химико-технологический университет»
доктор технических наук, профессор
В.Н. Блиничев

Председатель НТС ГНУ ВИИТиН доктор технических наук, доцент
С.А. Нагорнов

О-224 Оборудование для переработки сыпучих материалов : учебное
пособие / В.Я. Боршев, Ю.И. Гусев, М.А. Промтов, А.С. Тимонин. – М. :
«Издательство Машиностроение-1», 2006. – 208 с. – 400 экз. – ISBN 5-
94275-298-2.

рассмотрены конструкции и принцип действия современных машин для переработки сыпучих материалов, приведены методики расчета технологического оборудования.

предназначено для студентов специальности 240801 «Машины и аппараты химических производств» и магистров по направлению 551800 «Технологические машины и оборудование» и может быть полезно студентам и специалистам в инженерной практике химической и других отраслей промышленности.

УДК 66.047.75(075)

ББК л11-5я73

ISBN 5-94275-298-2

© Боршев В.Я., Гусев Ю.И., Промтов М.А.,
Тимонин А.С., 2006

© Издательство «Машиностроение-1», 2006

Оглавление

Введение	4
1. Машины для измельчения твердых материалов	5
1.1. Характеристика основных способов измельчения ...	5
1.2. Машины для дробления материалов	14
1.3. Машины для помола материалов	43
2. Машины для классификации сыпучих материалов	59
2.1. Характеристика процессов классификации	59
2.2. Машины для механической классификации	60
2.3. Оборудование для воздушной классификации мате- риалов	74
2.4. Машины для гидравлической классификации	81
3. Машины для смешения и дозирования сыпучих и пасто- образных материалов	87
3.1. Характеристика процесса смешения сыпучих мате- риалов	87
3.2. Смесители периодического действия	89
3.3. Смесители непрерывного действия	111
3.4. Питатели и дозаторы сыпучих материалов	122
4. Непрерывнодействующие транспортирующие машины для сыпучих материалов	144
4.1. Транспортирующие машины: назначение, класси- фикация, выбор	144
4.2. Ленточные конвейеры	145
4.3. Цепные конвейеры	156
4.4. Элеваторы	161
4.5. Винтовые конвейеры	169
4.6. Транспортирующие трубы	177
4.7. Качающиеся конвейеры	180
4.8. Гравитационные транспортные устройства	187
4.9. Пневматический транспорт	194
4.10. Гидравлический транспорт	203
Заключение	206
Список литературы	207

В химической и смежных отраслях промышленности широко применяются процессы измельчения, смешивания и сортировки сыпучих материалов. Темпы развития химической и других отраслей промышленности требуют совершенствования конструкций оборудования для измельчения, смешивания и классификации, повышения его надежности и работоспособности. Кроме того, остро стоит проблема снижения себестоимости продукции, повышения ее качества и увеличения рентабельности производств. Данная проблема может быть решена путем широкого внедрения новой техники и повышения эффективности использования действующего оборудования.

Необходимая интенсификация механических процессов может быть достигнута только на основе глубоких знаний как принципа действия и конструкций соответствующего оборудования, так и особенностей его эксплуатации.

Кроме того, инженер-механик, специализирующийся в области химических и смежных производствах, должен иметь определенный объем знаний по транспортирующим машинам. Без этого невозможно осуществить правильный выбор оптимальных транспортирующих машин, рационально организовать проведение механизации погрузочно-разгрузочных работ и технологических процессов.

Целью настоящего учебного пособия является ознакомление с основными конструкциями, методиками расчета соответствующего оборудования, а также расчета отдельных узлов оборудования. Пособие предназначено для студентов специальности 240801, изучающих дисциплину «Машины и аппараты химических производств», для магистрантов по направлению 551800 «Технологические машины и оборудование», а также может быть полезным при курсовом и дипломном проектировании.

Настоящее пособие соответствует требованиям, изложенным в государственном образовательном стандарте, к уровню подготовки студентов по специальности 240802.

1.1. Характеристика основных способов измельчения

1.1.1. Процессы измельчения. Физико-механические свойства материалов

Измельчением называют процесс разрушения кусков твердого материала при критических внутренних напряжениях, создаваемых в результате какого-либо нагружения и превышающих соответствующий предел прочности. Напряжения в материале могут создаваться механическим нагружением, температурными воздействиями, ультразвуковыми колебаниями и др. Наибольшее применение в современном производстве имеют механические способы измельчения.

Измельчение делят на *дробление* и *помол*, а машины, применяемые для этих целей, называются *дробилками* и *мельницами*. В зависимости от размеров частиц продукта (конечного размера частиц d_k) различают следующие виды измельчения: дробление крупное ($d_k = 100 \dots 350$ мм), среднее ($d_k = 40 \dots 100$ мм), мелкое ($d_k = 5 \dots 40$ мм), помол грубый ($d_k = 0,1 \dots 5$ мм), средний ($d_k = 0,05 \dots 0,1$ мм), тонкий ($d_k = 0,001 \dots 0,05$ мм), сверхтонкий ($d_k < 0,001$ мм).

Основной характеристикой процесса измельчения является *степень измельчения*, которая определяется соотношением средневзвешенных размеров частиц материала до (d_n) и после (d_k) измельчения:

$$i = d_n / d_k.$$

Степень измельчения отражает технологию и определяет параметры измельчителей.

С целью обеспечения эффективности измельчение материала от исходной до конечной крупности осуществляется, как правило, в несколько приемов с последовательным переходом от крупного дробления к более мелкому и к помолу с постадийным разделением материала по классам. Следовательно, процесс измельчения целесообразно осуществлять последовательно на нескольких измельчителях. Каждый отдельный измельчитель выполняет часть общего процесса, называемую *стадией измельчения*.

Число стадий измельчения определяется требуемой степенью измельчения. Например, если в исходном твердом материале содержатся куски размером до 1200 мм, а готовый продукт должен содержать частицы с максимальным размером до 4 мм, то общая степень измельчения $i_0 = 1200 / 4 = 300$.

Степень измельчения, достигаемая на одной машине, для большинства видов дробильного оборудования не превышает 5...50. Поэтому для обеспечения $i = 300$ необходимо применить несколько стадий дробления, например: $i_1 = 5$, $i_2 = 6$, $i_3 = 10$. Тогда $i_0 = i_1 i_2 i_3 = 5 \cdot 6 \cdot 10 = 300$, т.е. требуется минимум три стадии измельчения.

В то же время следует отметить, что увеличение стадий измельчения приводит к переизмельчению материала и увеличению эксплуатационных затрат. Поэтому процесс измельчения следует осуществлять, исходя из условия обеспечения минимального числа стадий дробления.

Энергозатраты, нагрузки на элементы измельчителей и качество продукта зависят от прочности, хрупкости, твердости, упругости, абразивности и плотности твердых материалов.

В зависимости от размера частиц, например от эквивалентного (среднего) диаметра d , твердый материал может быть в следующих состояниях: пылевидном ($d \leq 0,05$ мм); порошкообразном ($0,05$ мм $< d \leq 0,5$ мм); мелкозернистым ($0,5$ мм $< d \leq 2$ мм); крупнозернистым (2 мм $< d \leq 10$ мм); кусковым ($d > 10$ мм).

Для оценки полидисперсной смеси твердых частиц используются следующие характеристики:

- наибольший d_{\max} и наименьший d_{\min} диаметры частиц;
- размах варьирования $R = d_{\max} / d_{\min}$;
- средний диаметр частиц d ;
- гранулометрический состав;
- удельная поверхность частиц S_y .

Частицы твердого материала имеют неправильную форму, поэтому под их размером понимают диаметр шара, эквивалентного по объему

$$d_V = \sqrt[3]{6V/\pi}$$

или по удельной поверхности

$$d_S = 6V/F ,$$

где V – объем частицы, м^3 ; F – площадь ее поверхности, м^2 .

Гранулометрический, или *дисперсный состав* смеси твердых частиц материала показывает, какую долю или процент массы, объема, поверхности или числа частиц во всей массе пробы составляют определенные частицы или группы частиц.

К наиболее употребительным физическим свойствам твердых материалов относятся: плотность, влажность, гигроскопичность, температуры плавления и воспламенения, взрывоопасность и пожароопасность.

Насыпной плотностью ρ_n смеси частиц твердого (сыпучего) материала называют массу единицы объема сыпучего материала при свободном засыпании в измерительный стакан. Значения ρ_n для одного и того же сыпучего материала изменяются в зависимости от гранулометрического состава, формы частиц, способа укладки их в слое, значений влажности и уплотняющей нагрузки.

Между плотностью ρ и насыпной плотностью ρ_n существует прямая связь:

$$\rho_n = \rho(1 - \varepsilon), \quad \varepsilon = V_{\text{св}}/V ,$$

где ε – порозность смеси частиц твердого материала, равная отношению объема свободного пространства $V_{\text{св}}$ между частицами к полному объему V , $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Влажность u и влагосодержание U материала определяют по формулам

$$u = \frac{m_b - m_c}{m_b} \cdot 100 \% , \quad U = \frac{m_b - m_c}{m_c} \cdot 100 \% ,$$

где m_b и m_c – масса влажного и абсолютно сухого материала, кг.

Гигроскопичность U_n оценивает способность материала увлажняться за счет водяных паров окружающего его воздуха. Определяется по данным выдерживания пробы сыпучего материала в течение 1–2 суток в эксикаторе, на дне которого находится раствор серной кислоты:

$$U_n = \frac{m_b - m_c}{m_c - m_6} \cdot 100 \% ,$$

где U_n – максимальная гигроскопичность, %; m_b , m_c , m_6 – соответственно масса пробы сыпучего материала с бюксом, бюкса с высушенной пробой и отдельно бюкса, кг.

Механические свойства сыпучих материалов оценивают рядом параметров: углом естественного откоса α , начальным сопротивлением сдвигу τ_0 , углом внутреннего трения φ , коэффициентами: внутреннего трения f , внешнего трения $f_{\text{вн}}$, бокового давления ξ , текучести k_t , размалываемости k_p , модулем деформации и другими.

Углом естественного откоса α называют угол наклона образующей конуса из сыпучего материала к горизонтальной подложке, на которую

свободно вытекла из воронки порция этого материала. Значения α колеблются от 25° до 44° .

Изменение структуры слоя под действием сжимающей нагрузки характеризуется коэффициентом уплотнения

$$k_y = \rho_{н1} / \rho_{н2},$$

где $\rho_{н1}$, $\rho_{н2}$ – насыпные плотности соответственно до и после прессования (уплотнения), кг/м^3 .

Способность сыпучего материала вытекать из отверстий оценивают коэффициентом текучести k_t , который определяют по отношению времени его истечения τ из калиброванной воронки ко времени исчисления τ_0 эталонного материала.

Для связных сыпучих материалов существует минимальный диаметр отверстия, при котором над ним образуется устойчивый свод из частиц сыпучего материала, препятствующий их истечению из отверстия. Его значение можно рассчитать по уравнению

$$D_c = 5,2\tau_0 / \rho_n (1 - 0,78\text{tg}\varphi),$$

где ρ_n – насыпная плотность материала, кг/м^3 ; φ – угол внутреннего трения.

Слеживаемость называют свойство сыпучего материала терять текучесть при длительном хранении в неподвижном состоянии с образованием конгломерата или единого монолита.

Прочность – свойство твердого материала сопротивляться разрушению при возникновении внутренних напряжений, появляющихся в результате какого-либо нагружения. Обычно прочность твердых материалов оценивается пределом прочности при сжатии $\sigma_{сж}$. По величине $\sigma_{сж}$ измельчаемые материалы делят на мягкие ($\sigma_{сж} < 80$ МПа), средней прочности ($\sigma_{сж} = 80 \dots 150$ МПа), прочные ($\sigma_{сж} = 150 \dots 250$ МПа) и очень прочные ($\sigma_{сж} > 250$ МПа).

При других видах деформаций прочность твердых материалов существенно ниже. Например, предел прочности известняка, гранита составляет при растяжении 2...5 %, при изгибе 8...10 % и при сдвиге 10...15 % предела прочности при сжатии.

Хрупкость – свойство твердого материала разрушаться без заметных пластических деформаций. Она определяется на специальном копре числом ударов мерного груза. По числу ударов, выдерживаемых образцами, твердые материалы делят на очень хрупкие (до 2), хрупкие (2...5), вязкие (5...10), очень вязкие (более 10).

Абразивность – способность перерабатываемого материала изнашивать рабочие органы машины. Ее оценивают в граммах износа эталонных бил, отнесенных к одной тонне измельченного материала.

1.1.2. Теории измельчения

Основной вопрос теорий измельчения состоит в установлении связи между затратами энергии и размерами конечных и начальных кусков материала, их формой, взаимным расположением, физико-механическими свойствами и т.п. В связи с многочисленностью влияющих факторов существующие теории измельчения характеризуют энергозатраты в общем виде с учетом лишь наиболее важных параметров процесса и измельчаемого материала.

Согласно гипотезе П. Риттингера (1867) работа при измельчении материала пропорциональна площади вновь образованной поверхности ΔF (м^2):

$$A = K_1 \Delta F, \text{ Дж}, \quad (1.1)$$

где K_1 – коэффициент пропорциональности.

Величину ΔF можно выразить через начальные d_n и конечные d_k размеры кусков измельчаемого материала. Если предположить, что куски имеют форму куба с размером ребер d_n до и $d_k = d_n / i$ после измельчения, то можно определить площадь вновь образованных поверхностей:

$$\Delta F = F_k - F_n = 6i^3(d_n / i)^2 - 6d_n^2 = 6d_n^2(i - 1).$$

При дроблении объема V (м³) материала со средним размером кусков d_n (м) общее число измельчаемых частиц равно V / d_n^3 , а работа дробления в соответствии с формулой (1.1) будет равна

$$A = 6K_1 V(i - 1) / d_n, \text{ Дж.}$$

При массе измельчаемого материала m_m (кг) величина работы примет вид

$$A = 6K_1 m_m(i - 1) / (\rho d_n) = K_R m_m(i - 1) / d_n, \text{ Дж,}$$

где ρ – плотность материала кг/м³; K_R – коэффициент пропорциональности между затраченной работой и вновь образованной поверхностью; i – степень измельчения.

Теория П. Риттингера не учитывает изменения формы тел при измельчении. Вследствие этого она не пригодна для описания процессов дробления в случаях, когда готовый продукт имеет малую удельную поверхность.

Кирпичев В.Л. (1874) и Кик Ф. (1885) предположили, что энергия, необходимая для одинакового изменения формы подобных и однородных тел, пропорциональна их объемам, т.е.

$$A = K_2 d_i^3, \text{ Дж,}$$

где K_2 – коэффициент пропорциональности.

При измельчении массы m_m (кг) материала со средним размером кусков d_n (м) общее количество измельчаемых кусков равно $m_m / (\rho d_n^3)$, соответственно, работа измельчения будет равна

$$A = K_2 m_m / \rho, \text{ Дж,}$$

где ρ – плотность куска, кг/м³.

Рассмотренные гипотезы измельчения отражают только часть сложных процессов, происходящих при измельчении.

Теория Кирпичева-Кика оценивает энергию, расходуемую на деформирование материала, и не учитывает затраты на образование новых поверхностей. Ее целесообразно применять при крупном и среднем дроблении, когда влияние вновь образованных поверхностей незначительно.

В реальном процессе измельчения деформирование кусков и образование новых поверхностей происходит одновременно. В связи с этим многие ученые стремились оценить эти явления в комплексе. Так, П.А. Ребиндер (1940) и Ф. Бонд (1951) предложили определять энергозатраты при дроблении с учетом работы как деформации кусков, так и образования новых поверхностей.

На основании опытных исследований во ВНИИСтройдормаше предложена эмпирическая формула для расчета мощности электродвигателя дробилок:

$$N = 0,13 E_i K_M Q_M (\sqrt{i} - 1) / \sqrt{d_n}, \text{ кВт,}$$

где E_i – энергетический показатель, зависящий от физико-механических свойств измельчаемого материала, кВт·ч/т; K_M – коэффициент масштабного фактора (зависит от d_n); d_n – средневзвешенный размер кусков исходного материала, м; Q_M – производительность, кг/с.

Значение E_i принимают по справочной литературе в зависимости от вида материала. Рекомендуют при расчете мощности двигателя принимать значение энергетического показателя равным $E_i = 8 \text{ кВт}\cdot\text{ч/т}$.

Значения коэффициента масштабного фактора в зависимости от средневзвешенного размера d_n кусков материала приведены в табл. 1.1.

1.1. Значения коэффициента масштабного фактора

Ширина приемного отверстия дробилки, мм	160	250	400	660	900	1200	1500
Средневзвешенный размер исходного материала, мм	65	100	160	240	280	370	460
Коэффициент K_m масштабного фактора	1,85	1,40	1,20	1,00	0,95	0,85	0,80

Следует отметить, что в инженерной практике расход энергии на измельчение рассчитывается по эмпирическим формулам с рядом коэффициентов, величины которых получают экспериментально.

1.1.3. Классификация машин для измельчения материалов

В зависимости от назначения и принципа действия в машинах для измельчения могут использоваться различные виды нагрузок: раздавливание (сжатие куска), излом (изгиб), раскалывание (эквивалентно растяжению), истирание и удар (рис. 1.1).

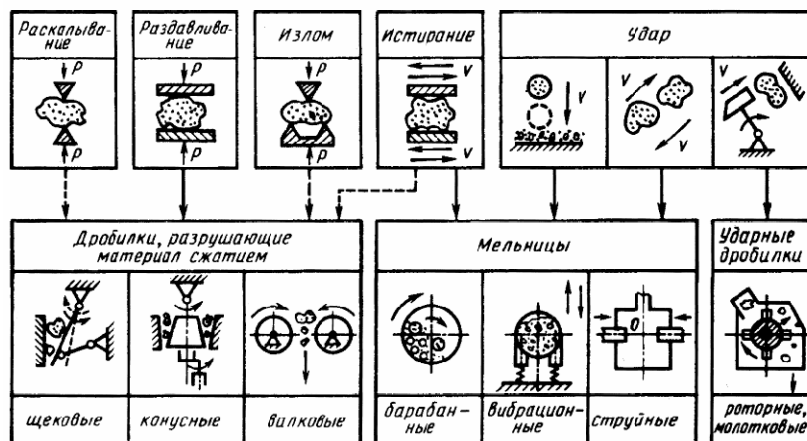


Рис. 1.1. Способы механического разрушения материалов, реализуемые в дробилках и мельницах: ---- – преобладающие; - - - - - сопутствующие

В каждой измельчающей машине реализуются, как правило, все способы измельчения, но главную роль играет тот, для которого она создана.

При *раскалывании* тело разрушается на части в местах концентрации наибольших нагрузок, передаваемых клинообразным рабочим элементом измельчителя.

При *раздавливании* под действием статической нагрузки определяющими являются напряжения сжатия.

При *изломе* в теле возникают в основном изгибающие напряжения.

При *истирании* разрушение происходит главным образом от напряжений сдвига. Истирание в комбинации с раздавливанием – один из наиболее экономичных способов измельчения.

При *ударе* под действием динамических нагрузок в теле возникают динамические напряжения, приводящие к его разрушению. Различают свободный и стесненный удары. При *стесненном ударе* тело разрушается между двумя рабочими органами измельчителя, при *свободном* – в результате столкновения с рабочим органом или другим измельчаемым телом.

Как правило, перечисленные виды силовых нагрузок в процессе измельчения действуют одновременно, например, раздавливание и истирание, удар и истирание и др. Необходимость в различных видах нагрузок, а также конструкций и резервов машин вызвана многообразием свойств и размеров измельчаемых материалов и требованиями к крупности исходного материала и готового продукта. Однако при работе измельчителей в зависимости от их конструкций преобладает тот или иной способ измельчения.

Имеются практические рекомендации по использованию соответствующих видов нагрузок в зависимости от типа измельчаемого материала. Так, дробление прочных и хрупких материалов целесообразно осуществлять раздавливанием и изломом, а прочных и вязких – раздавливанием и истиранием. Крупное дробление мягких и хрупких материалов предпочтительно выполнять раскалыванием, среднее и мелкое – ударом. В промышленности дробление материалов проводят, как правило, сухим способом. Реже применяют мокрое дробление, когда в загрузочные устройства машин разбрызгивают воду для уменьшения пылеобразования, либо дробление производится в жидкости с помощью движущихся в ней твердых частиц (бисера).

Помол твердых материалов осуществляют ударом и истиранием. Так же как и дробление, помол может быть сухим и мокрым. По сравнению с сухим, мокрый помол экологически более совершенен и более производительен. Однако мокрый помол может применяться только тогда, когда допускается контакт измельчаемого материала с водой.

При проектировании схем измельчения любых материалов необходимо соблюдать принцип «не измельчать ничего лишнего», поскольку переизмельчение приводит к излишнему расходу энергии, снижению производительности и росту износа дробилок и мельниц. Материалы высокой и средней крепости дробятся, как правило, в две-три стадии, более мягкие – в одну стадию.

В химической промышленности применяются, в основном, одностадийные технологические системы измельчения, которые представлены на рис. 1.2.

Открытая система (рис. 1.2, а) применяется при крупном измельчении (до 20 мм). В замкнутых системах с классификатором (грохотом) (рис. 1.2, б – г) крупность продукта можно дополнительно регулировать с помощью грохота.

По способу воздействия на измельчаемый материал различают дробилки, разрушающие материал сжатием (щековые, конусные и валковые дробилки) и ударом (роторные и молотковые дробилки).

По конструктивным признакам различают дробилки: щековые, валковые, конусные, ударного действия (роторные и молотковые). Пальцевые измельчители и бегуны занимают промежуточное положение между дробилками и мельницами, так как их можно применять как для мелкого дробления, так и для крупного помола.

Мельницы делят на барабанные (тихоходные), роликовые, маятниковые, кольцевые и другие (среднеходные), молотковые, вертикальные, шахтные (ударные), вибрационные и струйные.

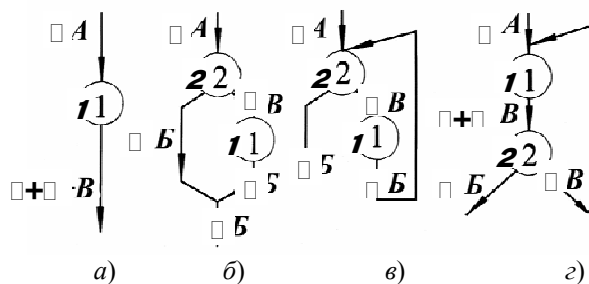


Рис. 1.2. Технологические схемы измельчения: процессы: 1 – дробление; 2 – грохочение; потоки: А – исходный материал; Б – мелкая фракция; В – крупная фракция

1.2. Машины для дробления материалов

1.2.1. Дробилки, разрушающие материал сжатием

Щековые дробилки применяют для крупного и среднего дробления различных материалов во многих отраслях народного хозяйства. Они способны разрушать нерудные материалы практически всех разновидностей.

В дробилках с простым (ЩДП) движением щеки 1 (рис. 1.3, а) последняя подвешена на оси 2. Щека совершает качательные движения по дуге окружности, которые ей сообщает вращающийся эксцентриковый вал 3, через шатун 4 и распорные плиты 5.

При сближении щек материал дробится, а при удалении их друг от друга куски материала опускаются вниз и выпадают из камеры, если их размеры меньше ширины выходной щели. Затем цикл повторяется. В ЩДП материал измельчается раздавливанием и, частично, изломом и раскалыванием, поскольку на обеих щеках установлены дробящие плиты с рифлениями в продольном направлении.

В дробилках со сложным (ЩДС) движением щеки рычажный механизм имеет более простую схему (рис. 1.3, б). Эксцентриковый вал 3 непосредственно соединен с шатуном, являющимся подвижной щекой 1 дробилки. Нижним концом щека шарнирно опирается на распорную плиту 5. Щека совершает сложное движение, и составляющие перемещения точек ее поверхности направлены как по нормали к поверхности щеки, так и вдоль нее; траектории точек по форме напоминают эллипсы. Вследствие этого в ЩДС материал измельчается как раздавливанием, так и истиранием, что облегчает процесс дробления вязких материалов.

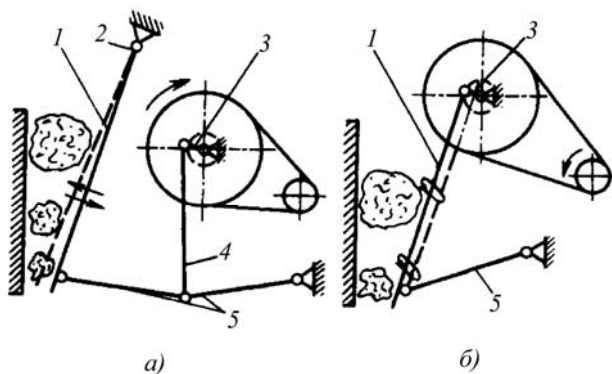


Рис. 1.3. Принципиальные схемы щековых дробилок

Кинематическая схема ЩДП позволяет создавать относительно большие нагрузки на измельчаемый материал, чем в ЩДС, при одинаковых вращательных моментах на приводных валах. Это особенно важно при дроблении больших кусков прочных материалов. Существенным недостатком ЩДП (рис. 1.3, а) является малый ход сжатия в верхней части камеры дробления. Для ЩДС характерен значительный износ дробящих плит. Однако конструкция ЩДС, в целом, более проста и менее металлоемка по сравнению с ЩДП.

В зависимости от конструкции механизма, приводящего в движение щеку, различают дробилки с рычажным механизмом, а также с гидравлическим передаточным механизмом.

Главным параметром щековых дробилок является размер (ширина и длина, $B \times L$) приемного отверстия камеры дробления, образуемой подвижной и неподвижной щеками. Отечественная промышленность выпускает дробилки с размерами приемного отверстия $B \times L$: 160×250 , 250×400 , 250×900 , 400×900 , 600×900 , 900×1200 , 1200×1500 , 1500×2100 , 2100×2500 мм.

На рис. 1.4 показана типовая конструкция дробилки для крупного дробления с простым движением подвижной щеки. Подвижная щека 3, ось 4 которой установлена в подшипниках скольжения, закрепленных на боковых стенках станины 1, получает качательные движения через распорные плиты 10 и 11 от шатуна 6, подвешенного на эксцентричной части вала 5, приводимого во вращение от электродвигателя через клиноременную пере-

дачу. Рабочие поверхности щек футеруют сменными дробящими плитами 12 и 13, изготавливаемыми из износостойкой стали 110Г13Л.

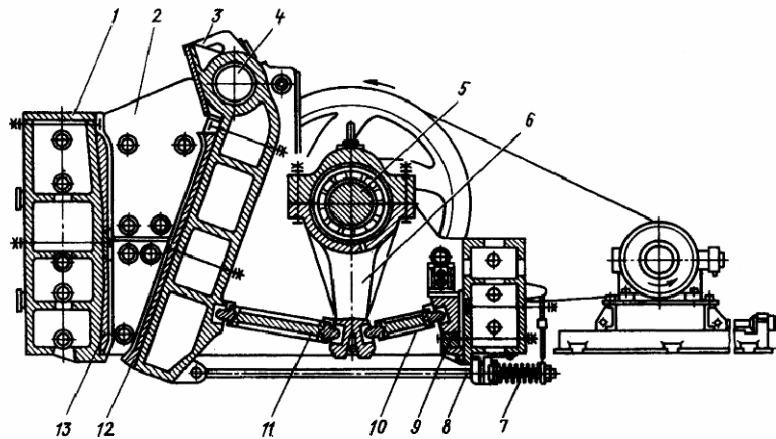


Рис. 1.4. Щековая дробилка с простым движением щеки

Боковые стенки камеры дробления также облицованы сменными плитами 2. Рабочую поверхность дробящей плиты, как правило, изготавливают рифленой и реже (для первичного дробления) гладкой. От продольного профиля плит зависят условия захвата кусков и гранулометрический состав материала.

Циклический характер работы щековых дробилок (максимальное нагружение при сближении щек и холостой ход при их расхождении) создает неравномерную нагрузку на двигатель. Для выравнивания нагрузки на приводном валу устанавливают маховик и шкив-маховик. Маховики аккумулируют энергию при холостом ходе и отдают ее при ходе сжатия.

В процессе эксплуатации возникает необходимость регулировать ширину выходной щели камеры дробления. В крупных дробилках для этого устанавливают разные по толщине прокладки между упором 9 и задней стенкой станины. Гарантированное замыкание звеньев механизма привода подвижной щеки в дробилках с ломающимися распорными плитами осуществляется пружиной 7 и тягой 8.

В конструкциях щековых дробилок предусматривается установка предохранительных элементов или устройств, предохраняющих узлы машин от повреждений при попадании в камеру дробления инородного недробимого тела. Таким предохранительным элементом в рассматриваемой дробилке служит одна из распорных плит, которая разрушается при нагрузках, превышающих максимально допустимую. Однако замена плит связана с простоем машины и является трудоемкой операцией – необходимо очистить камеру дробления, подтянуть подвижную щеку к неподвижной и т.д. В новых конструкциях дробилок используют неразрушающиеся предохранители, например, муфты предельного момента. Кроме того, в качестве предохранительных элементов также применяются болты на сухарях шатуна, болты на крышке подшипников шатуна.

Конусные дробилки используют во всех стадиях дробления при переработке самых разнообразных материалов как по крупности дробимого материала, так и по разнообразию физико-механических свойств. Рабочими органами дробилки являются неподвижный усеченный конус и расположенный внутри него подвижный дробящий конус, ось которого отклонена на угол гирации γ от оси неподвижного конуса. Подвижный конус совершает относительно оси неподвижного конуса вращательное (гирационное) движение. Камеру дробления образует объем между коническими поверхностями. При подаче в камеру материала дробящий конус обкатывает куски материала, осуществляя их раздавливание и излом, поскольку рабочие поверхности имеют кривизну. Поочередное сближение рабочих поверхностей позволяет рассмотреть конусную дробилку как аналог щековой.

По технологическому назначению их делят на дробилки: крупного дробления (ККД), обеспечивающие степень измельчения $i = 5 \dots 8$; среднего (КСД) и мелкого (КМД) дробления (степень измельчения $i = 20 \dots 50$).

Главным параметром дробилок ККД является ширина приемного отверстия – расстояние между образующими боковых поверхностей конусов

в зоне загрузки. Отечественной промышленностью выпускаются дробилки типа ККД с шириной приемного отверстия 500, 900, 1200 и 1500 мм. Основным параметром дробилок типов КСД и КМД является диаметр нижнего основания подвижного конуса, который может быть равен 600, 900, 1200, 1750 и 2200 мм.

По конструктивному признаку – способу опирания вала дробящего конуса – различают дробилки с подвешенным валом, опорным пестом и с консольным валом (рис. 1.5). Последнюю конструкцию используют в машинах КСД и КМД.

В дробилках с подвешенным валом (рис. 1.5, а) вал 3 дробящего конуса 4 в верхней точке, совпадающей с точкой пересечения осей конусов, подвешен к опоре 5, воспринимающей осевую и радиальную нагрузки. Нижний конец вала размещен в эксцентрик 2, опоры которого также воспринимают радиальную нагрузку дробящего конуса. Вращение эксцентрика осуществляется через коническую зубчатую передачу 1.

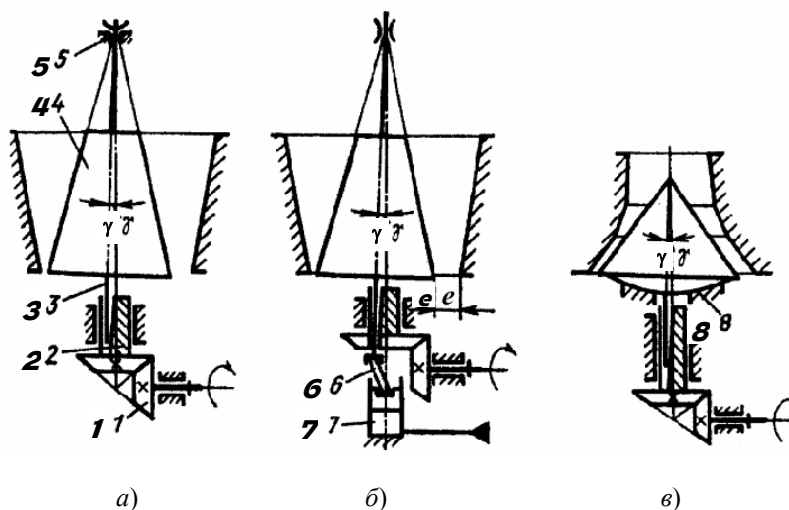


Рис. 1.5. Схемы конусных дробилок

В дробилке с опорным пестом (рис. 1.5, б) осевая нагрузка дробящего конуса с пята вала передается на пест б и далее на плунжер гидроцилиндра 7, который уравнивается давлением жидкости. За счет этого обеспечивается возможность оперативного регулирования ширины e выходной щели.

В дробилках с консольным валом (рис. 1.5, в) дробящий конус имеет более пологую форму, осевая нагрузка воспринимается сферической пяткой 8, а радиальная – опорой эксцентрика.

Производительность конусных дробилок (при сопоставимых параметрах) выше, чем у щековых. Это объясняется тем, что в щековых дробилках площадь выходного отверстия при перемещении щеки изменяется, а в конусных она постоянная и изменяется лишь положение подвижного конуса в камере дробления. Перекатывание дробящего конуса также способствует лучшему заполнению камеры дробления и захвату кусков.

Рассмотрим конструкции дробилок на примере конусной дробилки мелкого дробления КМД (рис. 1.6). Дробилка состоит из станины 4 с опорным кольцом б и предохранительными пружинами 5, эксцентрика 1, установленного в центральном стакане станины на четырехдисковом подпятнике 2.

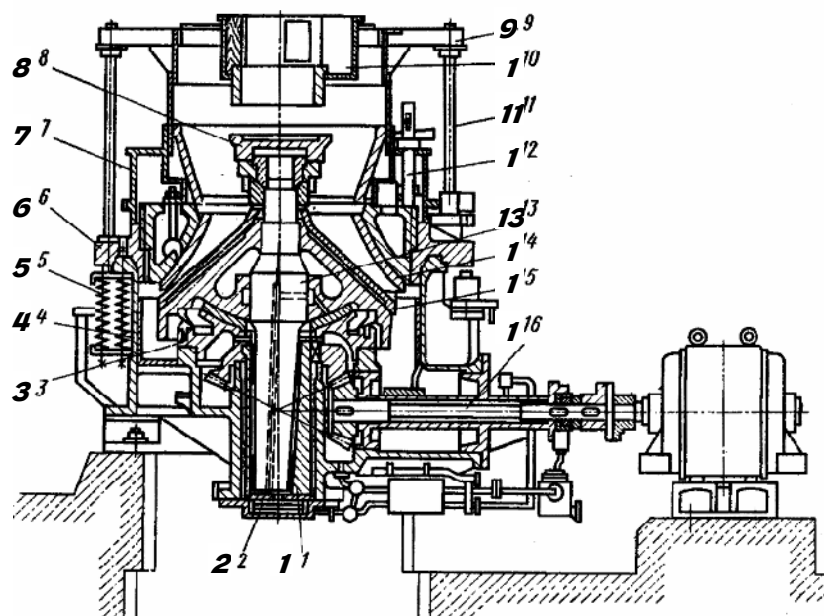


Рис. 1.6. Дробилка КМД с консольным валом

Через конические зубчатые колеса эксцентрик связан с приводным валом 16, расположенным в горизонтальной патрубке станины 4. С коническим отверстием эксцентрика 1 сопряжен конический хвостовик вала 13 дробящего конуса, опирающегося на сферический подпятник опорной части 3.

Рабочая камера дробилки образуется наружной поверхностью дробящего конуса, футерованного броней 15 из высокомарганцовистой стали, и внутренней поверхностью неподвижной брони 14 регулирующего кольца, сопрягающегося упорной резьбой с опорным кольцом 6. Для обеспечения правильной работы резьбы под нагрузкой осевой люфт в резьбе выбирается при подтягивании регулирующего кольца колонками 12 с клиньями. Клинья опираются на кожух 7, установленный на опорном кольце 6.

В верхней части дробилки имеется герметичное загрузочное устройство 9, установленное на четырех стойках 11 и станине 4. Исходный материал поступает в приемную коробку 10 загрузочного устройства и через патрубок ссыпается на распределительную плиту 8 дробящего конуса.

При вращении эксцентрика дробящему конусу сообщается гирационное движение. Благодаря качанию распределительной плиты, обеспечивается равномерная по окружности загрузка рабочего пространства. В результате при сближении конусов материал дробится, а при их расхождении выгружается.

Характерной особенностью дробилок КСД и КМД является наличие в камере дробления параллельной зоны, т.е. участка, на котором зазор между образующими конусов постоянен. Тем самым обеспечивается получение однородного продукта, близкого по размерам к зазору.

Валковые дробилки применяем для среднего и мелкого дробления материалов высокой и средней прочности, а также для измельчения пластичных и хрупких материалов. процесс измельчения осуществляется непрерывно при затягивании кусков материала в суживающееся пространство между параллельно расположенными и вращающимися навстречу друг другу валками.

дробилки бывают одно-, двух-, трех- и четырехвалковые (рис. 1.7, а). В зависимости от вида поверхности валков различают дробилки с гладкими, рифлеными (рис. 1.7, б) и зубчатыми (рис. 1.7, в) валками. Дробилки с гладкими и рифлеными валками обычно применяют для дробления материалов средней прочности; дробилки с зубчатыми валками – материалов малой прочности. Размер кусков продукта зависит как от размера выходной щели между валками, так и от типа поверхности рабочих органов.

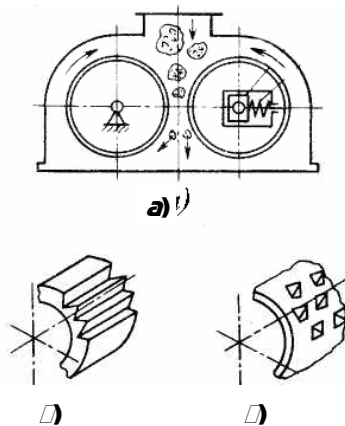


Рис. 1.7. Схема валковых дробилок

Широкое применение валковых дробилок объясняется тем, что они наиболее приспособлены для переработки материалов, склонных к налипанию или содержащих липкие включения. Во время работы дробилок налипший на поверхность валков материал срезается очистными скребками.

Основными недостатками валковых дробилок являются: 1) интенсивное и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей валков при измельчении прочных и абразивных материалов; 2) сравнительно невысокая удельная производительность.

Валковые дробилки характеризуются диаметром D и длиной L валков, при этом $L/D = 0,4...1,0$. Изготавливают двухвалковые дробилки ДГ с гладкими валками для среднего и мелкого, сухого и мокрого дробления материалов с пределом прочности при сжатии до 350 МПа; двухвалковые дробилки ДР с рифлеными валками – для дробления материалов с пределом прочности при сжатии до 250 МПа; двухвалковые дробилки ДГР с гладкими и рифлеными валками; четырехвалковые дробилки Д4Г с гладкими валками для мелкого дробления кокса.

Наиболее распространена двухвалковая дробилка. На рис. 1.8 показана двухвалковая дробилка с гладкими валками. Валки 4 и 7 приводятся во вращение от двигателя через редуктор 15 и карданные валы 14. Правый валок, закрепленный на валу 8, вращается в подшипниках 9, размещенных в разъемных корпусах. Левый валок 4, закрепленный на валу 3, может вместе с подшипником 11 перемещаться вдоль станины 13 по направляющим 10. Положение корпусов подвижных подшипников фиксируется тягами 6, прокладками 12, пружинами 2 и гайками 1. С помощью набора прокладок 12 осуществляется регулирование ширины выпускной щели (зазора между валками).

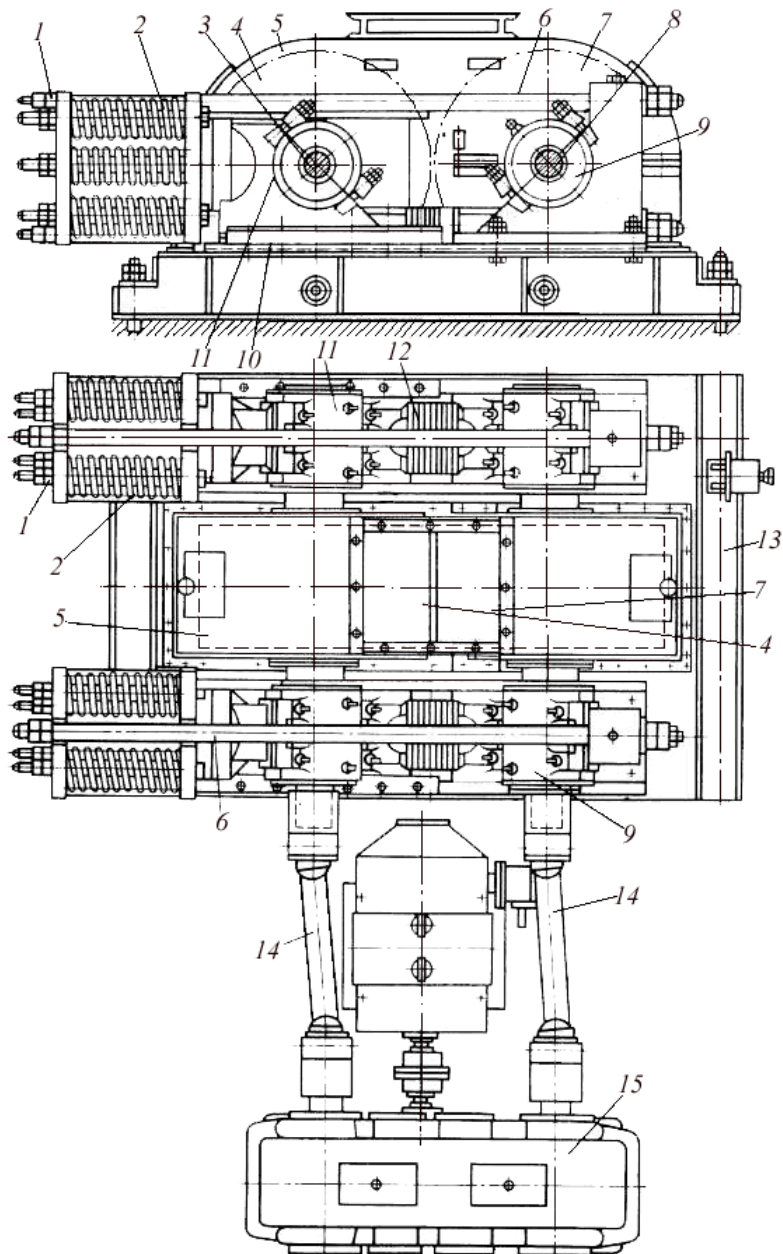


Рис. 1.8. Двухвалковая дробилка

Предварительное натяжение пружин, создаваемое гайками 1, обеспечивает суммарное усилие на валок, обеспечивающее дробление материала. При попадании в машину недробимых предметов пружины сжимаются, валки расходятся и пропускают их. Для предотвращения пыления дробящие валки закрыты кожухом 5 с приемной воронкой.

Бегуны применяются для мелкого дробления (конечный размер частиц 3...8 мм) и грубого помола (0,2...0,5 мм) извести, глины и других материалов применяются бегуны. Кроме того, бегуны могут также обеспечить растирание, гомогенизацию, уплотнение и обезвоздушивание материала.

В бегунах массивные катки, перекатываясь по слою материала, находящемуся на поддоне, измельчают его раздавливанием и истиранием. В них может осуществляться как сухой, так и мокрый помол материалов. Главным параметром бегунов является диаметр D и ширина b катков. Для мокрого помола выпускают бегуны с размерами $D \times b$ от 1200×300 до 1800×550 мм с катками массой, соответственно 2...7 т. Для сухого помола изготавливают бегуны с $D \times b$ от 600×200 до 1800×450 мм.

Бегуны изготавливают с неподвижным поддоном, по которому перекатываются катки, и с вращающимся поддоном. Рабочими органами бегунов являются массивные катки, перемещающиеся в чаше с измельчаемым материалом. Применяют также бегуны с верхним и нижним расположением привода, с вращающейся чашей, бегуны с пружинным, гидравлическим или пневматическим прижимом катков. Использование последних позволя-

ет снизить металлоемкость машины. Частота вращения вертикального вала бегунов 0,3...0,9 об/с, удельный расход энергии 0,7...4,0 кВт·ч/т.

Бегуны мокрого помола (влажностью более 15 %) с вращающимися катками (рис. 1.9) имеют нижнее расположение привода. При вращении вертикального вала 1 катки 5, установленные в подшипниках на водилах 6, перекатываются по поддону 4 и одновременно вращаются вокруг собственных осей. Коленчатые водила, шарнирно закрепленные в цапфе 7, позволяют каткам подниматься или опускаться в зависимости от толщины слоя материала и преодолевать недробимые предметы. Катки устанавливаются на разных радиусах от центра поддона, чтобы они перекрывали большую площадь. Поддон укладывают плитами, имеющими овальные отверстия размером от 6 × 30 до 12 × 40 мм. Измельченный материал продавливается сквозь отверстия в поддоне и попадает на вращающуюся тарелку 8, с которой сбрасывается скребком 3 в разгрузочный лоток 2. К валу 1 прикреплены поводки со скребками 9, которые очищают борта и поверхность чаши от налипшего материала и равномерно направляют его под катки.

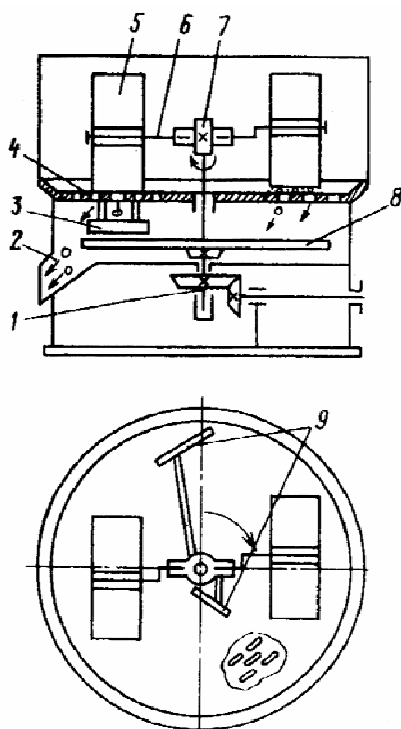


Рис. 1.9. Бегуны с вращающимися валками

1.2.1.1. Расчет параметров щековых, конусных, валковых дробилок и бегунов

Эффективная работа дробилок и бегунов обеспечивается при условии гарантированного зажатия кусков материала между рабочими органами.

дробилки и бегуны имеют различные по форме и траектории движения рабочие органы. Однако силовое взаимодействие между рабочими органами и измельчаемым материалом в них одинаковое. Это связано с тем, что все они разрушают материал путем сжатия.

На рис. 1.10 показаны силы, действующие на кусок, зажатый, например, между вращающимися навстречу друг другу валками. Касательные AC и AB к окружностям в точках контакта куска с валками можно рассматривать как следы рабочих поверхностей камер дробления щековых и конусных дробилок. В то же время взаимодействие между левым валком, куском и неподвижной поверхностью AC иллюстрирует рабочий процесс в бегунах, когда каток перекачивается по поддону.

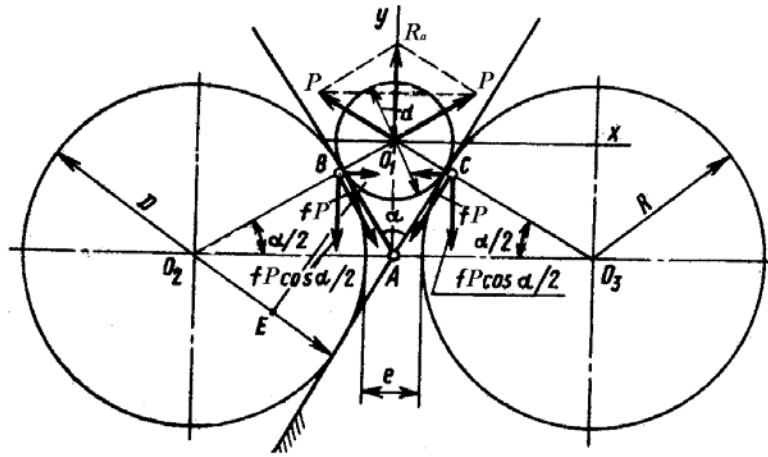


Рис. 1.10. Схемы для расчета угла захвата

Со стороны рабочих органов машины на кусок материала по нормали к контактирующим поверхностям действуют активные силы P , равнодействующая которых равна $R_a = 2P \sin(\alpha/2)$, где α – угол захвата. Эта сила стремится вытеснить кусок из камеры дробления. Силы трения между рабочими органами машины и куском должны удерживать его. Таким образом, гарантированный захват куска обеспечен при условии, что силы трения будут больше выталкивающих сил, т.е. при выполнении неравенства

$$R_a \leq 2fP \cos(\alpha/2) \quad \text{или} \quad 2P \sin(\alpha/2) \leq 2Pf \cos(\alpha/2),$$

где $2fP \cos(\alpha/2)$ – проекция сил трения на вертикальную ось; f – коэффициент трения материала куска о рабочую поверхность машин.

Из неравенства следует, что

$$\operatorname{tg}(\alpha/2) \leq f.$$

Выразив коэффициент трения между куском и рабочей поверхностью машин через угол трения φ , $f = \operatorname{tg}(\varphi)$, получим, что суммарный угол захвата должен быть меньше двойного угла трения:

$$\alpha \leq 2\varphi.$$

Следовательно, условие захвата справедливо и последующее дробление возможно, когда угол захвата равен или меньше двойного угла трения. Например, при коэффициенте трения $f = 0,32$ угол трения $\varphi = 17^\circ 30'$ и угол захвата $\alpha < 35^\circ$.

В щековых и конусных дробилках при измельчении прочных кусков округлой формы угол захвата принимают равным $18 \dots 22^\circ$.

В валковых дробилках и бегунах целесообразнее использовать прямые соотношения диаметров D_b валков (катков) с максимально допустимым размером куска d .

Практически установлено, что при имеющихся место коэффициентах трения и принятых соответствующих значениях $\alpha \leq 2\varphi$ при дроблении прочных материалов для гладких валков $D_b/d = 17 \dots 20$; для рифленых валков $D_b/d = 10$; для зубчатых $D_b/d = 2 \dots 4$.

При измельчении сухих прочных материалов отношение диаметра катка бегунов к диаметру куска составляет $D_b/d \approx 11$, а при измельчении пластичных материалов – $D_b/d \approx 5 \dots 6$.

Ход подвижной щеки (ход сжатия) или размах колебаний конуса, в соответствующих дробилках является одним из важнейших параметров, от которого зависят эффективность работы машин и их технико-эксплуатационные показатели. Величина хода сжатия должна обеспечивать интенсивный процесс дробления и отвечать оптимально выбранным основным показателям процесса: производительности, степени измельчения, расхода энергии.

Для измельчения материала необходимо выполнение условия дробления: ход щеки s в точке контакта с куском должен обеспечить такую его деформацию, которая вызывает разрушение куска, т.е.

$$s \geq \varepsilon d,$$

где ε – относительная деформация сжатия.

Вследствие нестабильности физико-механических свойств измельчаемых материалов, неопределенности формы кусков и их взаимодействия с рабочими органами дробилки ход сжатия выбирают с большим запасом по опытным данным.

Например, ход сжатия s (мм) рекомендуется выбирать для щековых дробилок по формулам:

- с простым движением щеки

$$s_{\text{в}} = (0,01 \dots 0,03)B; \quad s_{\text{н}} = 8 + 0,26b;$$

- со сложным движением щеки

$$s_{\text{в}} = (0,03 \dots 0,06)B; \quad s_{\text{н}} = 7 + 0,10b,$$

где $s_{\text{в}}$ и $s_{\text{н}}$ – ход щеки, соответственно, в верхней и нижней части камеры дробления (проекция траектории движения соответствующей точки на перпендикуляр к неподвижной щеке), мм; B и b – ширина, соответственно, приемного отверстия и выходной щели, мм (рис. 1.11, а).

Производительность щековых и конусных дробилок рассчитывается из условия, что разгрузка продукта из камеры дробления происходит при отходе подвижной щеки (подвижного конуса) от неподвижных стенок.

С учетом разрыхленности материала производительность щековых дробилок определяется по зависимости

$$Q_{\text{т}} = \frac{k_{\text{р}} n (e + b) s_{\text{н}} L}{2 \operatorname{tg} \alpha},$$

где $k_{\text{р}} = 0,4 \dots 0,5$ – коэффициент разрыхленности, учитывающий неплотность расположения частиц измельченного материала в камере дробления; n – частота вращения вала, об/с; e – расстояние между дробящими плитами при их максимальном сближении, м; L – длина камеры дробления, м.

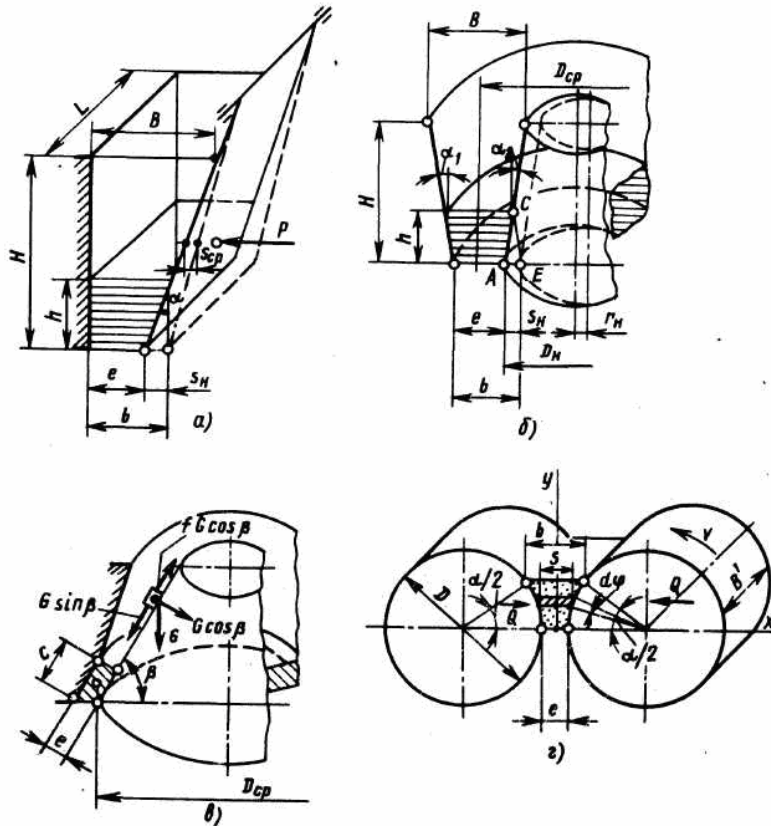


Рис. 1.11. Схемы для расчета параметров дробилок

Данная формула получена при определенных допущениях и не всегда дает точные результаты.

Клушанцев Б.В. предложил формулу расчета производительности с учетом факторов, влияющих на процесс дробления:

$$Q_T = \frac{cLn b(B+b)s_{cp}}{2d_{cb} \operatorname{tg} \alpha},$$

где c – коэффициент, зависящий от кинематической схемы, равный для дробилок со сложным движением щеки единице, а для дробилок с простым движением щеки – 0,85; B – ширина камеры дробления в зоне загрузки, м; s_{cp} – средний ход щеки, м; d_{cb} – средневзвешенный размер кусков в исходном материале, м; для дробилок с $B \leq 600$ мм $d_{cb} = B$; для дробилок с $B > 900$ мм $D_{cb} = (0,3 \dots 0,4)B$.

Производительность конусных дробилок крупного дробления (рис. 1.11, б) определяется по зависимости

$$Q_T = \frac{k_p 2\pi D_n n(e+r_n)r_n}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2},$$

где D_n – диаметр основания подвижного конуса, м; e – ширина выходной щели при сближенном положении конусов, м; r_n – размах колебаний оси конуса на уровне выходной щели, м; α_1 и α_2 – углы наклона образующей к вертикали, соответственно, неподвижного и подвижного конусов, град.

Коэффициент разрыхления для конусных дробилок больше, чем для щековых; его принимают равным $k_p = 0,7 \dots 0,8$. Это связано с тем, что перекатывающееся движение дробящего конуса способствует лучшему заполнению материалом камеры дробления и площадь выходного отверстия всегда остается постоянной, а изменяется лишь положение подвижного конуса в камере дробления. Геометрические и кинематические параметры конусных дробилок для среднего и мелкого дробления выбирают из условия обеспе-

чения равенства времени оборота конуса и времени, необходимого на прохождение куском параллельной зоны.

Производительность дробилок КСД и КМД (рис. 1.11, в) находится по уравнению

$$Q_T = k_p \pi D_n c e n, \text{ м}^3/\text{с},$$

где c – длина параллельной зоны, м.

Из валковых дробилок измельченный материал выходит непрерывной лентой сечением $F = B'e$ со скоростью, равной окружной скорости валков $v = \pi D n$.

Производительность валковых дробилок (рис. 1.11, з) рассчитывается по уравнению

$$Q_T = k_p F v = k_p \pi D n B' e, \text{ м}^3/\text{с},$$

где k_p – коэффициент, учитывающий неполноту использования длины валков и разрыхленность материала; при дроблении прочных материалов $k_p = 0,2 \dots 0,3$; при переработке пластичных материалов $k_p = 0,4 \dots 0,6$; D – диаметр валков, м; n – частота вращения валков, об/с; e – ширина выходной щели, м; B' – длина валков, м.

Производительность бегунов определяют по эмпирическим формулам или по опытным данным. Это объясняется тем, что их производительность зависит от свойств материалов, технологических требований к продуктам измельчения и других факторов, оценить которые в явном виде практически не представляется возможным.

Изложенные выше основы процессов измельчения показывают, что установить аналитические зависимости между расходом энергии, свойствами материалов и результатами дробления можно только в общем виде. При этом следует также учитывать, что в машинах деформируется не монолитное тело, а конгломерат кусков, структура которого изменяется в зависимости от условий питания, результатов дробления крупных кусков и случайного характера их взаимодействия. Определенная трудность возникает при оценке объема материала, подвергающегося деформированию.

Исследованиями энергозатрат на измельчение в дробилках занимались многие ученые, в том числе В.А. Олевский, В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев и др.

Бауман В.А. установил, что для разрушения прочных материалов ($\sigma_{сж} \approx 300$ МПа) в щековых дробилках давление, действующее на рабочую поверхность щеки, должно достигать $q = 2,7$ МПа. Нагрузка на щеку изменяется во времени от нуля до максимального значения P_{max} . В связи с этим работу за цикл движения щеки следует определять по среднему значению нагрузки: $P_{cp} = (0,25 \dots 0,3) P_{max}$.

Работа, совершаемая за один цикл движения щеки, равна

$$A = 0,3qLHs_p, \text{ Дж},$$

где q – давление, действующее на поверхность щеки, Па; H – высота камеры дробления, м; s_p – перемещение щеки в месте приложения силы P , м.

Олевский В.А. при расчете энергозатрат на измельчение материала в щековой дробилке принимал $s_p \approx 0,6s_n$ и вышеприведенные значения q . С учетом этого он предложил для расчета мощности привода щековой дробилки следующие формулы:

- с простым движением щеки

$$N = 420 H L s_n n, \text{ кВт};$$

- со сложным движением щеки

$$N = 720 L H r n, \text{ кВт},$$

где H , L и s_n – высота камеры дробления, ее длина и ход щеки в нижней части камеры дробления, соответственно, м; n – частота вращения вала дробилки, об/с; r – эксцентриситет вала, м.

Олевский В.А. предложил для расчета мощности привода конусных дробилок следующие формулы:

- крупного дробления

$$N = 60kD_n^2rn, \text{ кВт};$$

- среднего и мелкого дробления

$$N = 12,6D_n^2n, \text{ кВт},$$

где k – коэффициент, учитывающий прочность измельчаемого материала (для прочных материалов $k = 24$); D_n – диаметр основания подвижного конуса, м; r – размах качания конуса в плоскости нижнего основания, м; n – частота гираций конуса, 1/с.

Мощность двигателя валковой дробилки определяется энергетически затратами на дробление и преодоление сил трения в подшипниках. С учетом общего КПД передачи η мощность двигателя равна

$$N = \pi DnPf + \left[1 + 2\sqrt{1 + (G_b/P)^2} (f_1/f) (d_b/D) \right] / \eta,$$

где D – диаметр валка, м; n – частота вращения валков, об/мин; P – усилие дробления, Н; G_b – вес валка, Н; f – коэффициент трения материала о валок; f_1 – приведенный коэффициент трения в подшипниках; d_b – диаметр вала под подшипником, м;

Мощность двигателя бегунов рассчитывают по суммарной мощности, развиваемой силами сопротивления при качении, силами трения скольжения, действующими на катки, и силами трения скольжения скребков, с учетом КПД привода по следующей формуле:

$$N = (N_1 + N_2 + N_3) / \eta.$$

Мощность сил сопротивления качения

$$N_1 = 2P_1k\omega_kz,$$

где P_1 – сила нажатия катка на материал, кН; k – коэффициент сопротивления при качении, м (обычно принимают $k = 0,05 \dots 0,1$ м); ω_k – угловая скорость катка, рад/с; z – число катков.

Мощность сил трения скольжения рассчитывается по формуле

$$N_2 = P_1fzv_c,$$

где f – коэффициент трения материала о чашу; v_c – скорость скольжения катка по материалу, м/с.

Мощность сил трения скольжения скребков равна

$$N_3 = P_c f_c z_c v,$$

где P_c – сила прижатия скребков, Н; f_c – коэффициент трения скребков о чашу; z_c – число скребков; v – скорость скольжения скребков по чаше, м/с.

1.2.1.2. Расчет нагрузок, действующих на элементы дробилок

Расчет сил в элементах конструкций щековых дробилок выполняется по нагрузке на подвижную щеку. Ранее было отмечено, что при дроблении прочных материалов нагрузку на единицу активной площади дробящей плиты следует принимать $q \approx 2,7$ МПа. Нагрузка на поверхность дробящей плиты распределяется приблизительно равномерно, поэтому равнодействующую сил дробления P можно приложить к станине и подвижной щеке в точках, соответствующих середине высоты камеры дробления (рис. 1.12, а). Для предотвращения ложного срабатывания предохранительных уст-

ройств коэффициент превышения номинальной нагрузки принимают равным 1,5.

Расчетная нагрузка, действующая на подвижную щеку, будет равна

$$P \approx 1,5qF \approx 1,5qHL,$$

где q – удельная нагрузка на дробящую плиту, Мпа; H и L – соответственно, высота и длина камеры дробления, м.

Подвижную щеку дробилки с простым движением рассчитывают на изгиб от действия силы P , а также на ударные нагрузки. При этом необходимо учитывать, что $P_{уд} = (2...3)P$.

Ось подвески подвижной щеки рассчитывается на изгиб от действия силы R (рис. 1.12, а).

Распорная плита работает в условиях пульсирующего цикла нагружения при рабочей нагрузке и мгновенно возрастающих нагрузках при попадании в дробилку недробимого тела. В связи с этим распорную плиту необходимо рассчитывать на предельную прочность и на выносливость.

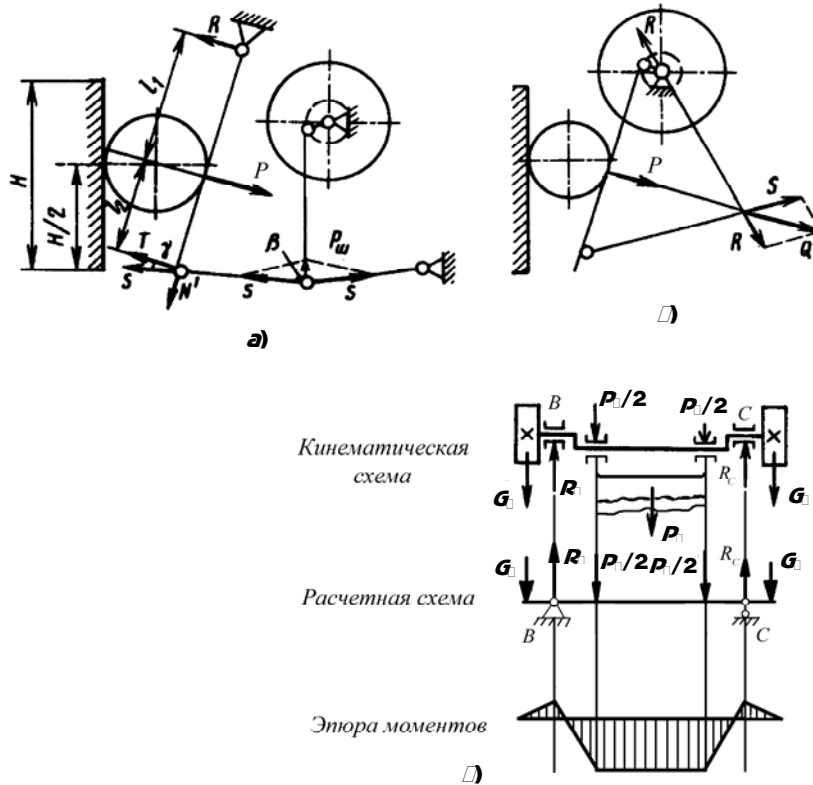


Рис. 1.12. Схемы сил, действующих на элементы щековых дробилок

В случае, если распорная плита служит предохранительным элементом, ее рассчитывают по условию разрушения в специально ослабленном сечении при превышении усилия дробления на 50 %, т.е. расчет ведут не по допускаемому напряжению, а по пределу прочности материала плит на сжатие или изгиб в зависимости от характера нагружения.

Опорные поверхности распорной плиты и сухарей проверяют на контактную прочность.

Шатун рассчитывают на растяжение от действия силы (рис. 1.12, а):

$$P_{ш} = 2S \cos \beta,$$

где S – сила, действующая на распорную плиту, Н; β – угол между осью шатуна и распорной плитой.

Эксцентриковый вал дробилки подвергается изгибу от силы $P_{ш}$, передаваемой через соответствующие подшипники, и от сил тяжести G_m маховиков, а также кручению (рис. 1.12, в). В связи с этим его рассчитывают на выносливость по напряжениям, возникающим при рабочих нагрузках, и на

прочность по напряжениям, возникающим при попадании в камеру дробления недробимого тела.

Подшипники подвергаются воздействию нагрузки, величина и характер которой изменяется так же, как и усилие дробления от интенсивности загрузки и физико-механических свойств измельчаемого материала.

В качестве опорных подшипников приводного вала применяют как подшипники качения, так и подшипники скольжения. В последнем случае в конструкции дробилки предусматривается система подачи жидкого смазочного материала.

Подшипники качения выбирают по эквивалентной нагрузке, т.е. с учетом изменения радиального усилия, воспринимаемого подшипником при рабочем и холостом ходе внутри цикла.

Предохранительное устройство (муфту предельного момента) рассчитывают на крутящий момент на валу, при котором оно должно сработать, исходя из номинальной мощности электродвигателя дробилки.

Силы, действующие в элементах дробилки со сложным движением щеки (рис. 1.12, б), определяются по аналогии с вышерассмотренной методикой или графически.

Нагрузки, действующие на элементы *конусных дробилок для крупного дробления*, рекомендуется определять по мощности электродвигателя.

Пренебрегая потерями на трение в подвеске подвижного конуса, принимаем, что вращающий момент $M_в$, подводимый к эксцентриковой втулке, уравновешивается моментом M_3 от реакции R_3 и моментом $M_{тр}$ сил трения в подшипниках втулки (рис. 1.13, а):

$$M_в = M_3 + M_{тр}.$$

Момент, создаваемый силой R_3 , равен

$$M_3 = R_3 e \sin \gamma,$$

где e – эксцентриситет втулки, м; γ – угол между линией действия реакции R_3 и следом плоскости наибольшего эксцентриситета втулки ($\gamma = 25 \dots 30^\circ$).

Момент сил трения на внешней и внутренней поверхности эксцентриковой втулки $M_{тр} = f R_3 (r_н + r_в)$, где f – коэффициент трения в подшипниках; $r_н$ и $r_в$ – радиусы наружной поверхности втулки и внутреннего отверстия, м.

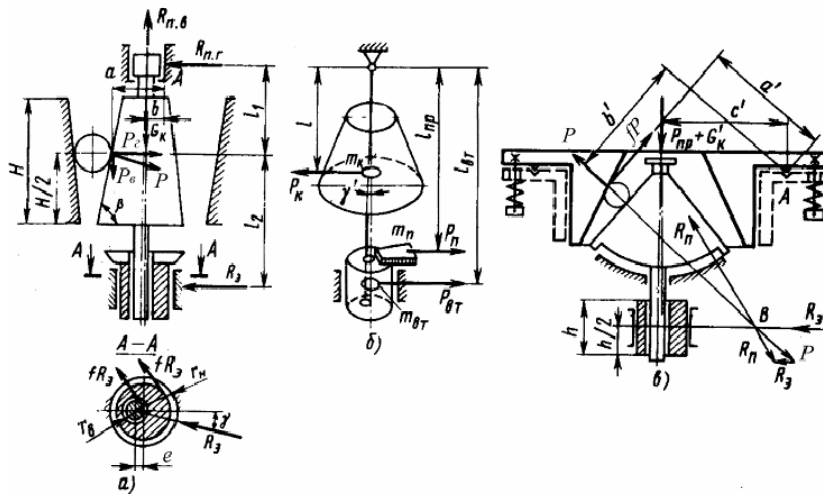


Рис. 1.13. Схемы для расчета нагрузок, действующих в конусных дробилках

Вращающий момент, передаваемый от двигателя на эксцентриковую втулку, равен

$$M_в = \frac{N \eta}{\omega_в}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где N – мощность двигателя, Вт; η – КПД передачи; $\omega_в$ – угловая скорость

втулки, рад/с.

Уравнение моментов можно записать в виде

$$M_B = R_3 e \sin \gamma + f R_3 (r_H + r_B),$$

откуда получают реакцию в эксцентриковом узле:

$$R_3 = (N \eta / \omega_B) / [e \sin \gamma + f (r_H + r_B)], \text{ Н.}$$

Сила дробления P приложена посередине высоты камеры дробления. Ее вертикальная составляющая имеет значение

$$P_B = P_r \operatorname{ctg} \beta,$$

где P_r – горизонтальная составляющая силы P , Н; β – угол наклона образующей конуса к его основанию.

Горизонтальная составляющая силы дробления, вызывающая изгиб вала, определяется из уравнения моментов сил относительно точки A :

$$P_r = \frac{R_3 (l_1 + l_2) - G_k b}{l_1 + a \operatorname{ctg} \beta},$$

где G_k – сила тяжести подвижного конуса, Н; l_1, l_2, a, b – плечи действия соответствующих сил относительно точки A , Н·м (см. рис. 1.13, a).

Боковая реакция в верхней опоре подвижного конуса будет равна:

$$R_{п.г} = R_3 - P_r.$$

Вертикальная нагрузка, которая воспринимается подпятником подвески и создает растягивающие напряжения вала конуса, равна

$$R_{п.в} = P_B + G_k.$$

Нагрузки, действующие на элементы конусных дробилок для среднего и мелко дробления, определяют следующим образом. Силу дробления P (рис. 1.13, b) можно рассчитать по формуле, предложенной В.А. Олевским,

$$P = 46 \cdot 10^4 F_6 \approx 56 \cdot 10^4 D_H^2,$$

где F_6 – площадь боковой поверхности подвижного конуса, м²; D_H – диаметр основания конуса, м.

Сила дробления действует в плоскости, проходящей через ось подвижного конуса и составляющей с плоскостью наибольшего эксцентриситета втулки угол опережения γ , и вызывает реакции: R_n – сферического подпятника, R_3 – эксцентриковой втулки. При равновесии подвижного конуса линии действия этих сил должны пересекаться в точке B . По значению, направлению действия и точке приложения реакции R_3 (в середине высоты втулки) графически определяют реакции R_3 и R_n .

силу дробления рассчитывают, исходя из нормируемой суммарной силы затяжки $P_{пр}$ предохранительных пружин, прижимающих кольцо наружного конуса к станине. Из уравнения моментов относительно точки поворота A кольца получают максимальную силу дробления (при попадании в камеру недробимых предметов):

$$P = \frac{(P_{пр} + G'_k) c'}{(b' + f a')},$$

где G'_k – сила тяжести кольца наружного конуса, Н; a', b', c' – плечи дейст-

вия сил трения, дробления и затяжки предохранительных пружин относительно точки A соответственно, м (см. рис. 1.13, в).

При работе конусных дробилок от действия неуравновешенных масс подвижного конуса m_k и эксцентриковой втулки $m_{вт}$ (рис. 1.13, б) создаются значительные инерционные силы. Для уравновешивания этих сил с целью снижения нагрузок на детали машин и фундамент на верхнем торце эксцентриковой втулки устанавливают противовес. При вращении подвижного конуса возникает центробежная сила инерции, рассчитываемая по формуле

$$P_k = m_k \omega_b^2 l \gamma',$$

где ω_b – угловая скорость эксцентриковой втулки, рад/с; l – расстояние от центра масс до центра качания конуса, м; γ' – угол отклонения оси конуса, рад.

Сила инерции, возникающая при вращении эксцентриковой втулки, будет равна

$$P_{вт} = m_{вт} \omega_b^2 r_э,$$

где $r_э$ – эксцентриситет оси внутренней расточки втулки в середине ее высоты, м.

Условие уравновешивания дробилки определяется системой уравнений

$$\begin{cases} P_k l - P_{вт} l_{вт} - P_{п} l_{пр} = 0; \\ P_k - P_{вт} - P_{п} = 0, \end{cases}$$

где l , $l_{вт}$, $l_{пр}$ – плечи действия центробежной силы инерции, силы инерции возникающей при вращении эксцентриковой втулки и силы инерции от вращающегося противовеса соответственно, м.

Сила инерции от вращающегося противовеса описывается уравнением

$$P_{п} = m_{п} \omega_b^2 r_{пр},$$

где $m_{п}$ – масса противовеса, кг; $r_{пр}$ – расстояние от оси вращения эксцентриковой втулки до центра масс противовеса, м.

Масса противовеса

$$m_{п} = \frac{(m_k l^2 \gamma' - m_{вт} r_э l_{вт})}{r_{пр} l_{пр}}.$$

В *валковых дробилках* при деформации материала (см. рис. 1.11, з) возникают распорные силы. Под действием распорных сил создаются нагрузки, действующие на элементы валковых дробилок,

$$P = p_{ср} k_L B' R \sin(\alpha/2),$$

где $p_{ср}$ – среднее давление на поверхность валков, Па; k_L – коэффициент использования длины валка (при дроблении прочных материалов принимают $k_L = 0,2 \dots 0,3$, а при дроблении мягких материалов – $k_L = 0,4 \dots 0,6$); B' и R – длина и радиус валка, м; $\alpha/2$ – угол контакта валка с материалом, град.

Среднее давление $p_{ср}$ на поверхность валков, контактирующую с материалом, зависит от многих факторов и устанавливается, как правило, экспериментально. Для ориентировочных расчетов при дроблении прочных материалов принимают $p_{ср} \approx 2,7$ МПа.

1.2.2. Дробилки ударного действия

В измельчителях ударного действия измельчение материала осуществляется под действием ударных нагрузок, которые могут возникать при взаимном столкновении частиц измельчаемого материала, столкновении частиц материала с неподвижной поверхностью, столкновении материала и движущихся рабочих органов машин.

К дробилкам ударного действия относятся роторные и молотковые дробилки, а также пальцевые измельчители.

В дробилках ударного действия кусок подвергается воздействию рабочего органа только с одной стороны. Возникающая при этом сила уравновешивается силой инерции куска, которая должна быть достаточной для создания разрушающих напряжений. Дробление материала происходит под воздействием механического удара. При этом кинетическая энергия движущихся тел частично или полностью переходит в деформации разрушения.

Дробилки ударного действия применяют для измельчения малоабразивных материалов средней и низкой прочности (известняков, мела, гипса, калийных руд и др.). Они обеспечивают высокую степень измельчения $i = 15 \dots 20$, в отдельных случаях до $i = 50$, что позволяет уменьшить число стадий дробления. Дробилки отличаются простотой конструкции и эксплуатации, избирательностью дробления и малой металлоемкостью.

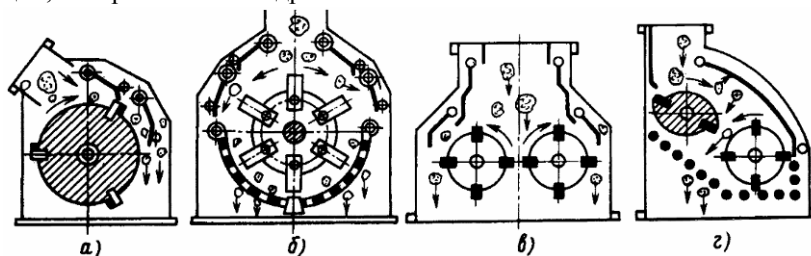


Рис. 1.14. Принципиальные схемы ударных дробилок

По конструкции рабочих органов дробилки ударного действия делят на роторные с жестко закрепленными билами (рис. 1.14, а, в, г), молотковые с шарнирно подвешенными молотками (рис. 1.14, б) и пальцевые измельчители.

По числу роторов различают однороторные (рис. 1.14, а) и двухроторные (рис. 1.14, в, г) дробилки. Двухроторные дробилки одноступенчатого дробления (рис. 1.14, в) имеют высокую производительность. Исходный материал поступает равномерно на оба ротора, которые работают самостоятельно в одном корпусе. В двухроторных дробилках двухступенчатого дробления (рис. 1.14, г) материал в зоне действия первого ротора подвергается предварительному дроблению, а затем в зоне действия второго ротора – повторному дроблению.

Роторные дробилки могут применяться для дробления крупных кусков, так как имеют массивный ротор и обладают большим запасом энергии рабочих органов.

В молотковых дробилках (рис. 1.14, б) процесс дробления определяет лишь кинетическая энергия самого молотка.

В пальцевых измельчителях рабочим органом являются два диска с установленными по их периферии пальцами. Различают пальцевые измельчители с одним вращающимся диском (дисмембраторы) и с двумя вращающимися навстречу друг другу дисками (дезинтеграторы).

Типоразмеры роторных и молотковых дробилок определяются диаметром и длиной ротора, а пальцевых измельчителей – наружным диаметром диска.

По технологическому назначению роторные дробилки делят на дробилки крупного (ДРК), среднего (ДРС) и мелкого дробления (ДРМ). Принципиальные конструктивные схемы роторных дробилок во многом одинаковы и отличаются числом отражательных плит и соотношениями размеров ротора. Камера дробления у дробилок ДРК образуется ротором и двумя отражательными плитами, у дробилок ДРС и ДРМ – ротором и тремя плитами. Конструкция роторной дробилки для крупного дробления показана на рис. 1.15. Корпус дробилки – сварной,

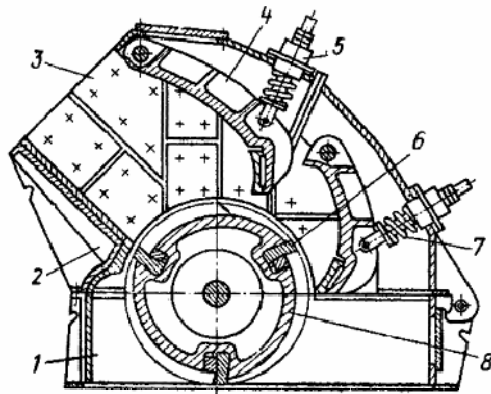


Рис. 1.15. Роторная дробилка

разъемный, состоит из основания 1 и верхней части 2. Верхняя часть корпуса изнутри футерована броневыми плитами 3. Вал ротора 8 установлен на роликовых подшипниках, расположенных в корпусах основания 1. Корпус ротора – стальной, литой, в пазах клиньями закреплены била 6 из износостойкой стали 110Г13Л или отбеленного чугуна.

Внутри верхней части корпуса шарнирно закреплены несколько отражательных плит 4. Пространство между ротором, отражательной плитой и боковыми футеровочными плитами образует камеру дробления. Для регулирования степени измельчения расстояние между нижними кромками отражательных плит и билами изменяется при помощи подпружиненных тяг 5, которые являются также механизмами предохранения машины от поломки при попадании в нее недробимых предметов.

Верхняя часть корпуса имеет разъемные переднюю и заднюю части. Последняя при помощи встроенного домкрата может откидываться на шарнире, что облегчает доступ к рабочим органам для их осмотра и ремонта. Приемное отверстие дробилок снабжают цепной завесой, исключающей выбрасывание кусков измельчаемого материала под воздействием бил.

Конструкция молотковой дробилки показана на рис. 1.16. Корпус дробилки состоит из основания 1 и крышки 10. В сварном корпусе вращается вал ротора 3, установленный на роликовых подшипниках 2, вынесенных за пределы корпуса. Корпус изнутри футерован сменными броневыми плитами; в левой части крышки установлена отбойная плита 9.

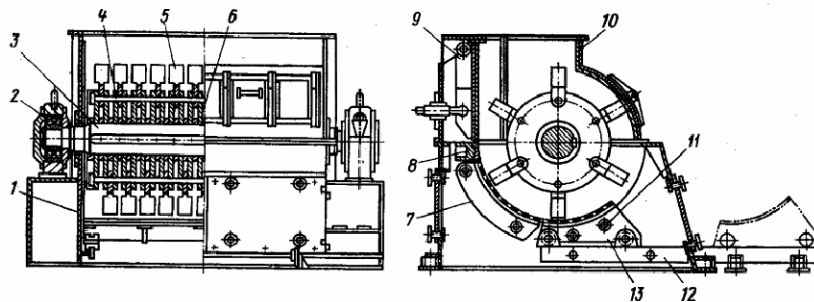


Рис. 1.16. Молотковая дробилка

На валу ротора размещены диски 6 с дистанционными кольцами между ними. Через диски проходят оси 4 с шарнирно подвешенными молотками 5. Число рядов молотков и их общее количество определяется назначением дробилки и ее размерами. На крупных дробилках устанавливают до 100 молотков массой 4...70 кг (в зависимости от типоразмера дробилки). Для регулирования размера частиц продукта в крупных дробилках используется отбойный брус 8, перемещаемый в направляющих и фиксируемый в требуемом положении винтами. В нижней части камеры дробления установлены две колосниковые решетки: поворотная 7, шарнирно подвешенная на оси и выкатная. Рама 13 выкатной решетки установлена на катках, опорами для которых служат рельсы 12. Зазор между выкатной решеткой и молотками регулируют вращением эксцентриков 11.

Била и молотки, работающие в тяжелых условиях в абразивной среде, изготавливают из стали 110Г13Л или из обычной углеродистой стали с наплавкой на рабочие поверхности износостойкого чугуна марки 300Х13Г3М.

Дезинтегратор (рис. 1.17) состоит из корпуса 1, двух входящих друг в друга роторов, представляющих собой диски 2 и 3 с закрепленными в них размольными элементами в виде пальцев 4, вращающихся в противоположные стороны. Каждый ротор имеет собственный приводной вал в подшипниках, смонтированных на одной раме. Пальцы одного диска проходят между рядами пальцев другого; причем по мере удаления от центра расстояние между пальцами уменьшается. Измельчаемый материал подается во внутреннюю зону через воронку 5. Продвигаясь от центра к периферии роторов, частицы многократно ударяются о пальцы и разрушаются. При этом интенсивность разрушения возрастает, так как уменьшается шаг между пальцами и увеличивается их окружная скорость.

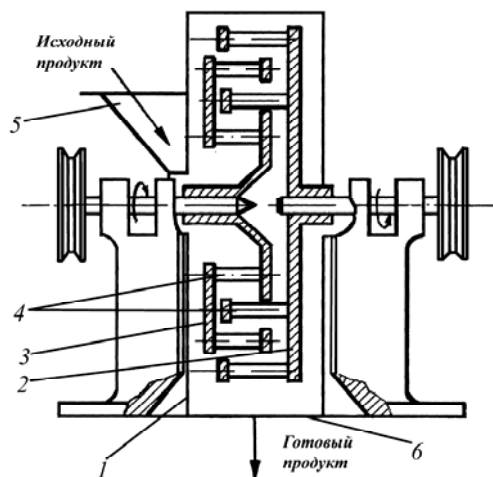


Рис. 1.17. Дезинтегратор

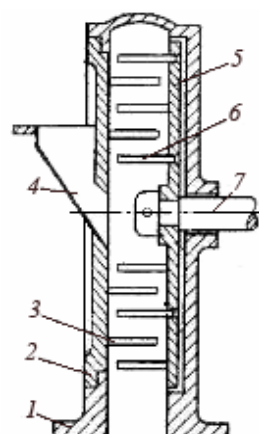


Рис. 1.18. Дисмембратор

Измельченный материал выбрасывается в корпус 1, опускается вниз к выходному штуцеру 6 и выводится из дезинтегратора.

В дисмембраторе (рис. 1.18) вращается один диск 5, а второй – неподвижный (его функцию выполняет боковая крышка корпуса). Измельчитель состоит из корпуса 1, откидной крышки 2 с пальцами 3 и воронкой 4. Диск 5 с установленными на нем по концентрическим окружностям пальцами 6 закреплен на приводном валу 7.

Исходный материал через воронку 4 поступает в центр дисмембратора, попадает между движущимися 6 и неподвижными 3 пальцами, под действием центробежных сил проходит между пальцами и, ударяясь о них, измельчается. Принцип измельчения и характер работы дисмембратора аналогичен работе дезинтегратора.

Различают дисмембраторы с вертикальным и горизонтальным валом ротора. Оба эти типа предназначены для тонкого непрерывного сухого измельчения красителей, пигментов и других материалов средней прочности.

Пальцевые измельчители не имеют предохранительных устройств, защищающих их от поломки при попадании недробимого тела. Поэтому исходный материал перед подачей на измельчение необходимо пропускать через магнитный сепаратор.

Типоразмеры пальцевых измельчителей определяются наружным диаметром диска. Отечественной промышленностью выпускаются дисмембраторы, имеющие следующие характеристики: диаметр дисков 250...600 мм, частота вращения дисков 2300...3800 об/мин, потребляемая мощность 1,1...11 кВт.

1.2.2.1. Расчет параметров дробилок ударного действия

Производительность роторных дробилок определяют, допуская, что била ротора подобно фрезе срезают стружку материала, который опускается на ротор под действием силы тяжести. В соответствии с этим предположением теоретическая производительность дробилки (рис. 1.19) может быть рассчитана по уравнению

$$Q = BL_p h n z ,$$

где B – длина хорды дуги ротора, соприкасающейся с материалом, м; L_p – длина ротора, м; h – толщина стружки, равная пути свободно падающих тел за время поворота ротора от одного била до следующего, м; n – частота вращения ротора, об/с; z – число рядов бил ротора.

С учетом конструктивных и кинематических соотношений, влияющих на параметры B и h , сплошность потока материала и другие факторы предложено определять производительность по формуле

$$Q = 480 L_p D_p^{1,5} k_p / (v_p^{0,35} z^{0,5}),$$

где D_p – диаметр ротора, м; v_p – окружная скорость бил ротора, м/с; k_p – коэффициент, зависящий от положения первой отрагательной плиты ($k_p = 1,3$ при полностью опущенной плите и $k_p = 5,2$ при полностью поднятой плите).

Барабашкин В.П. предложил следующие формулы для расчета ориентировочной производительности молотковых дробилок:

- при $D_p > L_p$ $Q = 1,66 D_p^2 L_p n$;
- при $D_p < L_p$ $Q = 1,66 D_p L_p^2 n$,

где D_p – диаметр ротора, м; L_p – длина ротора, м; n – частота вращения ротора, об/с.

Мощность двигателя роторных дробилок с большой степенью измельчения i рассчитывают на основе оценки удельной энергии, расходуемой на дробление, с учетом показателя удельной, вновь открытой поверхности:

$$N = k_3 Q (i - 1) 10^{-3} / (d_{св} \eta), \text{ кВт},$$

где k_3 – энергетический показатель, зависящий от свойств измельчаемого материала и равный 15...40 Вт·ч/м²; $d_{св}$ – средневзвешенный размер частиц исходного материала, м; η – КПД привода.

Мощность двигателя молотковых дробилок определяется по уравнению

$$N = (360...540) Qi, \text{ кВт},$$

где Q – производительность дробилки, т/с.

Для реализации силы удара, необходимой для разрушения куска, его масса должна быть достаточной для создания соответствующей реактивной силы инерции, воспринимающей силу удара. Минимальный критический размер куска должен быть равен

$$d_{кр} = 2300 \cdot 10^{-5} \sigma_p / (\rho v_p^{1,5}), \text{ м},$$

где σ_p – предел прочности материала при растяжении, Па; ρ – плотность дробимого материала, кг/м³; v_p – окружная скорость ротора, м/с.

Необходимая окружная скорость ротора определяется как

$$v_p = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{[\sigma_p / (\rho d_{св})]^2}, \text{ м/с},$$

где $d_{св}$ – средневзвешенный размер исходного материала, м.

При соударении твердых тел сила удара зависит от их масс, относительной скорости удара, физико-механических свойств материалов и форм

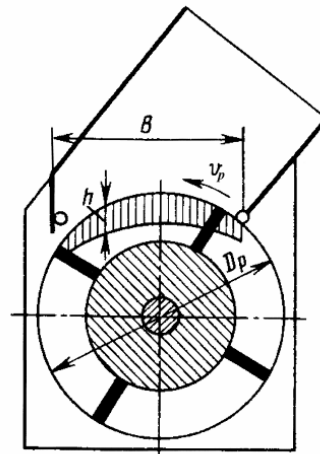


Рис. 1.19. Схема для расчета производительности роторной дробилки

контактных поверхностей. На практике часто имеет место промежуточное положение между упругим и неупругим ударом. Поэтому определить энергию, расходуемую на разрушение куска, исходя из классической теории удара практически невозможно.

Косарев А.И., на основе баланса энергии ротора и куска до и после удара и экспериментальных данных, учитывающих реальные условия процесса, предложил следующую формулу для расчета энергии дробления:

$$E_{др} = 2k_1 m_k v_p^2,$$

где $k_1 = 0,9 \dots 0,95$ – коэффициент, учитывающий условия процесса; m_k – масса куска, кг; v_p – окружная скорость ротора, м/с.

Конструктивные размеры молотковых дробилок определяют в зависимости от размера d максимального куска в исходном материале. Диаметр ротора для дробилок с вертикальной загрузкой $D_p = 3d + 550$, длина ротора $L_p = (0,8 \dots 1,2)D_p$.

Длину молотка от оси подвески до внешней кромки рекомендуется принимать равной $(0,2 \dots 0,25)D_p$. Форма и размеры молотков должны обеспечивать максимально возможную разгрузку оси их подвески при ударе.

1.3. Машины для помола материалов

1.3.1. Барабанные мельницы

Барабанные мельницы относятся к машинам ударно-истирающего действия и по способу возбуждения движения мелющих тел делятся на мельницы с вращающимся барабаном, вибрационные и центробежные. Этот класс машин используется для грубого, среднего, тонкого и сверхтонкого помола горнохимического сырья, руд, известняка, клинкера, пигментов, солей, шлаков и других материалов.

Среди барабанных мельниц наиболее распространены *вращающиеся барабанные мельницы*, которые представляют собой пустотелый цилиндрический (реже цилиндро-конический) барабан, выложенный изнутри броней и закрытый торцевыми крышками, заполненный определенным количеством измельчающих тел и вращающийся вокруг горизонтальной оси.

В непрерывно работающих мельницах измельчаемый материал подается через центральное отверстие в одной из крышек внутрь барабана и, продвигаясь вдоль него, разрушается измельчающими телами посредством удара, истирания и раздавливания. Выгрузка измельченного материала производится либо через центральное отверстие в разгрузочной крышке, либо через решетку со щелевидными или круглыми отверстиями, либо через отверстие на конце цилиндрической части барабана.

В мельницах периодического действия материал загружается и выгружается через люк в цилиндрической части барабана или в одной из торцевых крышек.

У коротких мельниц отношение длины и диаметра барабана $L/D < 1$, длинных – $1 < L/D < 3$, у трубных – $L/D > 3$. Длинные барабаны позволяют увеличить время пребывания в них материала и получить более тонкий помол за один проход, а также уменьшить диаметр барабана у мельниц большой производительности.

В зависимости от вида измельчающей среды различают *мельницы шаровые* (стальные или чугунные шары одного или нескольких размеров диаметром 30...120 мм, фарфоровые или другие неметаллические шары), *стержневые* (стальные стержни длиной, близкой к внутренней длине барабана, одного или нескольких диаметров в интервале 40...125 мм), *самоизмельчения* или *полусамоизмельчения* (соответственно куски самого материала или смесь с крупными стальными шарами).

Конструктивно вращающиеся барабанные мельницы имеют одну или две и более камеры, причем, в камерах, разделенных перфорированными перегородками, материал измельчается последовательно по мере его продвижения от места загрузки к месту выгрузки. Увеличение числа камер повышает эффективность измельчения, но усложняет мельницу.

Однокамерные барабанные мельницы непрерывного действия по способу разгрузки измельченного материала различаются на три типа: мель-

ницы с центральной разгрузкой, мельницы с разгрузкой через торцевую решетку, мельницы с разгрузкой через решетку на разгрузочном конце барабана.

На рис. 1.20 показана схема процесса измельчения материала в барабанной мельнице. При вращении полого барабана смесь измельчаемого материала и мелющих тел (шаров, стержней) сначала движется по круговой траектории вместе с барабаном, а затем, отрываясь от стенок, падает по параболической траектории. Часть смеси, расположенная ближе к оси вращения, скатывается вниз по слоям смеси. Измельчение материала происходит в результате истирания при относительном движении мелющих тел и частиц материала, а также вследствие удара.

Достоинствами барабанных мельниц являются простота конструкции и удобство в эксплуатации. К их основным недостаткам относятся: невысокие скорости движения мелющих тел и материала, в измельчении участвует только часть мелющих тел, рабочий объем барабана используется только на 35...40 %.

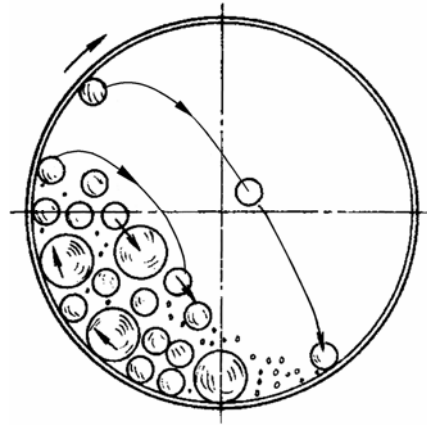


Рис. 1.20. Схема рабочего процесса в барабанной шаровой мельнице

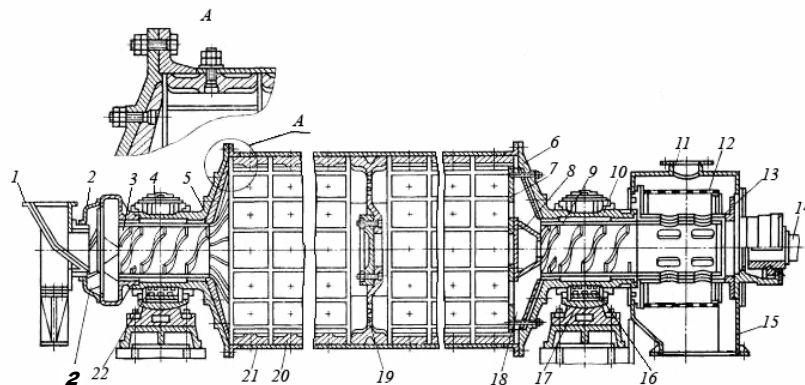


Рис. 1.21. Двухкамерная шаровая мельница

Двухкамерная мельница (рис. 1.21) состоит из полого сварного барабана 21, закрытого с обеих сторон стальными литыми крышками 5 и 6 с полыми цапфами 4 и 10. Внутренняя полость барабана делится перегородкой 19 со щелевидными отверстиями на две камеры, заполненные стальными шарами. В первой камере по ходу движения материала шары крупнее, чем во второй. Это повышает эффективность помола за счет обеспечения соответствия размеров шаров и кусков измельчаемого материала.

Барабан цапфами опирается на подшипники 22; вращение ему передается от электродвигателя через редуктор и зубчатую муфту 14. Внутренняя поверхность барабана и крышек футерована плитами 20.

Загрузка материала в барабан осуществляется через течку 1 и питатель 2. Затем материал захватывается лопастями 23 и попадает в полую загрузочную цапфу, имеющую шнековую насадку 3. Выгрузка материала происходит через полую цапфу 10. Измельченный материал из барабана проходит через торцовую решетку 7 и поступает на элеваторное устройство. Между решеткой и торцевой крышкой установлен конус 8 с приваренными к нему радиальными лопастями 18, образующими ряд секторов. Материал, попавший в нижний сектор, при вращении барабана поднимается и по ко-

нусу 8 ссыпается в полость шнековой насадки 9, размещенной в полой цапфе 10. Через окна в разгрузочном патрубке 13 материал попадает на сито 12, служащее для задержания раздробленных мелющих тел. Через патрубок 11 в кожухе 15 осуществляется аспирация воздуха.

В мельницах применяют подшипники скольжения сферические самоустанавливающиеся, состоящие из корпуса 17, крышки и нижнего вкладыша 16.

Барабан мельницы изготавливают сварным из листовой стали. Его внутренняя поверхность футерована плитами из износостойких материалов со звукоизолирующими прокладками. Футеровочные плиты барабана изготавливают из отбеленного чугуна, марганцовистой (110Г13Л) и хромистой сталей.

В качестве мелющих тел, как правило, применяют шары и стержни. Шары диаметром 30...125 мм обычно изготавливают прокаткой, ковкой или штамповкой из стали; они подвергаются закалке до твердости HRC 40 для шаров диаметром до 80 мм и не менее HRC 30 – для шаров диаметром 125 мм. Стержни изготавливают из невязких углеродистых сталей. Износ мелющих тел зависит от свойств измельчаемого материала, степени измельчения и других факторов. В среднем он пропорционален энергозатратам при помолу. Например, расход стальных шаров составляет примерно 0,09 кг на 1 кВт·ч энергии, затраченной на измельчение.

Крупные барабанные шаровые мельницы имеют привод барабана через венцовую шестерню.

1.3.1.1. Расчет параметров барабанных шаровых мельниц

Режим движения мелющих тел в барабане, от которого зависит эффективность помола, определяется его угловой скоростью ω . При небольшой угловой скорости загрузка (мелющие тела и измельчаемый материал) циркулирует в нижней части барабана (рис. 1.22), поднимаясь по концентрическим круговым траекториям на некоторую высоту и затем скатываясь параллельными слоями вниз. Такой режим работы называют каскадным. При большей скорости центробежная сила инерции $P_{и}$ превысит составляющую $G \cos \alpha$ силы тяжести G шара, и последний не будет отрываться от стенки барабана даже в верхней точке C , т.е.

$$m\omega^2 R > mg ,$$

откуда критическая угловая скорость вращения барабана будет равна

$$\omega_k = \sqrt{g/R} ,$$

где m – масса шара, кг; R – внутренний радиус барабана, м.

Большой эффективностью помола характеризуется водопадный режим движения шаров. Он реализуется при частоте вращения барабана меньше критической. При этом шары поднимаются, например в точку A (рис. 1.22), а затем, отрываясь от стенок, свободно падают по параболическим траекториям. Измельчение материала происходит под воздействием удара, а также, частично, раздавливания и истирания.

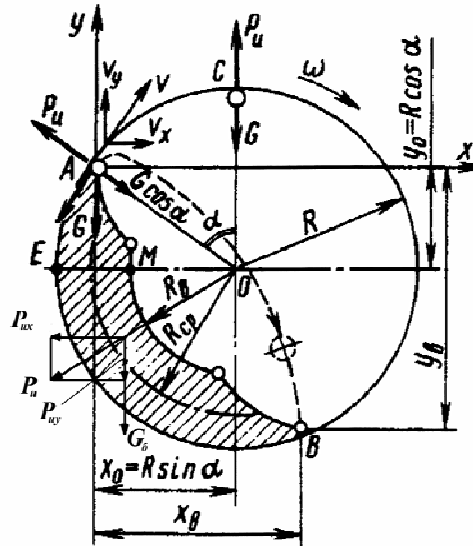


Рис. 1.22. Схема для расчета параметров шаровой барабанной мельницы

Для определения условия отрыва и свободного полета шара массой m его рассматривают как материальную точку, на которую действуют лишь массовые силы. Отрыв шара в точке A от стенки барабана происходит при условии $mg \cos \alpha \geq P_n$. Следовательно, условие отрыва и свободного падения, которое можно получить из соотношения $mg \cos \alpha \geq m\omega^2 R$, имеет вид

$$\omega \leq \sqrt{g \cos \alpha / R}.$$

Оптимальному углу отрыва и частоте вращения барабана соответствует максимальная высота падения шара и его кинетическая энергия. В системе координат $x - y$ высота падения шара определяется координатой y_B (рис. 1.22) точки соприкосновения шара со слоем после падения.

Траектория движения свободно падающего шара при условии, что начальная скорость шара v направлена под углом α к горизонтали, представляет собой параболу, описываемую системой уравнений:

$$x = v\tau \cos \alpha; \quad y = v\tau \sin \alpha - g\tau^2/2,$$

где v – окружная скорость барабана, м/с; τ – время с момента отрыва шара, с.

Подставив в эти уравнения выражение для скорости $v = \omega R = R\sqrt{g \cos \alpha / R}$ и решив их совместно, получим значение текущей координаты

$$y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{x^2}{2R \cos^3 \alpha}.$$

Так как точка B находится на окружности барабана, уравнение которой имеет вид

$$(x - R \sin \alpha)^2 + (y + R \cos \alpha)^2 = R^2,$$

ее координаты находятся совместным решением двух предыдущих уравнений:

$$x_B = 4R \sin \alpha \cos^2 \alpha; \quad y_B = -4R \sin^2 \alpha \cos \alpha.$$

Максимальную высоту падения шара $y_{B \max}$ определяют из равенства первой производной соответствующего выражения нулю:

$$y'_B = -8R \sin \alpha \cos^2 \alpha + 4R \sin^3 \alpha = 0,$$

откуда получают $\operatorname{tg} \alpha_{\text{опт}} = \sqrt{2}$ и оптимальный угол $\alpha_{\text{опт}} = 54^\circ 40'$.

Оптимальная угловая скорость барабана при $\alpha_{\text{опт}} = 54^\circ 40'$ равна

$$\omega_{\text{опт}} = \sqrt{g \cos 54^\circ 40' / R} = 2,38 / \sqrt{R},$$

где R – внутренний радиус барабана, м.

Следовательно, оптимальная угловая скорость составляет примерно 76 % критической угловой скорости. Такое соотношение практически соответствует значениям, установленным при эксплуатации барабанных мельниц.

Полезная мощность электродвигателя определяется энергозатратами на подъем загрузки измельчителя, т.е. мелющих тел с измельчаемым материалом, и на сообщение ей кинетической энергии.

Мощность электродвигателя при КПД привода η определяется по формуле

$$N = 0,39 m_3 R \omega g / \eta, \text{ кВт},$$

где m_3 – масса загрузки, т.

Масса загрузки состоит из массы m_m мелющих тел и массы измельчаемого материала, которую, обычно, принимают равной 14 % массы мелющих тел. Следовательно, масса загрузки будет равна

$$m_3 = 1,14 m_m = 1,14 \pi R^2 L \rho \varphi \mu, \text{ т},$$

где L – длина барабана, м; ρ – плотность материала мелющих тел, т/м³; φ – коэффициент заполнения барабана; μ – коэффициент неплотности загрузки (для шаров $\mu = 0,57$, для стержней $\mu = 0,78$).

Коэффициент полезного действия зависит от типа привода: при центральном приводе $\eta = 0,9 \dots 0,94$, при периферийном $\eta = 0,85 \dots 0,88$. В связи с необходимостью преодоления инерционного момента при пуске установочную мощность двигателя назначают на 10...15 % больше расчетной.

Производительность барабанных шаровых мельниц зависит от многих, часто трудно поддающихся учету, факторов. Вследствие этого ее рассчитывают по эмпирическим формулам применительно к определенным продуктам измельчения. Например, производительность шаровой мельницы в цементной промышленности рассчитывают по уравнению

$$Q_m = 6,45 V_6 \sqrt{D} \left(\frac{m_m}{V_6} \right)^{0,8} k q,$$

где V_6 – полный объем барабана, м³; D – диаметр барабана, м; m_m – масса мелющих тел, т; k – поправочный коэффициент, учитывающий тонину помола ($k = 0,6 \dots 1,0$ в зависимости от остатка на сите 008 от 2 до 10 %); $q = 0,4$ – удельная производительность измельчителя, т/(квт·ч).

Для ориентировочных расчетов эту формулу используют и в других отраслях промышленности.

1.3.1.2. Расчет нагрузок на элементы барабанных измельчителей

Расчет выполняют для двух состояний мельницы: статическом и динамическом (при вращении барабана). В случае неподвижного барабана силу тяжести корпуса барабана с футеровкой G_k суммируют с силой тяжести загрузки (мелющих тел и измельчаемого материала). При этом, как было отмечено выше, $G_3 = m_3 g = 1,14 m_m g$. Равнодействующая этих сил равна $P_0 = G_k + G_3$. Интенсивность этой нагрузки при равномерном ее распределении по длине барабана $q_0 = P_0 / l$ (l – расстояние между опорами барабана).

Расчет опорных реакций и построение эпюр изгибающих моментов выполняют с учетом нагрузки от веса зубчатого венца и днищ, которые рассматривают как сосредоточенные силы. Кроме того, учитывают окружное усилие на венцовой шестерне, возникающее в момент пуска машины.

Подвенцовую шестерню целесообразно устанавливать так, чтобы окружное усилие на венцовой шестерне было направлено вверх и разгружало опоры барабана.

Окружное усилие определяют через крутящий момент на барабане по зависимости

$$M_{кр} = N \eta / \omega ,$$

где N – мощность электродвигателя, Вт; η – КПД привода; ω – угловая скорость барабана, рад/с.

Расчет корпуса барабана выполняют по приведенному моменту, т.е. с учетом изгиба и кручения. Допускаемое напряжение принимают по режиму статического нагружения. При расчете момента сопротивления поперечного кольцевого сечения корпуса (без футеровки) учитывают ослабление барабана отверстиями под болты и лапы, если последние попадают в опасное сечение. Корпуса трубных мельниц проверяют на устойчивость, обеспечивающую отсутствие гофров.

Болты фланцевых соединений рассчитывают по условию нераскрытия стыка от совместного действия изгибающего и крутящего моментов.

На корпус вращающегося барабана действует сила тяжести только части загрузки, которая вращается вместе с корпусом. Ее величину можно определить как отношение времени τ_6 движения загрузки с барабаном ко времени цикла T по зависимости

$$m_6 = m_3 \tau_6 / T = 0,55 m_3 .$$

Следовательно, корпусом барабана и его опорами воспринимается сила тяжести загрузки:

$$G_6 = m_6 g = 0,55 m_3 g = 0,627 m_m g .$$

Центробежная сила от массы загрузки m_6 , движущейся с барабаном,

$$P_{и} = m_6 \omega^2 R ,$$

где ω – угловая скорость вращения барабана, рад/с; R – внутренний радиус барабана, м.

С учетом того, что оптимальная угловая скорость барабана $\omega_{опт} = 2,38 / \sqrt{R}$, получим формулу для расчета центробежной силы:

$$P_{и} = 3,55 m_m = 0,362 m_m g .$$

По силе инерции, направленной под углом 60° к вертикальной оси (рис. 1.22), составляющие равнодействующей нагрузки равны:

– горизонтальная

$$P_x = P_{иx} = P_{и} \cos 30^\circ ;$$

– вертикальная:

$$P_y = P_{иy} + G_6 + G_k = P_{и} \cos 60^\circ + G_6 + G_k ,$$

где G_6 – сила тяжести загрузки, Н; G_k – сила тяжести корпуса барабана с футеровкой.

Как было отмечено, корпус барабана на прочность рассчитывают от действия как равномерно распределенной нагрузки, так и действия сосредоточенных сил. Так как при вращении барабана в корпусе возникают знакопеременные напряжения и, кроме того, трудно учесть воздействие динамической ударной нагрузки на напряженное состояние корпуса, его рассчитывают по заниженным допускаемым напряжениям. Так, например, при изготовлении корпуса из стали Ст.3 принимают $[\sigma] = 36 \dots 46$ МПа.

1.3.2. Вибрационные мельницы

В вибрационных мельницах за счет высокочастотного воздействия удара и истирания на измельчаемый материал можно получать продукт с размерами частиц 1...5 мкм. В качестве мелющих тел используют шары, которые изготавливают из стали, твердых сплавов или фарфора.

Различают вибрационные измельчители периодического и непрерывного действия. В зависимости от способа возбуждения вибрации их делят на машины гирационного и инерционного типов.

Вибрационный измельчитель гирационного типа (рис. 1.23, а) состоит из электродвигателя 1, соединенного через муфту 2 с коленчатым валом 3, на котором эксцентрично на подшипниках закреплен корпус 4 измельчителя. Корпус установлен на пружинах 7 и заполнен шарами 5; коэффициент заполнения $\phi = 0,8 \dots 0,9$. При вращении вала с частотой 1500...3000 об/мин корпус совершает гирационное движение. От корпуса колебания передаются шарам, которые начинают с соударения медленно циркулировать в сторону, противоположную вращению вала. При колебаниях шаров происходят их отрывы от корпуса. Для уравнивания центробежных сил корпуса служат противовесы 6.

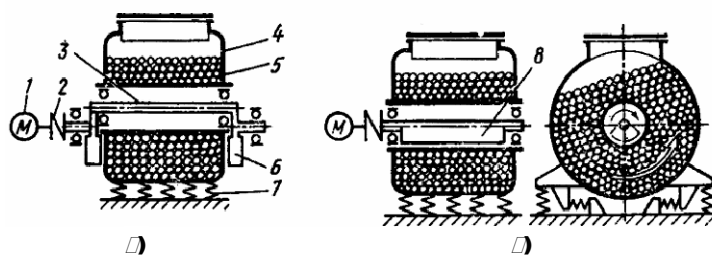


Рис. 1.23. Схемы вибрационных мельниц

Наиболее широко распространены *вибрационные измельчители инерционного типа* (рис. 1.23, б). В них для создания вибраций используется вибровозбудитель, представляющий собой вал с дебалансной массой 8. В измельчителях инерционного типа частота вращения вала и характер движения шаров обеспечиваются такими же, как и в измельчителях гирационного типа.

Вибрационная инерционная мельница (рис. 1.24) состоит из рамы 1, установленной на резиновых опорах на основании. От электродвигателя 9 через муфту 8 получает вращение дебалансный вал 4, установленный на роликоподшипниках 3 в гильзе 7 корпуса 5. На валу закреплены дополнительные дебалансы 2, вынесенные за пределы корпуса. Гильза имеет рубашку 6, в которую подается вода для охлаждения. Все внутренние поверхности корпуса гуммированы. Корпус опирается на пружины 10, установленные на раме. В процессе работы корпус мельницы, мелющие тела и измельчаемый материал вибрируют с высокой частотой колебаний (1500...3000 мин⁻¹). Вследствие этого мелющие тела (шары, стержни) интенсивно воздействуют на материал и измельчают его.

При измельчении материала в этих мельницах выделяется большое количество тепла, что может вызвать нагрев корпуса до 300 °С. Для снижения температуры нагрева корпус мельниц изготавливается с рубашкой для охлаждения водой.

Вибрационные мельницы сухого помола, как правило, работают в замкнутом цикле с воздушным сепаратором.

Вибрационные измельчители имеют амплитуду вибраций 3...20 мм, производительность 1...15 т/ч, мощность электродвигателя 10...420 кВт.

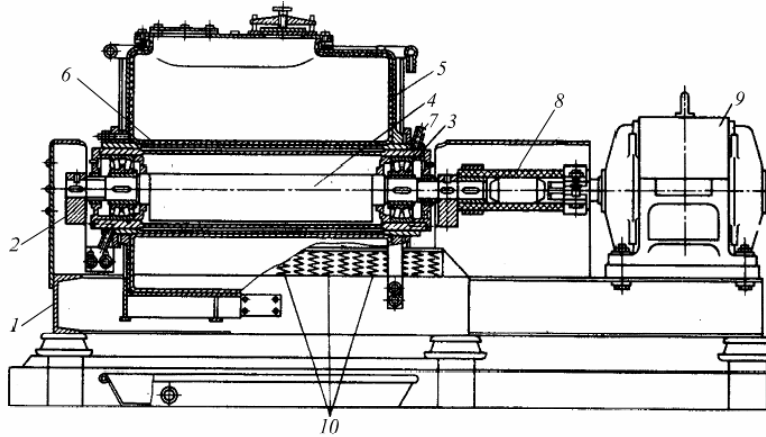


Рис. 1.24. Вибрационная инерционная мельница
1.3.3. Измельчители раздавливающего и истирающего действия

При уменьшении размера частиц их относительная прочность повышается. Это происходит вследствие того, что уменьшается число участков с нарушенной структурой в результате предварительного измельчения.

Для повышения интенсивности измельчения материалов применяют измельчители раздавливающего и истирающего действия, имеющие скорость движения рабочих органов до 4 м/с и характеризующиеся повышенной скоростью приложения нагрузок и частотой воздействия импульсов сил.

К данным машинам относятся роликовые, шарикокольцевые, роликомаятниковые и бисерные измельчители. Их применяют преимущественно для среднего помола материалов средней и малой прочности; исключение составляют лишь бисерные измельчители (мельницы), в которых возможен и сверхтонкий помол.

Роликовые, шарикокольцевые и роликомаятниковые измельчители (соответственно, рис. 1.25, а, б, в) относятся к среднеходным измельчителям: частота вращения их рабочих органов – роликов 1, 3 и шаров 2 – равна 25...120 об/мин, а окружная скорость 3...10 м/с. Нагрузка создается пружинами или центробежными силами.

Достоинствами этих измельчителей являются пониженные по сравнению с барабанными мельницами энергозатраты, меньший (примерно на порядок) износ рабочих органов, а также компактность.

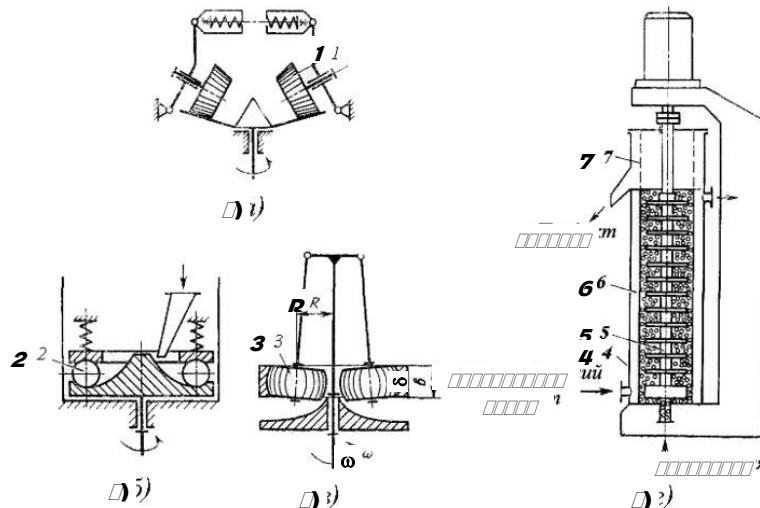


Рис. 1.25. Схемы среднеходных мельниц

В среднеходных измельчителях обычно осуществляют сухой помол с пневматической разгрузкой продукта.

Бисерные измельчители (рис. 1.25, з) широко применяются в лакокрасочной промышленности. В них реализуется, как правило, мокрый помол. Мельница состоит из помольной камеры 4, имеющей рубашку 6 для подачи охлаждающего агента, вертикально установленный ротор 5 с дисками 7 и сито 7. Частицы суспензии пигмента измельчаются кремнекварцевым бисером (размер зерен 1...2 мм), заполняющим 2/3 объема помольной камеры и

приводимым в движение вращающимся ротором 5 с дисками. Частицы суспензии необходимой тонины помола (0,5.. 5 мкм) отводятся через сито 7.

Диски ротора изготовляют из износостойкой стали 110Г13Л. Бисерная мельница имеет следующие характеристики: отношение высоты помольной камеры к диаметру равно 4:1, окружная скорость дисков – 9...11 м/с, энергозатраты составляют до 40...50 кВт·ч на 1 т продукта.

Роликовый (валковый) измельчитель. По принципу действия аналогичен бегунам с вращающейся чашей. Измельчитель (рис. 1.26) состоит из корпуса 1, сепаратора 3, размольных роликов 5 с пружинными блоками 2 и привода 7. Последний служит для вращения размольного стола 6, представляющего собой стальную коническую чашу, футерованную броневыми плитами. Размольные ролики блоком пружин прижаты к чаше так, что между бандажом ролика и плитами брони остается зазор, обеспечиваемый с помощью ограничителя хода рычага, на котором закреплены ролики. Над размольным столом установлен сепаратор воздушно-проходного типа.

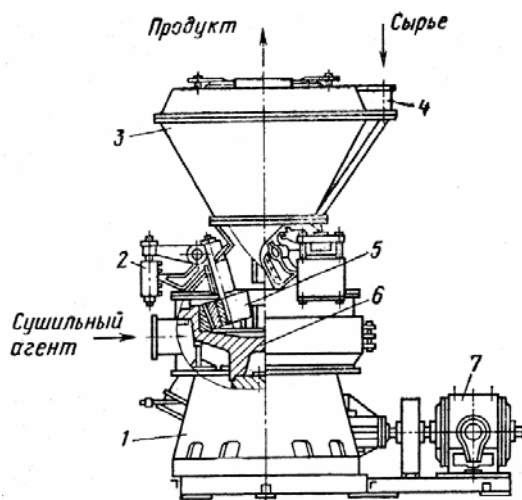


Рис. 1.26. Роликовый измельчитель

В измельчителе возможна подсушка измельчаемого материала. Загрузка материала осуществляется по течке 4 под ролики, а выгрузка продукта – через штуцер в сепараторе с потоком воздуха.

Бандажи роликов изготовляют из стали 25Л и наносят на их поверхность износостойкие наплавки из специального чугуна марки 300Х13Г3М.

1.3.4. Струйные мельницы

Струйные измельчители применяются для измельчения материалов средней прочности с получением частиц размером до 2...5 мкм.

Принцип действия струйных измельчителей основан на использовании энергии сжатого газа или пара. Энергоноситель при расширении в соплах приобретает большую скорость, достигающую иногда нескольких сотен метров в секунду. Частицы материала измельчаются вследствие соударения между собой при пересечении потоков струй, а также ударов и истирания о стенки камеры.

Одним из достоинств струйных мельниц является возможность практически полного исключения загрязнения измельчаемого материала продуктами износа.

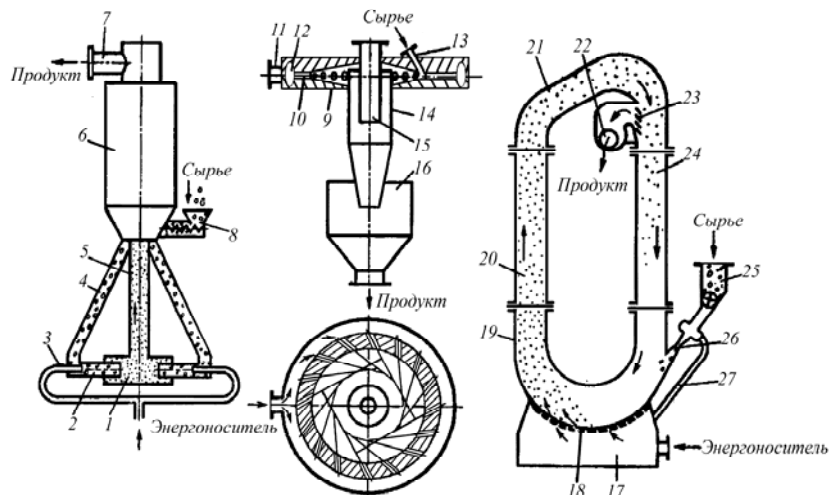
В зависимости от вида энергоносителя различают воздушно-, газо-, и пароструйные мельницы, в которых энергоносителем является сжатый воздух, инертный газ и перегретый пар, соответственно.

По конструкции помольной камеры различают мельницы с противоточной камерой (применяются для тонкого измельчения материалов), с плоской и трубчатой камерой (для сверхтонкого (коллоидного) измельчения).

Мельница с противоточной камерой (рис. 1.27, а) состоит из помольной камеры 1, футерованной износостойким материалом. В камере с противоположных сторон установлены разгонные трубки 2 с размещенными в них соплами 3 для подачи энергоносителя. В разгонные трубки по рукавам

4 подается измельчаемый материал. Потокom газа или пара материал направляется в камеру 1, в которой происходит измельчение за счет соударения частиц. Измельченный материал через трубу 5 попадает в сепаратор 6, где происходит отделение крупной фракции. Последняя возвращается на повторное измельчение, а мелкая фракция через штуцер 7 выводится из измельчителя. Питатель 8 служит для подачи исходного материала.

Измельчитель с плоской помольной камерой (рис. 1.27, б) состоит из камеры 9, коллектора 12 и циклона-сепаратора 14. Измельчаемый материал через штуцер 13 подается в камеру 9, в которую из кольцевого коллектора 12 через сопла 10 поступает сжатый газ или пар. При этом сопла располагаются так, чтобы струи пересекались внутри камеры. Вследствие этого частицы материала, увлекаемые струями



ми

Рис. 1.27. Струйные мельницы

газа, соударяются и разрушаются. При вращении пылегазовой смеси в камере более тяжелые частицы оттесняются к ее периферии, где вновь захватываются потоком энергоносителя, подаваемого через штуцер 11.

Поток газа с более мелкими частицами поступает в циклон-сепаратор 14, в котором большая часть твердой фазы отделяется от газа и попадает в сборник 16. Отработанный газ через трубу 15 направляется на окончательную очистку.

Струйная мельница с трубчатой камерой (рис. 1.27, в) состоит из двух труб 20 и 24, соединенных снизу подковообразной помольной камерой 19, а сверху – дугообразной сепарационной трубой 21. В помольную камеру снизу через два ряда сопел 18, расположенных наклонно одно к другому, из коллектора 17 подводится энергоноситель. Измельчаемый материал из воронки 25 вводится в рабочую зону эжектором 26, воздух к которому подводится через трубку 27. Частицы материала, увлекаемые пересекающимися струями энергоносителя, измельчаются в результате взаимных соударений, а также ударов о стенки и истирания. Энергоносителем частицы перемещаются вверх по трубе 20. В сепараторе за счет поворота пылегазового потока более крупные частицы отходят к периферии и с нисходящим потоком по трубе 24 возвращаются на повторное измельчение. Газ с мелкими частицами проходит через жалюзийную решетку 23 и через патрубков 22 направляется на дальнейшее разделение в фильтры. Жалюзийная решетка препятствует выходу крупных частиц из мельницы.

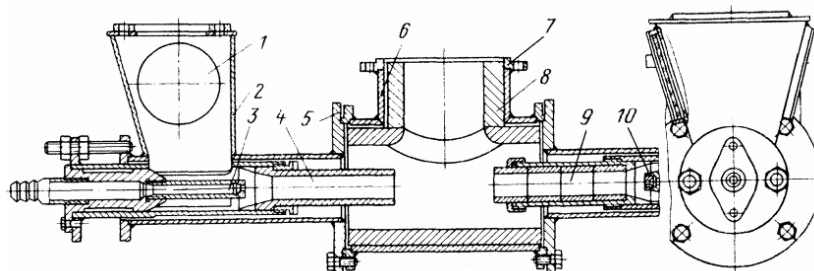


Рис. 1.28. Противоточная эжекторная струйная мельница

Противоточная эжекторная струйная мельница (рис. 1.28) состоит из размольной камеры 5, защищенной изнутри износостойкими элементами 8, двух расположенных друг против друга разгонных трубок 4 и 9. Материал из бункера 2 поступает в разгонные трубки 4 и 9, подхватывается сжатым воздухом, подаваемым по трубкам 3 и 10, и выносится в помольную камеру 5.

Измельчение материала происходит за счет соударений частиц во встречных вихревых потоках. Измельченный материал отработанным воздухом по трубе 6 выносится в сепаратор, присоединенный к фланцу 7. Люки 1 служат для ревизии состояния сопел и их регулирования.

Широкое применение струйных мельниц (при их несомненных эксплуатационных преимуществах) сдерживается относительно высоким расходом дорогостоящего энергоносителя.

Методика расчета струйных мельниц, разработанная В.И. Акуновым, основана на использовании экспериментальных данных, получаемых на модельных установках и зависящих от дисперсности и физико-механических свойств конкретного перерабатываемого материала и конечного продукта. При этом необходимо обеспечить одинаковые условия измельчения на модельных и промышленных установках.

Контрольные вопросы

1. Что называется стадией измельчения? Чем определяется число стадий измельчения?
2. Перечислите известные способы измельчения материалов. Какие способы реализуются при работе щековых дробилок?
3. Схемы измельчения твердых материалов. Какую схему целесообразно применять для получения равномерного по размеру частиц продукта?
4. В чем заключается физический смысл коэффициента разрыхления и его влияние на производительность щековой дробилки?
5. Почему в конструкции конусной дробилки отсутствует массивный маховик?
6. Назовите основные факторы, влияющие на выбор дробильно-размольного оборудования.
7. В чем заключается технологический расчет дробилок, разрушающих материал сжатием?
8. Область применения, преимущества и недостатки валковых дробилок.
9. Способы механического воздействия на материал в мельнице при реализации водопадного режима мелющих тел в барабане. Сущность стесненного удара.
10. Сущность мокрого помола, его достоинства и недостатки.
11. Проанализируйте особенности процесса особо тонкого измельчения материалов.

2. Машины для классификации сыпучих материалов

2.1. Характеристика процессов классификации

Используемые в химической и смежных отраслях промышленности сыпучие материалы имеют, как правило, полидисперсный состав. Необходимая для производственных целей крупность материала определяется требованиями технологического процесса, а для других случаев – назначением и условиями его потребления. Для выделения из общей массы сыпучего материала определенных фракций используют машины для классификации.

Под классификацией смеси частиц понимается процесс разделения смеси на две или более частей с существенным содержанием классификационного признака. Признаком классификации может быть крупность частиц, их плотность, форма, диэлектрические и магнитные свойства и пр. В механических процессах термин «классификация» относится к разделению частиц по их крупности.

Технологическая задача процесса классификации в основном сводится к разделению исходного полидисперсного продукта на два класса: мелкий с содержанием частиц мельче граничного размера и крупный с содержанием частиц с размером больше граничного.

Различают классификаторы непрерывного и периодического действия. Классификационные аппараты также делятся на поверхностные, объемные и комбинированные.

В поверхностных аппаратах разделение происходит при достижении частицей некоторой контрольной поверхности, например поверхности сита. В объемных аппаратах разделение частиц по крупности реализуется в некотором объеме, называемом зоной разделения, за счет организации в ней силовых воздействий на частицы. В комбинированных аппаратах разделение в объеме дополняется разделением на поверхности, ограничивающей зону разделения.

По способу транспортирования сыпучей среды вдоль разделяющей поверхности или в объеме зоны разделения различают механические, пневматические и гидравлические классификаторы.

В механических классификаторах, называемых грохотами, движение материала вдоль разделяющей поверхности происходит за счет перемещения частиц среды по наклонной поверхности или (и) периодических движений самой поверхности.

В пневмоклассификаторах несущей средой является газ, в сочетании с которым частицы могут образовывать сквозной газодисперсный поток (проходные классификаторы), находиться в состоянии, близком к концентрированному (классификаторы с псевдооживленным слоем) или переходить из концентрированного состояния в сквозной газодисперсный поток. В отдельных конструкциях классификаторов несущая среда в целом может оставаться неподвижной.

Гидравлические классификаторы построены на тех же принципах, что и пневмоклассификаторы, но в них в качестве несущей среды используется капельная жидкость.

Классификаторы подразделяются на аппараты для двухпродуктового (крупный и мелкий продукт) и многопродуктового разделения, когда число получаемых фракций больше двух.

2.2. Машины для механической классификации

2.2.1. Общие сведения о механической классификации

Механическая классификация (грохочение) заключается в разделении материала просеиванием через разделительную перегородку. При механической классификации материал по крупности разделяется с помощью машин (грохотов), снабженных разделительными просеивающими элементами – ситами или решетками.

Для пояснения сущности процесса грохочения рассмотрим схему классификации сыпучего материала при помощи неподвижного сита (рис. 2.1). Исходный материал поступает на верхнюю часть сита и под действием силы тяжести перемещается по его наклонной поверхности. Мелкие частицы просеиваются сквозь отверстия сетки и образуют подрешетный (нижний) класс 1.

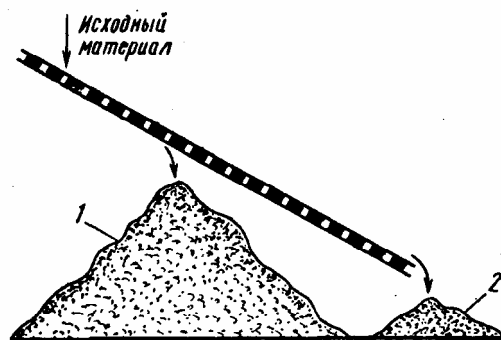


Рис. 2.1. Схема классификации материала

Крупные частицы, размер которых больше размера отверстий сита, скатываются по его поверхности и образуют надрешетный (верхний) класс 2. Верхний класс обозначается знаком «плюс», а нижний – «минус». Одно сито разделяет исходную смесь на два класса. При последовательном сортировании на ситах получается классов на один больше общего числа сит.

Анализ механизма процесса грохочения показывает, что разделение возможно лишь при относительном движении материала по просеивающему элементу. Причем материал при движении по ситам должен перемешиваться, чтобы крупные частицы не преграждали путь к отверстиям сита мелким частицам. Скорость движения материала по ситам определяется специфическими требованиями к процессу грохочения, которые могут находиться в противоречии одно с другим. Например, для обеспечения самоочистки сит желательны более высокие скорости. Однако при больших скоростях частицы будут перелетать над отверстиями сит, что уменьшит вероятность их просеивания и грохот превратится в транспортирующую машину.

Процесс грохочения оценивается производительностью и эффективностью. В реальных условиях при ограниченном времени классификации невозможно добиться полного разделения смеси и часть частиц нижнего

класса не пройдет сквозь сито и останется в верхнем классе. Эффективность грохочения характеризует полноту разделения исходного материала:

$$E = 100m_1/m_2, \%,$$

где m_1 – масса частиц нижнего класса, прошедшего через сито; m_2 – масса частиц нижнего класса, содержащихся в исходном материале.

Следует отметить, что эффективность грохочения не отражает качество продукта, которое оценивается засоренностью, т.е. процентным содержанием в нем частиц, размер которых выходит за граничные размеры продукта. Каждую из частей рассортированного исходного материала, в реальном процессе засоренную частицами других классов, называют фракцией.

Эффективность грохочения зависит от многих параметров: скорости движения материала по ситам, длины сита, производительности по питанию исходным материалом и от гранулометрического состава смеси. Для конкретных материалов имеются рекомендации по оптимальным соотношениям вышеперечисленных параметров.

Из вышеизложенного следует, что на процесс грохочения влияет значительное число случайных факторов и даже условие прохождения отдельной частицы через отверстие сита носит вероятностный характер.

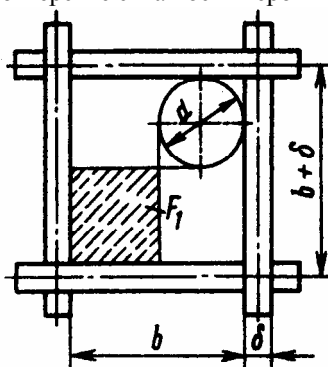


Рис 2.2. Схема прохождения частицы через отверстие сита

Допустим, что в идеальном процессе сферическая частица вертикально падает на сито с квадратными отверстиями (рис. 2.2). Вероятность P прохождения частицы диаметром d через ячейку размером b определяется отношением площади $F_1 = (b - d)^2$, обеспечивающей беспрепятственное прохождение частицы, к общей площади сита (в пределах одной ячейки) $F_2 = (b + \delta)^2$ (δ – толщина проволок сита):

$$P = \frac{F_1}{F_2} = \frac{(b - d)^2}{(b + \delta)^2} = \frac{b^2}{(b + \delta)^2} \left(1 - \frac{d}{b}\right)^2.$$

Таким образом, вероятность прохождения частицы прямо пропорциональна отношению «световой» площади сита b^2 ко всей его площади $(b + \delta)^2$, зависит от соотношения размеров частицы и отверстия d/b и не зависит от их абсолютных размеров. Для прямоугольных отверстий вероятность прохождения частицы больше, так как препятствием является только одно направление (ширина отверстия). С другой стороны, вероятность прохождения частицы определяется отношением числа случаев m ее прохождения через отверстие к общему числу контактов (попыток) n с ситом $P = m/n$.

Величина N , обратная вероятности P , ($N = n/m$), показывает, сколько необходимо совершить контактов (сколько отверстий надо встретить частице), чтобы пройти через ячейку при данных условиях.

Известно, что материал, размер частиц которого $d \geq 0,75b$, является трудноразделимым. В связи с этим приходится увеличивать длину просеивающих элементов, чтобы обеспечить прохождение частиц сквозь сита. Поскольку вероятность просеивания не зависит от абсолютных размеров частицы и ячейки, можно принять, что через каждое отверстие в единицу

времени проходит определенное число частиц при разделении как крупного материала на ситах с большими отверстиями, так и мелкого на ситах с мелкими отверстиями. Однако с увеличением размера материала число частиц в единице объема будет уменьшаться пропорционально их диаметру в третьей степени, а число отверстий на единице площади сита – пропорционально размеру ячеек во второй степени. Следовательно, для данного объема материала как бы предлагается к использованию относительно большое число отверстий и, таким образом, производительность грохота возрастает пропорционально размеру отверстий.

Процесс грохочения целесообразно применять для классификации материала с размерами частиц более 5...10 мм. При этом работа грохота характеризуется высокой производительностью при относительно малых энергозатратах. Классификацию более мелкого материала выгоднее производить в воздушных классификаторах. Материал с размерами частиц, исчисляемыми в микрометрах, разделяют только воздушной классификацией.

2.2.2. Движение материала по наклонной поверхности сита

При размере отверстия b , диаметре частицы d , скорости движения v и угле наклона сита α (рис. 2.3) перемещение куска материала за время τ

$$x = v\tau \cos \alpha; \quad y = v\tau \sin \alpha + gt^2/2,$$

откуда $\tau = x/(v \cos \alpha)$ и

$$y = vx \sin \alpha / (v \cos \alpha) + 0,5gx^2 / (v^2 \cos^2 \alpha). \quad (2.1)$$

В предельном случае, когда кусок материала сталкивается с ребром отверстия,

$$x_0 = (b - 0,5d) \cos \alpha - 0,5d \sin \alpha; \quad (2.2)$$

$$y_0 = (b - 0,5d) \sin \alpha + 0,5d \cos \alpha. \quad (2.3)$$

Подставляя (2.2) и (2.3) в (2.1), получают

$$v_0 = [(b - 0,5d) \cos \alpha - 0,5d \sin \alpha] \sqrt{g / [d(\cos \alpha + \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha)]} / \cos \alpha. \quad (2.4)$$

Так, при $\alpha = 20^\circ$; $b = 6d$; $d = 0,05$ м скорость, при которой кусок сталкивается с кромкой отверстия, $v_0 = 4,2$ м/с.

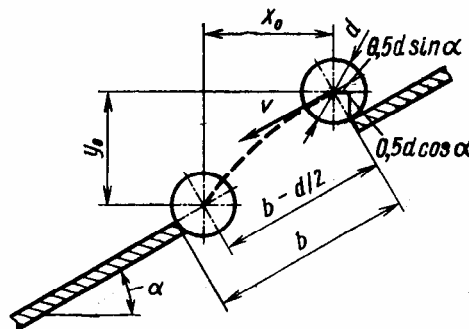


Рис. 2.3. Схема движения частицы по наклонному ситам

При горизонтальной поверхности сита ($\alpha = 0$) уравнение (2.4) упрощается: $v_0 = (b - 0,5d) \sqrt{g/d}$. При $d = 0,8b$ предельная скорость $v_0 = 2,36 \sqrt{d}$.

Расчет свидетельствует о весьма малой предельной скорости движения материала при относительно близких размерах просеиваемых кусков и отверстий. Предельную скорость можно увеличить до 4...10 м/с, если размер отверстий превышает диаметр кусков в 6–8 раз.

Изготовление и эксплуатация грохотов с высокой скоростью движения материала целесообразны при промежуточной классификации мате-

риалов в процессе многоступенчатого дробления. Эффективность классификации на подобных грохотах невысокая. Чем больше отклонение формы кусков от сферической, тем ниже эффективность грохочения. Однако в процессах измельчения, для которых не предъявляют жестких требований к эффективности грохочения, оправдано применение грохотов с производительностью, превышающей на один порядок производительность обычных инерционных грохотов.

2.2.3. Схемы выделения классов при грохочении

Последовательность выделения более двух классов из смеси сыпучего материала при грохочении определяется расположением сит. Различают три схемы выделения классов: от мелкого класса к крупному; от крупного класса к мелкому; смешанная или комбинированная.

При реализации схемы грохочения от мелкого класса к крупному (рис. 2.4, а) сита располагают последовательно в одной плоскости. Исходный материал сначала поступает на самое мелкое сито, затем на более крупное (размер отверстий $b_1 < b_2 < b_3$). Основным достоинством этой схемы грохочения является доступность сит для осмотра и ремонта, а ее недостатками – низкая эффективность грохочения, быстрое изнашивание мелкого сита, недостаточное использование рабочего объема грохота и малая производительность.

При грохочении от крупного класса к мелкому (рис. 2.4, б) сита располагаются друг под другом. Преимуществами этой схемы грохочения являются: высокая эффективность грохочения, большая долговечность сит, достаточное использование рабочего объема грохота. К ее недостаткам относится затрудненный доступ для осмотра, ремонта и замены сит. Последний недостаток весьма существенен в условиях непрерывных технологических процессов химической промышленности. Незамеченный разрыв сетки ведет к попаданию крупных частиц в мелкие и порче продукта в технологической цепи, следующей за классификацией.

При комбинированной схеме грохочения (рис. 2.4, в) исходный материал подается на среднее сито. Эта схема обеспечивает достаточную эффективность грохочения, относительно большую долговечность сит при хороших условиях для осмотра и замены сит. При этом обеспечивается высокая производительность грохота, так как на мелкое сито, имеющее большую площадь и расположенное под крупными ситами, подается только часть исходного материала.

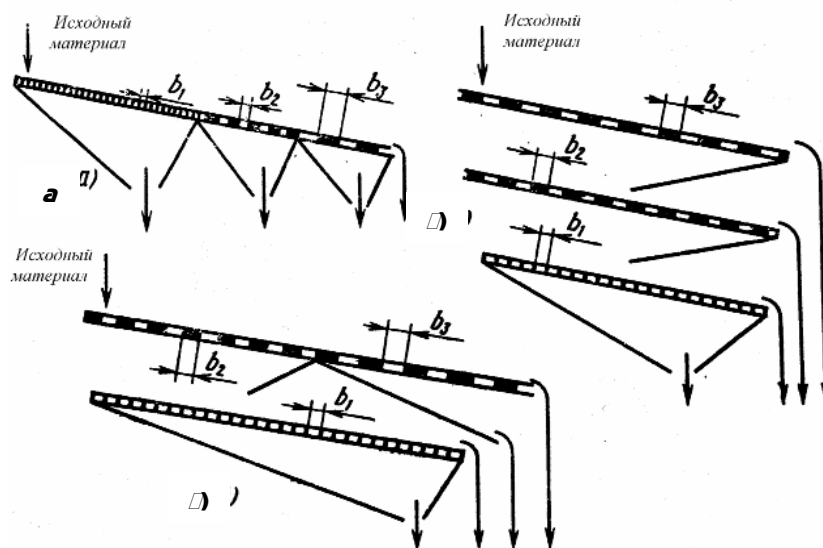


Рис. 2.4. Схемы грохочения:

а – от мелкого класса к крупному; б – от крупного класса к мелкому; в – комбинированная

2.2.4. Классификация грохотов

Большинство материалов в химической промышленности сортируется механическим способом на машинах, называемых грохотами. В настоящее

время применяют, в основном, грохоты трех типов: барабанные, плоские качающиеся и инерционные (вибрационные). Грохоты также подразделяют на неподвижные и подвижные.

В неподвижных грохотах материал перемещается по просеивающей поверхности под действием составляющей силы тяжести. Для обеспечения направленного движения материала грохот устанавливают под углом к горизонтالي, несколько превышающим угол трения материала о сито.

Интенсивность процесса разделения на неподвижных грохотах невысокая, и их применяют, в основном, для предварительного (перед дроблением) сортирования крупнокусковых материалов.

Рабочими элементами грохотов являются просеивающие поверхности, которые могут быть плоскими и иметь форму тел вращения (барабанные). Просеивающие поверхности грохотов выполняются в виде проволочных (рис. 2.5, а, б) или стержневых (рис. 2.5, в) сит, штампованных из листов решет (рис. 2.5, г, д, е) и колосников (рис. 2.5, ж). Форма отверстий просеивающих поверхностей может быть прямоугольной (рис. 2.5, б, в, е), квадратной (рис. 2.5, а, д), круглой (рис. 2.5, г) и др. Просеивающие элементы должны обеспечивать постоянство размеров отверстий, иметь наибольшее отношение площади отверстий ко всей площади сита и быть коррозионно- и износостойкими.

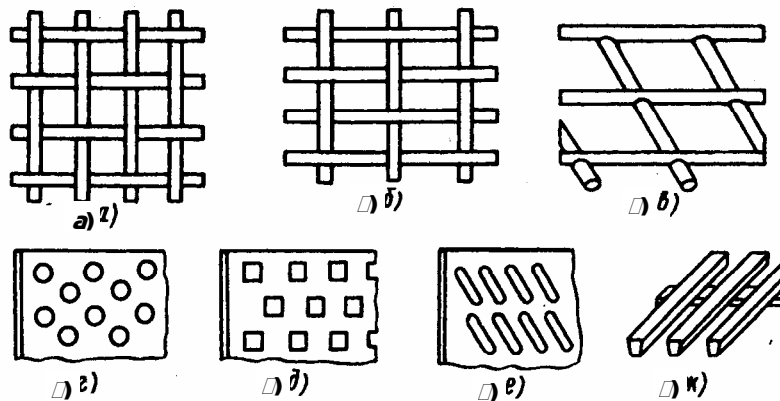


Рис. 2.5. Схемы сит, решет и колосников:
а – в – сита; г, е – решета; ж – колосники

В промышленности применяют решета с отверстиями определенных размеров: сторона квадратных отверстий равна 5...150 мм, а диаметр круглых 7...95 мм. Толщина листа решета при размере отверстий меньше 100 мм равна 4...6 мм, при размере отверстий 30...60 мм – 8...10 мм. В грохотах используют чаще всего листовые решета с отверстиями 10...80 мм. При больших размерах отверстий обычно устанавливают колосниковые решетки, при меньших – проволочные сетки.

Проволочные сита с прямоугольными отверстиями имеют большую относительную площадь отверстий (до 70...80%), чем с квадратными (около 60%). Кроме того, они характеризуются высокой производительностью и меньше залипаются при сортировке влажных материалов. Однако точность сортировки на проволочных ситах меньше.

В *качающихся грохотах* (рис. 2.6, а) короб с ситами подвешен на тягах и совершает колебательные движения с частотой 2...7 с⁻¹, которые сообщает ему кривошипно-шатунный механизм. Эти грохоты применяются для разделения непрочных сильно пылящих материалов.

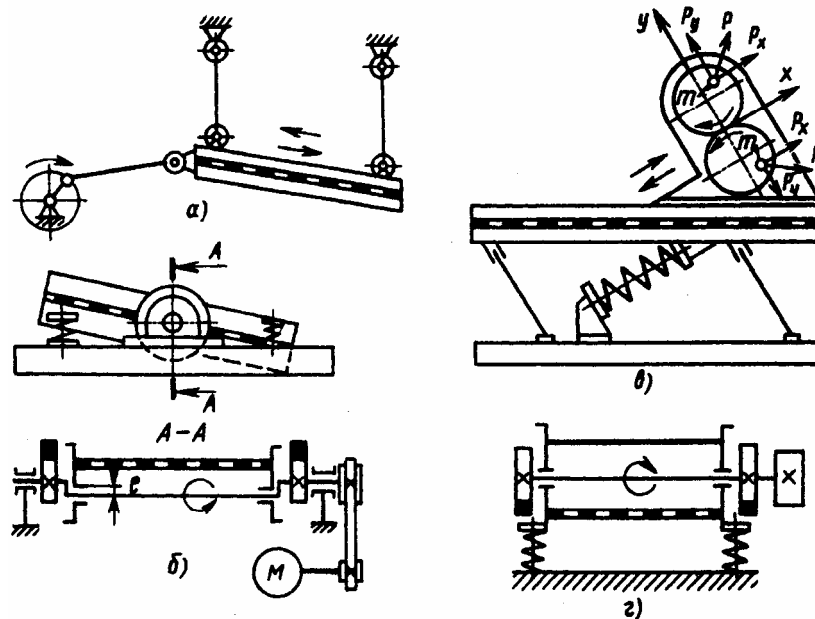


Рис. 2.6. Схемы грохотов:

а – качающегося; *б* – гирационного; *в* – с направленными колебаниями; *г* – вибрационного инерционного

Благодаря своим высоким эксплуатационным качествам наибольшее распространение в различных отраслях промышленности получили вибрационные грохоты, которые разделяют на инерционные и эксцентровые (гирационные).

В *эксцентровых грохотах* (рис. 2.6, *б*) короб с ситами совершает круговые колебания в вертикальной плоскости. При этом сита остаются практически параллельными самим себе в течение всего оборота вала. Для разгрузки коренных подшипников от центробежной силы инерции на валу устанавливают дебалансы. Эти грохоты применяют для сортировки крупнокусковых материалов. В последнее время их заменяют более простыми инерционными грохотами. Широко распространены инерционные наклонные грохоты с круговыми колебаниями и горизонтальные грохоты с направленными колебаниями.

В грохотах с *круговыми колебаниями* (рис. 2.6, *г*) короб с ситами устанавливают на фундамент или подвешивают при помощи пружинных амортизаторов. Центробежные силы инерции, возникающие при вращении дебалансов, вызывают близкие к круговым колебания короба. Амплитуда колебаний зависит от центробежной силы вибратора, жесткости амортизаторов и нагрузки на грохот.

Более сложной конструкцией отличаются *инерционные горизонтальные грохоты* с направленными колебаниями (рис. 2.6, *в*). Их основным недостатком является сложность синхронизации. Однако благодаря своей небольшой высоте, они применяются в передвижных дробильно-сортировочных установках, а также в производственных помещениях с ограниченной высотой.

На рис. 2.7 показана конструкция инерционного виброгрохота с круговыми колебаниями. Короб 1 грохота, в котором установлены два яруса сит 8, приводится в колебательное движение при помощи вала 9, на концах которого установлены дебалансы 10 с регулируемым грузами 11. Короб через амортизаторы 4 подвешен на тросах 3 к несущим конструкциям. Материал по загрузочному лотку 7 поступает на сита, закрытые пылезащитным кожухом 2. Вибрационный механизм приводится клиноременной передачей 5 от отдельно установленного двигателя 6. Для уменьшения износа клиновых ремней и предотвращения передачи вибрации на вал двигателя

шків на валу вібратора встановлен с ексцентриситетом, приблизительно равным амплитуде колебания грохота.

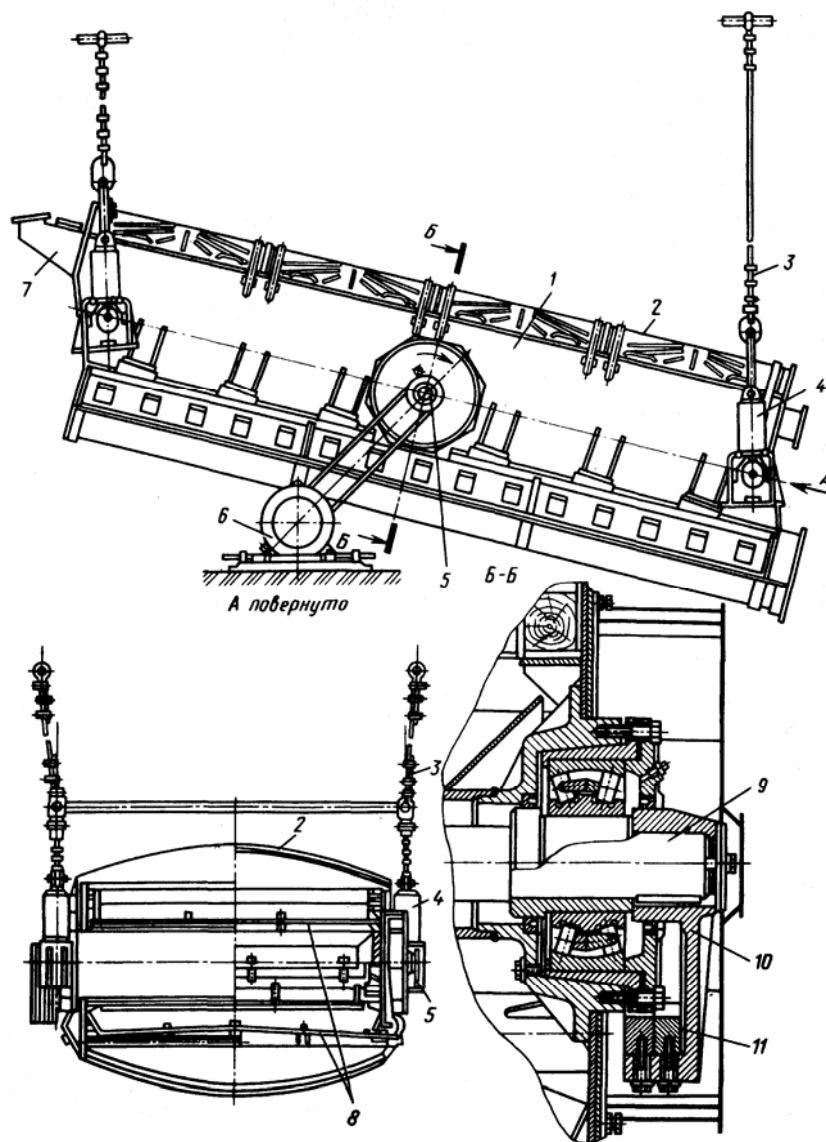


Рис. 2.7. Инерционный виброгрохот

2.2.5. Определение технологических параметров грохотов с плоскими ситами

Эффективность грохочения зависит от гранулометрического состава материала, режима питания грохота, скорости движения частиц по сити и от соотношения размеров отверстия сита и частицы, по которому проходит граница разделения.

Режим питания должен обеспечивать такую толщину слоя материала на сите, чтобы частицы, подлежащие просеиванию, успели пройти через толщу материала и отверстия сит. Следовательно, максимальной эффективности грохочения соответствует оптимальная производительность. Угол наклона сит к горизонту, обеспечивающий протекание процесса с принятой эффективностью E , при разделении материала, содержащего c (%) частиц нижнего класса, может быть определен по формуле

$$\alpha = \sqrt{(80,3 + 0,287c - E)28,4}, \text{ град.}$$

Эффективность грохочения при допустимой 5 %-ной взаимной засоренности фракций для средних условий работы можно принимать в интервале 80...85 %.

Производительность грохота определяют по эмпирической формуле

$$Q = AqFk_1k_2k_3, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где A – коэффициент, учитывающий вид материала, тип грохота и неравномерность питания; q – удельная производительность 1 м² сита с данными размерами ячеек, м³/(м²·ч); F – площадь сита, м²; k_1, k_2, k_3 – коэффициенты, учитывающие угол наклона грохота, содержание частиц нижнего класса в исходном материале, содержание в нижнем классе частиц размером менее половины размера ячейки сита, соответственно.

Удельная производительность q определяется на стандартном составе материала при содержании частиц нижнего класса 60 % и содержании в нижнем классе частиц с размерами меньше половины отверстия сита – 50 %. Значения q и коэффициентов k_1, k_2 и k_3 принимаются по таблицам и графикам, приводимым в нормативных документах.

2.2.6. Основы расчета вибрационных грохотов с плоскими ситами

Эффективность грохочения и производительность грохота определяются интенсивностью и характером движения частиц материала, которые, в свою очередь, зависят от амплитуды, частоты и формы колебаний короба грохота. Особо важную практическую роль играет способность грохота к самоочистке отверстий сит. Если отверстия забиваются, то производительность и эффективность грохочения уменьшаются. Способность грохота к самоочистке определяется инерционными силами, приложенными к застрявшим в отверстиях частицам. Если инерционные силы превысят силы тяжести и трения между частицами и ситом, то частицы будут выброшены из отверстий. Частицы, размер которых близок к размеру отверстий сит, выбросить из них труднее. Это обстоятельство может быть пояснено несколько упрощенной схемой сил, действующих на застрявшую частицу (рис. 2.8, а). Частица выкатится из отверстия, если скатывающий момент будет больше удерживающего:

$$P_n l > Gb/2 \text{ или } mal > mgb/2,$$

где P_n и G – силы инерции и тяжести частицы, соответственно; l (l_1 или l_2) – плечо действия силы инерции; b – размер ячейки сита.

Ускорение, необходимое для выброса частицы, равно

$$a > gb/(2l),$$

т.е. с увеличением плеча l (крупности частицы) для самоочистки сит требуется меньшее ускорение.

В реальных условиях движения по ситам на частицу действуют вышележащие слои материала, а также сказывается влияние неправильной формы частиц (рис. 2.8, б). В этом случае для самоочистки требуется большее ускорение, чем в идеальных условиях.

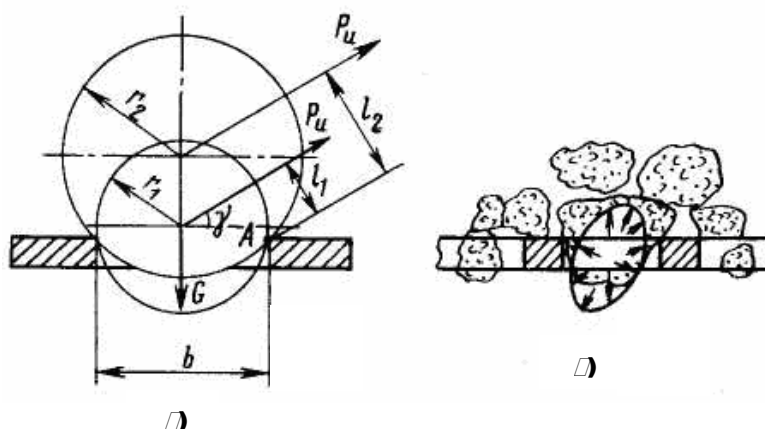


Рис. 2.8. Схема условий самоочистки сит:

a – схема действующих сил; *b* – реальные условия движения частиц

Режим работы грохота и нагруженность его конструкции оцениваются динамическим коэффициентом, равным отношению составляющей силы инерции и составляющей силы тяжести частицы в плоскости, перпендикулярной поверхности сита:

$$K_d = P_i / G = x_a \omega^2 \sin \beta / (g \cos \alpha),$$

где x_a – амплитуда колебаний грохота; β – угол между плоскостью сит и направлением действия инерционной силы ($\beta = \omega t$); ω – угловая частота колебаний, рад/с; α – угол наклона сит к горизонтали.

Для наклонных грохотов с круговыми колебаниями инерционная сила имеет максимальное значение при $\beta = \omega t = 90^\circ$; для горизонтальных грохотов с направленными колебаниями – при $\beta = 35 \dots 45^\circ$.

Амплитуда колебаний равна

$$x_a = K_d g \cos \alpha / (\omega^2 \sin \beta).$$

Динамический коэффициент определяют по формуле

$$K_d = 4 / \sqrt[3]{d_{гр} + (k_2^2 + k_1) / (k_2 k_1)},$$

где $d_{гр}$ – граница разделения материала, мм; k_1 и k_2 – коэффициенты, учитывающие гранулометрический состав материала.

Для обеспечения приемлемой долговечности грохота динамический коэффициент должен быть не более 8. Динамические характеристики грохотов, изготавливаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. 2.1.

2.1. Динамические характеристики грохотов

Тип грохота	x_a , мм	ω , рад/с	K_d
Виброгрохот с круговыми колебаниями	2,5...5	80...130	2,3...6,2
Грохот с направленными колебаниями: вибрационный	5...8	73...80	3,5...4,1
с кривошипно-шатунным приводом	10...12	52...63	2,2...2,7

Мощность, необходимую для поддержания колебаний системы, рассчитывают по формуле

$$N_{cp} = S \omega^3 x_a \sin 2\varphi / 4, \text{ Вт},$$

где $S = m_d R$ – статический момент массы дебалансов, кг·м; ω – угловая скорость дебалансов, c^{-1} ; x_a – амплитуда колебаний, м; φ – угол сдвига фаз между вынужденными колебаниями и вынуждающей силой.

По экспериментальным данным $\varphi = 145 \dots 155^\circ$.

Мощность, необходимая для преодоления трения в подшипниках вибровала, равна

$$N_{п} = S \omega^3 \mu d_v / 2,$$

где μ – приведенный к валу коэффициент трения подшипника качения ($\mu = 0,005 \dots 0,007$); d_v – диаметр вала под подшипником, м.

Мощность двигателя грохотов с направленными колебаниями с учетом КПД привода равна,

$$N_d = (N_{cp} + N_n) / \eta ;$$

наклонных грохотов с круговыми колебаниями

$$N_d = (2N_{cp} + N_n) / \eta ,$$

где η – КПД привода.

Выбранный двигатель должен обеспечивать надежный пуск грохота в работу за нормируемое время пуска $t = 3 \dots 5$ с:

$$t = (J_d + (J_b + J_k) / U^2) \omega_d^2 / (kN_d) ,$$

где J_d, J_b, J_k – моменты инерции ротора электродвигателя, вращающихся частей вибратора и колеблющегося короба грохота, соответственно, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; U – передаточное число привода; ω_d – угловая скорость вала двигателя, рад/с ; k – коэффициент кратности пускового момента электродвигателя; N_d – мощность двигателя, Вт.

Для виброизоляции несущих конструкций и рабочих мест операторов жесткость опорных устройств виброгрохотов назначают достаточно низкой, чтобы соотношение частот собственных ω_0 и вынужденных ω колебаний системы было в пределах

$$\delta = \omega_0 / \omega = 1 / 4 \dots 1 / 5 .$$

С учетом этого условия суммарная жесткость опорных упругих элементов будет равна

$$c = \omega^2 m_c / \delta^2 ,$$

где m_c – масса колеблющейся системы.

Жесткость единичного элемента определяют по заданному числу опор – амортизаторов. Жесткость цилиндрической пружины в продольном направлении

$$c_y = E' d^4 / (8D^3 i) , \text{ Н/м} ,$$

где E' – модуль упругости материала пружины при сдвиге, Па; d и D – диаметр проволоки и средний диаметр пружины, м; i – число рабочих витков пружины.

Жесткость пружины в поперечном направлении равна

$$c_x = c_y / [1,44\alpha(0,2(h/D)^2 + 0,256)] ,$$

где α – коэффициент Рауша, значения которого при $c_x / c_y = 1$ можно принимать в интервале $\alpha = 1,2 \dots 1,3$; h – рабочая высота пружины, м.

По этим зависимостям определяют конструктивные элементы пружин и рассчитывают их на соударение витков по условию

$$H_0 - H_{сж} \geq A_p + \lambda ,$$

где H_0 – высота пружины в свободном состоянии; $H_{сж}$ – высота пружины в сжатом состоянии до смыкания витков; A_p – резонансная амплитуда колебаний (принимают в 8...10 раз больше рабочей амплитуды); λ – осадка пружины от статической нагрузки.

Борьба с резонансом предполагает использование различных устройств: резиновых лент, охватывающих пружинную подвеску, демпферов сухого трения, вибраторов с выдвигаемыми дебалансами, а также устройств торможения привода. Сила, передаваемая во время работы грохота на опорную конструкцию, равна

$$F = x_a c ,$$

где x_a – амплитуда колебаний, м; c – жесткость пружины, Н/м.

При ее определении для периода резонанса (при пуске и остановке) в формулу следует подставлять значения резонансных амплитуд.

2.3. Оборудование для воздушной классификации материалов

2.3.1. Процесс и основы теории воздушной классификации

Сущность пневматической (воздушной) классификации заключается в разделении сыпучего материала за счет различных скоростей движения крупных и мелких частиц в воздушном потоке.

Классификацию материалов с размером частиц менее одного миллиметра нецелесообразно проводить в грохотах, так как их удельная производительность при этом весьма низкая. Такие мелкозернистые сухие материалы рациональнее разделять в воздушных классификаторах, в которых при определенных условиях более крупные частицы выпадают из потока воздуха под действием сил тяжести или центробежных сил, а мелкие выносятся потоком воздуха в осадительные устройства. Регулированием скорости и траектории движения воздушного потока можно варьировать крупность разделяемых частиц.

В реальных условиях точное разделение частиц по заданной границе обеспечить невозможно, так как скорость движения непрерывно колеблется из-за изменения концентрации частиц, их формы, размеров, местных завихрений газового потока и т.д. Вследствие этого мелкая фракция оказывается загрязненной крупными частицами и наоборот.

Эффективность воздушной классификации определяется по зависимости

$$E = (m / m_0) 100 \%,$$

где m и m_0 – масса мелкого продукта соответственно после сепаратора и в исходном материале.

Засоренность продукта

$$k = [(m_1 - m_2) / m_1] 100 \%,$$

где m_1 и m_2 – масса продукта, соответственно, после сепаратора и после отсева мелкой фракции.

В производственных условиях эффективность разделения составляет 67...80 %, а засоренность – 60...70 %.

Смесь сыпучих материалов в воздушных классификаторах делится на классы вследствие различного действия массовых сил и сил аэродинамического сопротивления на частицы разных размеров и, следовательно, большей скорости движения, приобретаемой крупными частицами. При этом конструкции аппаратов должны обеспечивать регулирование действующих на частицы сил и движение частиц различной крупности в разных направлениях. Частицы граничного размера находятся в динамическом равновесии и в зависимости от колебаний режима движения воздушного потока попадают в крупный или мелкий класс.

В процессе воздушной классификации в сепараторах различают три схемы разделения частиц материала (рис. 2.9): вертикально-проточную, прямоточно-центробежную, центробежную поперечно-проточную. Найдем зависимости, связывающие скорость движения газов с размерами частиц, перемещаемых в требуемых направлениях.

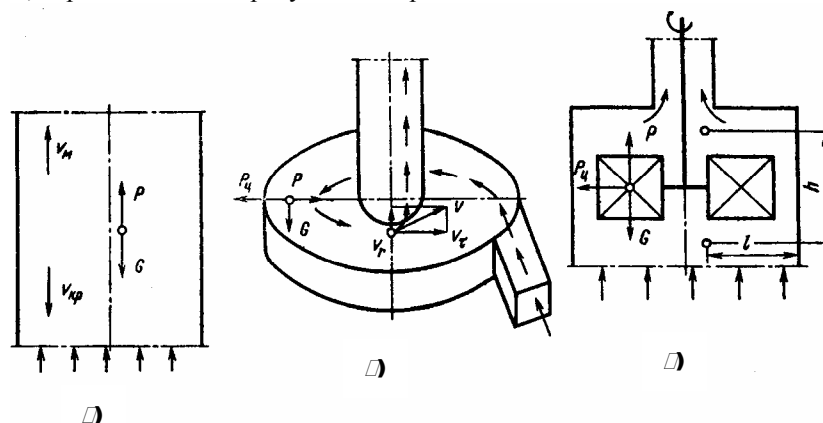


Рис. 2.9. Схемы разделения частиц:
 а – вертикально-проточная; б – противоточно-центробежная; в – центробежная поперечно-проточная

На частицу, движущуюся в газовом потоке в вертикальном канале (рис. 2.9, а), действуют сила тяжести G и сила давления газа P . При равенстве этих сил частица зависает (витает) в газовом потоке. Размер такой частицы будет «границей» разделения смеси. Более мелкие частицы выносятся газовым потоком, а более крупные – выпадают из потока. Сила давления потока газа на частицу

$$P = ck_{\phi}\rho_{\text{в}}\pi d^2 v_0^2 / 8,$$

где c – коэффициент аэродинамического сопротивления шаровидной частицы; k_{ϕ} – коэффициент формы частицы (для шаровидной формы $k_{\phi} = 1$; для пирамидальной – $k_{\phi} = 1,5$; для продолговатой – $k_{\phi} = 1,76$); $\rho_{\text{в}}$ – плотность газа, кг/м³; d – приведенный диаметр частицы, м; v_0 – скорость обтекания частицы газом, м/с.

Условие витания частицы

$$P = G = mg$$

или

$$ck_{\phi}\rho_{\text{в}}\pi d^2 v_0^2 / 8 = \rho_{\text{м}}\pi d^3 g / 6,$$

где m – масса частицы, кг; $\rho_{\text{м}}$ – плотность материала частицы, кг/м³.

При этом условии частица зависает и скорость обтекания v_0 ее воздухом равна скорости движения воздуха $v_{\text{в}}$. Диаметр частицы, по которому проходит граница разделения смеси, равен

$$d = 3ck_{\phi}\rho_{\text{в}}v_{\text{в}}^2 / (4\rho_{\text{м}}g).$$

Скорость, при которой происходит витание частицы,

$$v_{\text{вит}} = \sqrt{4\rho_{\text{м}}dg / (3ck_{\phi}\rho_{\text{в}})}.$$

При движении частицы в газовом потоке ($P > G$) скорость ее движения $v_{\text{ч}}$ равна разности скоростей движения воздуха и витания частицы:

$$v_{\text{ч}} = v_{\text{в}} - v_{\text{вит}}.$$

В сепараторах используется и криволинейная траектория движения газов, когда поток вводится по касательной к стенкам цилиндрического аппарата и выводится по центральной трубе (рис. 2.9, б). В этом случае траектория потока газа с частицами материала близка к архимедовой спирали, для которой касательная составляющая скорости $v_{\tau} = \text{const}$ и произведение радиальной составляющей v_R скорости на радиус R расположения рассматриваемой точки $v_R R = \text{const}$. При этом на частицу действуют сила P давления газа, направленная по радиусу к центру, центробежная сила инерции $P_{\text{ц}}$, направленная по радиусу к периферии, и сила тяжести. Мелкие частицы, для которых $P > P_{\text{ц}}$, выносятся потоком к центру, образуя тонкий продукт, а крупные, для которых $P < P_{\text{ц}}$, движутся к периферии камеры. Условия равновесия частиц граничного размера $P_{\text{ц}} = P$ или

$$\rho_{\text{м}}\pi d^3 v_{\tau}^2 / (6R) = ck_{\phi}\rho_{\text{в}}v_R^2 \pi d^2 / 8,$$

откуда диаметр частицы, по которому проходит граница разделения, равен

$$d = 3ck_{\phi}\rho_{\text{в}}v_R^2 R / (4\rho_{\text{м}}v_{\tau}^2).$$

В центробежной поперечно-поточной схеме разделения (рис. 2.9, в) на частицу действуют центробежная сила $P_{\text{ц}}$, сила давления газа P , направленная вверх, и сила тяжести G . Крупные частицы, на которые преобладающее влияние оказывают центробежные силы, движутся в горизонтальном направлении к периферии и при касании стенки, потеряв скорость,

оседают. Мелкие частицы воздушным потоком выносятся вверх. Частицы граничного размера в течение некоторого времени перемещаются по вертикали на расстояние h и по горизонтали – на расстояние l .

Границу разделения определяют из условия равенства времени движения частицы по вертикали τ_v и горизонтали τ_h : $\tau_v = \tau_h$ или $h/v_1 = l/v_2$ (v_1 и v_2 – скорость движения частицы соответственно по вертикали и горизонтали).

Скорость движения частицы по вертикали $v_1 = v_v - v_{\text{виг}}$. Скорость движения частицы в горизонтальном направлении определяется из равенства действий центробежной силы и силы давления газа на частицу в радиальном направлении:

$$v_2 = \sqrt{4\rho_m a_{\text{ц}} d / (3ck_{\text{ф}}\rho_v)},$$

где $a_{\text{ц}}$ – центростремительное ускорение, м/с^2 ; d – граничный диаметр частиц, м :

$$d = 3k_{\text{ф}}\rho_v l^2 v_v^2 / \left[4\rho_m \left(l\sqrt{g/c} + h\sqrt{a_{\text{ц}}/c} \right)^2 \right].$$

В реальных аппаратах обычно используется сочетание различных схем движения газа, за счет чего обеспечивается более полное использование энергии газовых потоков и разделение материала на несколько фракций.

2.3.2. Конструкции воздушных сепараторов

В химической промышленности преимущественное применение имеют проходные и циркуляционные сепараторы. Проходной сепаратор (рис. 2.10) представляет собой статический аппарат, в котором материал разделяется только за счет энергии сжатого воздуха. Исходный материал вместе со сжатым воздухом поступает по патрубку 1 в корпус 2 сепаратора. Из-за расширения канала, по которому движется смесь, скорость потока уменьшается и крупные частицы выпадают из смеси под действием сил тяжести. Воздушный поток с мелкими частицами проходит по направляющим лопастям 4 во внутренний корпус 3. В корпусе поток закручивается и из него под действием центробежных сил выпадают мелкие частицы. Крупные частицы выводятся из сепаратора по патрубку 7, мелкие – по трубе 6, а отработанный воздух направляется по трубе 5 в пылеочистительные аппараты. Граница разделения регулируется дросселированием потока воздуха и изменением угла установки направляющих лопастей 4.

Недостатком проходных сепараторов является высокий расход сжатого воздуха и их целесообразно применять в установках, в которых сжатый воздух используется для транспортирования материала.

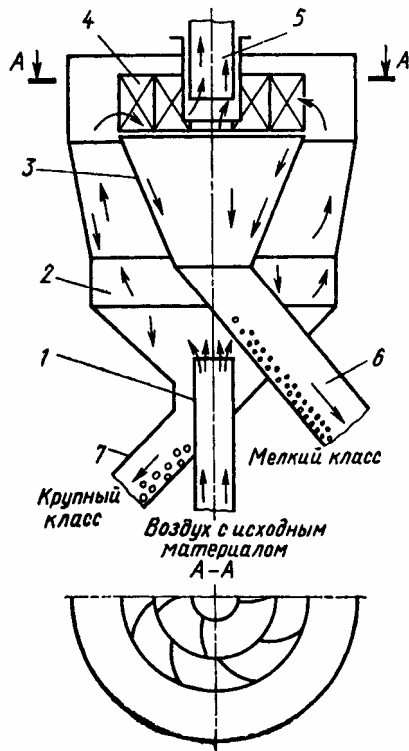


Рис. 2.10. Схема проходного сепаратора

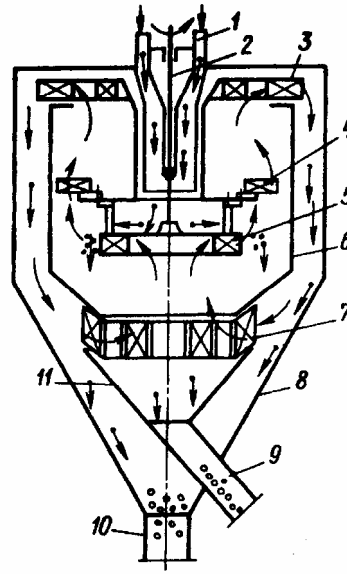


Рис. 2.11. Схема циркуляционного сепаратора

Более компактными и экономичными являются циркуляционные сепараторы с собственными генераторами воздушного потока. На рис. 2.11 показана схема такого сепаратора с разбрасывающим диском и вентилятором. Исходный материал поступает по патрубку 1 на диск 5, установленный на вращающемся валу 2. Под действием центробежных сил материал движется к периферии диска и стекает с него.

Крупные частицы под действием сил тяжести падают вниз в воронку 11, образуя крупную фракцию, которая выводится из сепаратора по патрубку 9. Вентилятор 3 и крыльчатка 4, вращаемые вместе с диском 5, засасывают воздух из нижней зоны внутреннего корпуса 6, который проходит сквозь материал, сбрасываемый с диска, захватывает средние и мелкие частицы и выносит их в зону вращающейся крыльчатки 4. Здесь под действием центробежных сил средние частицы отбрасываются к стенкам корпуса 6 и стекают вниз, где расположены крупные частицы.

Мелкие частицы вместе с воздухом вентилятором 3 направляются в пространство между стенками наружного 8 и внутреннего корпусов, где воздух движется вниз по спирали. Окружная скорость потока в этой зоне наибольшая, вследствие чего мелкие частицы отбрасываются центробежной силой к стенкам наружного корпуса, теряют скорость и стекают вниз по трубе 10. Воздух снова через жалюзи 7 поступает во внутренний кожух. Граница разделения частиц регулируется изменением радиуса расположения лопастей крыльчатки 4 и угла лопаток жалюзи 7.

2.3.3. Расчет параметров сепараторов

Из-за сложности движения двухфазных потоков воздушные сепараторы рассчитывают по эмпирическим зависимостям.

Ориентировочный диаметр сепаратора

$$D = \beta Q^\alpha, \text{ м,}$$

где β – коэффициент, зависящий от вида и дисперсности исходного материала; Q – производительность сепаратора по тонкому продукту, т/ч; α – коэффициент, зависящий от конструктивной схемы сепаратора.

Необходимый расход воздуха равен

$$Q_B = Q/c, \text{ м}^3/\text{с,}$$

где c – концентрация тонкого продукта в воздушном потоке; рекомендуется принимать $c \approx 0,3 \text{ кг/м}^3$, при котором влиянием на процесс сепарации взаимодействия частиц материала можно пренебречь.

Давление, которое должен создавать вентилятор, равно

$$p = \rho_B \psi v_H^2, \text{ Па,}$$

где ρ_B – плотность воздуха, кг/м^3 ; ψ – коэффициент, зависящий от формы лопастей вентилятора (для прямолинейных лопастей $\psi = 0,6 \dots 0,7$); $v_H = \pi D_H n$ – окружная скорость лопастей вентилятора на внешнем диаметре D_H , м/с; n – частота вращения вала вентилятора, об/с.

При заданном давлении (принимают $p = 900 \dots 1000 \text{ Па}$) и диаметре D_H ориентировочная частота вращения вентилятора

$$n = \sqrt{p / (\rho_B \pi^2 D_H^2)}, \text{ об/с.}$$

Мощность привода вентилятора

$$N = Q_B p \cdot 10^{-3} / \eta, \text{ кВт,}$$

где Q_B – массовый расход воздуха кг/с ; p – давление, создаваемое вентилятором, Па; η – КПД вентилятора, учитывающий гидравлические и механические потери ($\eta = 0,6 \dots 0,7$).

Объем проходного сепаратора

$$V = Q_B / k, \text{ м}^3,$$

где Q_B – расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; k – напряжение объема сепаратора, $\text{м}^3/(\text{м}^3\text{ч})$.

2.2. Значение k в зависимости от дисперсности готового продукта

Дисперсность (остаток на сите № 009), %	4...6	6...15	15...30
k	2000	2500	3500

2.4. Машины для гидравлической классификации

2.4.1. Общие сведения о процессе гидравлической классификации материалов

Процесс классификации некоторых материалов осуществляется в жидкой (водной) среде. При этом вода используется в качестве рабочей среды для разделения материала на фракции, а в некоторых случаях – и для его промывки.

По терминологии гидроклассификации крупный продукт разделения обычно называется песком, а мелкий вместе с несущей средой – сливом.

Принцип гидравлической классификации основан на разной скорости осаждения частиц в жидкости, зависящей от размера, формы и плотности частиц и свойств жидкости. Для гидравлической классификации материалов применяют оборудование, в котором используется дополнительное механическое воздействие рабочих органов на материал в процессе его разделения на фракции в жидкой среде. Скорость осаждения частиц в жидкости зависит от соотношения активной силы тяжести и сил сопротивления, действующих на нее. При малых скоростях движения тела в жидкости основное сопротивление создается силами трения жидкости и поверхности частицы. Сопротивление сил трения по Стоксу равно

$$P_T = 3\pi\mu d v,$$

где μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с; d – диаметр частиц, м; v – скорость движения частицы, м/с.

При значительной скорости движения частицы преобладающее значение имеет сила динамического сопротивления среды, которая при турбулентном течении (при числе Рейнольдса $Re \geq 1000$)

$$P_d = \varphi F v^2 \rho_{ж} / 2,$$

где φ – коэффициент гидродинамического сопротивления; F – площадь проекции контура тела на плоскость, перпендикулярную направлению движения, м²; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³.

Условие равновесия частицы имеет место в момент равенства сил сопротивления движению и силы Архимеда, которая равна

$$G = \pi d^3 (\rho_T - \rho_{ж}) g / 6,$$

где ρ_T – плотность частицы, кг/м³.

Для частиц размером более 1,5 мм достаточно учесть только динамическое сопротивление среды. Тогда из равенства значений P_d и G конечная скорость падения частицы в жидкости

$$v_0 = k \sqrt{d (\rho_T - \rho_{ж})}, \text{ м/с,}$$

где k – коэффициент, зависящий от формы частицы; для шарообразной частицы $k = 5,12$.

Скорость падения частиц размером менее 0,2 мм очень мала, и при таком движении достаточно учитывать только силу трения P_T и силу тяжести G , из равенства которых следует, что скорость падения

$$v_0 = 0,545 d^2 \sqrt{(\rho_T - \rho_{ж})} / \mu, \text{ м/с.}$$

В реальных процессах, происходящих в классификаторах, падение частиц обычно носит стесненный характер: отдельные частицы испытывают воздействие других движущихся частиц, всей движущейся массы, динамическое воздействие механических побудителей и других факторов. Поэтому в частных случаях закономерности стесненного движения частиц устанавливают экспериментально.

2.4.2. Конструкции гидравлических классификаторов

По способу воздействия на разделяемый материал классификаторы делят на гидравлические и гидромеханические, а по конструктивному исполнению и характеру движения пульпы – вертикальные и горизонтальные.

На рис. 2.12 представлена принципиальная схема вертикального классификатора с восходящим потоком жидкости. Гравийно-песчаная смесь потоком воды вводится в классификатор снизу и через диффузор 4 поступает в корпус 2. Скорость потока в этой камере уменьшается и вследствие этого крупные частицы направляются вниз в классификационную камеру 1, в которую по коллектору 5 вводится чистая вода. Восходящий поток воды захватывает мелкие частицы и выносит их через верхний сливной коллектор 3 в обезвоживающие установки. Крупные частицы, выпавшие из потока в классификационной камере, выводятся по разгрузочному патрубку 6, обезвоживаются и транспортируются на склад. Граница разделения в пределах 0,5...3,0 мм регулируется количеством воды, подаваемой в классификационную камеру, и площадью ее сечения путем установки сменных насадок.

Гравитационные гидроклассификаторы не могут применяться для тонкого разделения, так как при этом необходимо обеспечить малые скорости движения несущей жидкости, что приводит к большим размерам аппаратов.

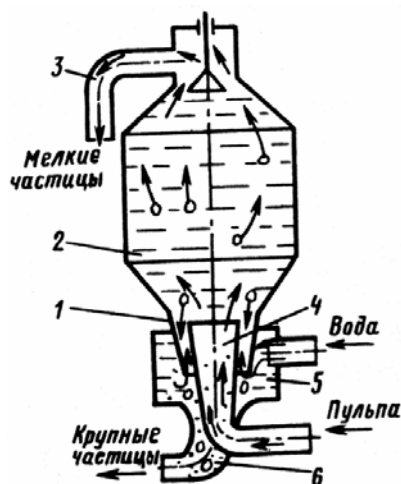


Рис. 2.12. Схема вертикального классификатора с восходящим потоком жидкости

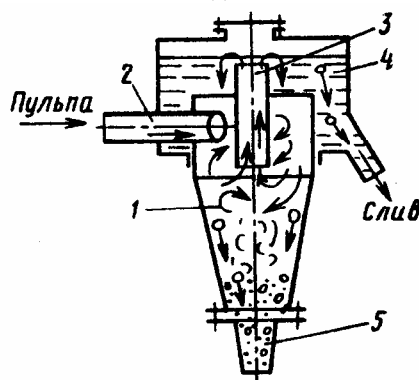


Рис. 2.13. Схема гидроциклона

Для фракционирования мелких песков с границей разделения менее 0,5 мм применяют центробежные классификаторы – гидроциклоны (рис. 2.13). Водно-песчаная смесь подается под давлением 0,1...0,2 МПа по патрубку 2 по касательной к внутренней поверхности цилиндрической части корпуса 1, вследствие чего поток движется по винтовой спирали с большой скоростью. Под действием центробежных сил инерции более крупные частицы отбрасываются к периферии, выпадают из потока и выгружаются че-

рез насадок 5. Мелкие частицы подхватываются вихревым потоком в центре циклона и по центральной трубе 3 выводятся в сливной коллектор 4.

Более гибкое регулирование процесса разделения обеспечивается в установках с несколькими гидрокласификационными камерами (рис. 2.14, а), позволяющие получать несколько фракций песка за счет различных режимов движения жидкости в отдельных камерах.

Устройство камеры многокамерного классификатора показано на рис. 2.14, б. Водно-песчаная смесь подается в камеру 1 снизу и выносит мелкие частицы вверх в сливной коллектор 2. Крупные частицы опускаются вниз и при достижении определенной концентрации пульпы автоматически выгружаются из камеры через затвор 7. Для измерения плотности пульпы в каждой камере установлена гидростатическая трубка 6 с индукционными датчиками 3 и 5, между которыми помещен поплавок 4 с ферритовой пластиной.

При накоплении твердых частиц в пульпе ее плотность увеличивается и поплавок приподнимается до уровня установки верхнего датчика 3, вследствие чего вырабатывается сигнал на открытие затвора 7.

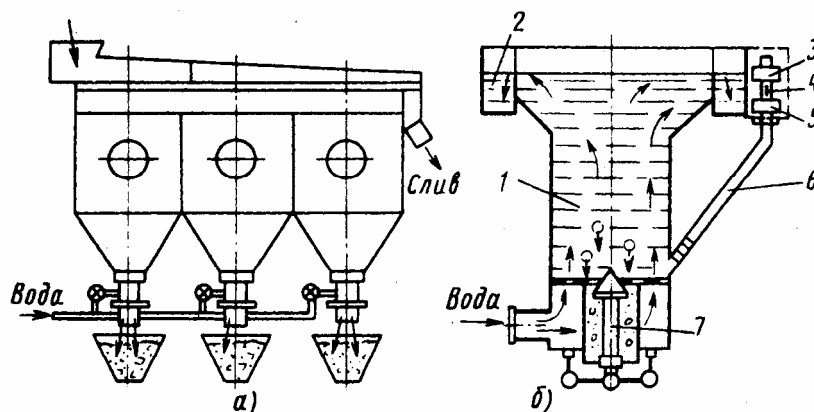


Рис. 2.14. Многокамерная гидрокласификационная установка:
а – компоновка установки; б – схема классификационной камеры

В процессе разгрузки плотность пульпы уменьшается, поплавок опускается до зоны установки нижнего датчика 5 и система автоматического управления дает команду на закрытие затвора. Затем начинается новый цикл работы камеры. Параметры цикла работы классификатора изменяют путем изменения расстояния между датчиками и их положения по высоте гидростатической трубки.

К механическим классификаторам относятся аппараты, снабженные механическим транспортным устройством для непрерывного удаления песков. В промышленности наиболее распространены спиральные, речные и чашевые классификаторы.

Спиральный классификатор (рис. 2.15) состоит из наклонного (под углом $12...18^\circ$) корыта 1 полуцилиндрического сечения, внутри которого со скоростью $1,5...20 \text{ мин}^{-1}$ вращаются одна или несколько спиралей 2, частично погруженных в жидкость и транспортирующих пески в верхнюю часть корыта для выгрузки. Слив удаляется из нижней части классификатора через высокий порог 3. Эффективность классификации и производительность аппарата зависят от угла наклона корыта, числа оборотов спиралей и концентрации твердой фазы в пульпе.

В отличие от пневмокласификаторов проходного типа в гидрокласификаторах часть несущей жидкости выводится с крупным продуктом. Из-за сложности вывода песков эффективность гидравлической классификации низка и, например, для спиральных классификаторов составляет $35...65\%$.

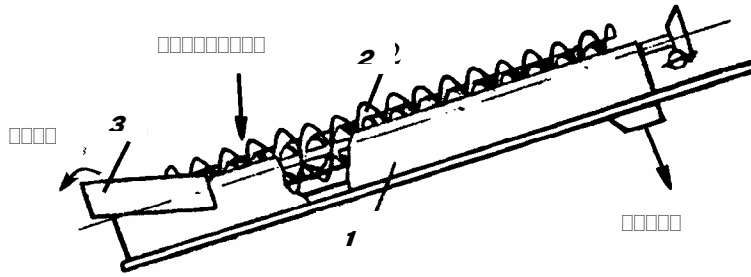


Рис. 2.15. Спиральный классификатор

Необходимость больших расходов воды в крупнотоннажных производствах (до 6...8 м³ на 1 м³ перерабатываемого материала) не позволяет рассматривать гидравлические классификаторы как перспективные аппараты, и, по-возможности, их следует заменять пневматическими классификаторами.

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте существующие способы классификации сыпучих материалов.
2. В чем заключается назначение и сущность процесса грохочения сыпучих материалов?
3. С помощью каких параметров оценивается процесс грохочения; их физический смысл?
4. Виды конструкций просеивающих элементов и требования, предъявляемые к ним.
5. Перечислите схемы выделения классов при грохочении, их сущность.
6. Какие существуют способы интенсификации процесса грохочения в инерционном грохоте?
7. Сформулируйте условие самоочистки сит в вибрационных грохотах.
8. Охарактеризуйте сущность центробежно-гравитационного разделения сыпучих материалов.
9. В чем заключается расчет сепараторов?
10. Какие существуют способы интенсификации процесса разделения сыпучих материалов в проходном сепараторе?
11. Назначение и сущность гидравлической классификации.

3. Машины для смешения и дозирования

3.1. Характеристика процесса смешения сыпучих материалов

Процессы смешивания сыпучих материалов используются во многих химических производствах, в том числе и таких крупнотоннажных, как производства сложных удобрений, моющих средств, красителей, инсекто-фунгицидов, пластмасс, химикатов, резинотехнических изделий и т.д. Основная цель процесса смешивания – получение однородной смеси из отдельных компонентов. Соотношение масс компонентов, входящих в смесь, изменяется в различных производствах в широком диапазоне (иногда в соотношении 1:10⁶ и более).

Обратным процессу смешивания является процесс сегрегации, приводящий к разделению смеси на отдельные фракции или компоненты. Процессы смешивания и сегрегации могут протекать одновременно в одном аппарате, но с разными скоростями.

В результате перемещений частиц отдельных компонентов внутри смешиваемого объема возможно бесконечное разнообразие их сочетания в микрообъемах смеси, что позволяет считать в этом случае соотношение компонентов величиной случайной. Поэтому большая часть известных методов оценки однородности (качества) смеси основаны на методах статистического анализа. Для упрощения расчетов многие исследователи процессов смешивания все смеси условно считают двухкомпонентными, состоящими из, так называемого, ключевого компонента и условного, включающего все остальные компоненты смеси. Это позволяет оценивать однородность смеси параметрами распределения одной случайной величины – содержанием ключевого компонента в пробах смеси. В качестве ключевого компонента выбирают такой компонент, который либо легко анализируется, либо его распределение в смеси особенно важно по техническим требованиям.

Для оценки однородности смеси предложено несколько десятков критериев, отличающихся входящими в них параметрами. Однако в большинстве из них присутствует в той или иной интерпретации статистический результат пробоотбора смеси: размах значений концентраций компонентов, дисперсия значений концентраций ключевого компонента, вероятность отклонения значений концентрации от среднего значения, информационная энтропия, фрактальная размерность и т.д.

Наиболее часто для оценки однородности смеси используется *коэффициент вариации* V_c , определяемый соотношением

$$V_c = \frac{100}{\bar{c}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2}, \%,$$

где \bar{c} – среднее арифметическое значение концентрации ключевого компонента во всех n пробах смеси, %; c_i – концентрация ключевого компонента в i -й пробе, %.

Коэффициент вариации V_c часто называют коэффициентом неоднородности, так как его увеличение связано с увеличением неоднородности смеси.

Смесь сыпучих материалов высокого качества оценивается значениями $V_c = 0,5...2,5$ %; среднего качества $V_c = 2,5...4$ %; низкого качества $V_c > 4$ %. Однако подобное деление следует считать условным, так как качество смеси, ее необходимая однородность определяется техническими условиями на готовую смесь.

Необходимое количество проб, отбираемых случайным образом из смеси для анализа ее однородности, можно назначить, используя неравенство

$$n \geq \frac{t_{\alpha}^2 V_c^2}{\varepsilon^2},$$

где t_α – нормированное отклонение функции Лапласа для заданной вероятности α оценки однородности смеси; ε – относительная предельная погрешность определения действительной средней концентрации ключевого компонента c_0 в смеси по выборочной средней \bar{c} .

Значение V_c перед исследованием нового типа смесителя обычно неизвестно, в этом случае его можно принять равным $V_c = 20\%$.

Минимально допустимую массу пробы m можно рассчитать по формуле

$$m \approx \frac{1,26 \cdot 10^4 d^3 \rho_n}{c_0},$$

где d – средний диаметр частиц смеси, м; ρ_n – насыпная плотность смеси, кг/м³; c_0 – концентрация ключевого компонента во всей смеси, %.

3.1.1. Классификация смесителей

Процессы смешивания различных рабочих сред производят в машинах или аппаратах, называемых *смесителями*.

В данной главе рассматриваются смесители только для сыпучих материалов и сыпучих материалов с небольшими добавками жидких компонентов.

Следует отметить, что различные отрасли промышленности используют свой отраслевой набор конструкций смесителей. рассмотрим конструкции смесителей, которые наиболее часто используются в химических и смежных с ней отраслях промышленности и изготавливаются заводами химического машиностроения.

Смесители для сыпучих материалов классифицируют по многим признакам, чаще всего, по конструктивному признаку.

Принципиальные различия в организационно-технической структуре процессов периодического и непрерывного смешивания сыпучих материалов заставляют рассматривать смесители периодического и непрерывного действия раздельно.

В каталогах на смесительное оборудование, используемое в России, принято следующее условное обозначение смесителей: первые буквы – тип смесителя по ОСТ 26-01-73–78 и ОСТ 26-01-57–83; цифры после тире: рабочий объем (дм³) – для смесителей периодического действия; номинальный диаметр рабочего органа (мм) – для смесителей непрерывного действия; последние буквы – исполнение смесителя по виду электрооборудования, обогрева и материалу деталей, соприкасающихся с рабочей средой (В – взрывозащищенное; Н – невзрывозащищенное; Р – с рубашкой; Б – без рубашки; Э – с электрическим обогревом; К – коррозионная сталь; У – углеродистая сталь; Т – титановый сплав; цифры в конце обозначения – номер модели).

3.2. Смесители периодического действия

В химических производствах используются, в основном, смесители периодического действия. Это объясняется тем, что, во-первых, при периодическом смешивании можно обеспечить точное соотношение между компонентами (их часто загружают в смеситель по массе), а во-вторых, при большом числе компонентов их дозирование в смеситель непрерывного действия затруднено.

По механике переноса смешиваемой массы внутри смесителя их можно разделить на три группы: 1) циркуляционные; 2) объемного смешивания; 3) диффузионного смешивания. Подобная классификация позволяет создать единые методики расчета кинетики процесса смешивания для смесителей конструктивно различных, но с одинаковым механизмом процесса перераспределения частиц в рабочем объеме смесителей. В циркуляционных смесителях характерно движение (циркуляция) основного потока материала по замкнутому контуру различной сложности. Движение сыпучего материала по циркуляционному контуру обеспечивают либо перемешива-

вающий орган, либо специальные транспортеры. В смесителях объемного смешивания смешиваемый материал перемещается рабочим органом хаотически по всему рабочему объему смесителя. В смесителях с диффузионным механизмом смешивания частицы отдельных компонентов под действием внешних сил начинают перераспределяться подобно молекулам при диффузии в газах. В этом случае необходимо создать разрежение в слоях смешиваемого материала путем вибрации или псевдооживления.

3.2.1. Кинетика процесса смешивания в смесителях периодического действия

Типичная кривая кинетики процесса смешивания в смесителях периодического действия представлена графически на рис. 3.1.

Ее условно можно разбить на три периода. В периоде I преобладает конвективное смешивание, приводящее к уменьшению объемов блоков из частиц отдельных компонентов и их разносу рабочими органами смесителя по внутреннему его объему. Этот период характеризуется резким снижением значений коэффициента V_c . После разрушения блоков из одинаковых частиц процесс смешивания идет уже на уровне отдельных частиц компонентов (II период). Этот период перераспределения частиц схож с процессом диффузии молекул газа, поэтому его называют периодом диффузионного смешивания. Во втором периоде идут как процессы диффузионного смешивания, так и сегрегации, скорости протекания которых сопоставимы.

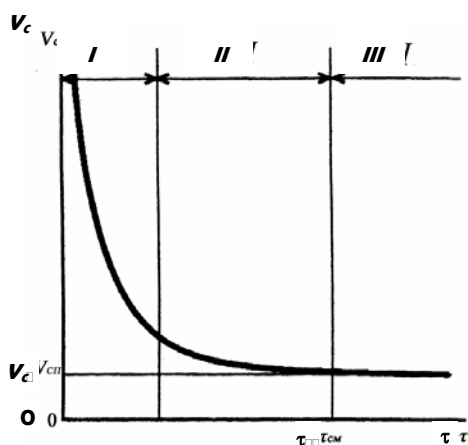


Рис. 3.1. Кинетическая кривая процесса смешивания сыпучих материалов в смесителях периодического действия

В третьем периоде суммарная скорость процессов конвективного и диффузионного смешивания становится равной скорости сегрегации частиц в силовом поле, поэтому коэффициент неоднородности V_c становится величиной постоянной. Время наступления этого момента является оптимальным временем смешивания $\tau_{см}$ для данного типа смесителя, его режима работы и конкретной характеристики физико-механических свойств смеси. Предельно достижимое значение коэффициента $V_{сп}$ определяется экспериментально.

Кинетику процесса периодического смешивания чаще всего описывают следующим уравнением

$$V_c(\tau) = aV_{cн}e^{-b\tau},$$

где $V_c(\tau)$ — коэффициент неоднородности к моменту времени смешивания τ , %; $V_{cн} = 100\sqrt{p(1-p)/p}$ — коэффициент неоднородности смеси в начальный момент смешивания, %; a и b — коэффициенты, определяемые экспериментально; τ — время смешивания, с; p — доля ключевого компонента в смеси.

3.2.2. Циркуляционные смесители

Среди смесителей циркуляционного типа наибольшее распространение в промышленности получили планетарно-шнековые, центробежно-лопастные, центробежные волчковые, шнековые с центральной циркуляционной трубой.

Рекомендуются они для смешивания легкоподвижных несвязных и связно-сыпучих материалов, а также для смешивания сыпучих материалов с небольшим количеством жидкости.

Смеситель с планетарно-шнековой мешалкой типа ПШ-630 состоит из следующих основных частей (рис. 3.2): конического корпуса 1, крышки 4, привода 3 шнека 7, привода 2 водила 10, запорного механизма 8, коробки 9. Шнек 7, получающий вращение вокруг собственной оси от мотор-редуктора (привода) 3 через две пары конических шестерен, находящихся в коробках передач 5 и 6, совершает планетарное вращение вокруг оси корпуса смесителя. Вращение водила 10, обеспечивающего планетарное вращение шнеку 7, осуществляется от мотор-редуктора 2 через червячный редуктор и пары конических шестерен. Верхний конец вала шнека 7 имеет опору в коробке передач 6, а нижний – в шарнирной опоре, закрепленной в нижней части корпуса. Шарнирная опора вала шнека является одним из основных узлов смесителя ПШ. Размещена она в сыпучем материале, поэтому ее конструкция должна обеспечить работу шнека без смазки и предотвратить истирание частицами сыпучего материала шейки вала шнека. Приводы шнека и водила смонтированы на крышке 4 корпуса смесителя. Крышка имеет ряд технологических штуцеров для загрузки компонентов смеси, подачи инертного газа, установки взрывной мембраны, для отбора проб, установки термомпар и лаз для осмотра внутренней части корпуса. На коническом корпусе 1, состоящем из двух частей, соединяемых с помощью фланцев, имеется люк для осмотра шарнирной опоры и коробки 9 для выпуска готовой смеси. Отверстие, через которое готовая смесь выходит во внутреннюю часть коробки 9, прикрыто клапаном, имеющим шарнирную опору. Клапан приводится в движение от механизма 8, состоящего из пневмо- или гидроцилиндра и рычажной передачи.

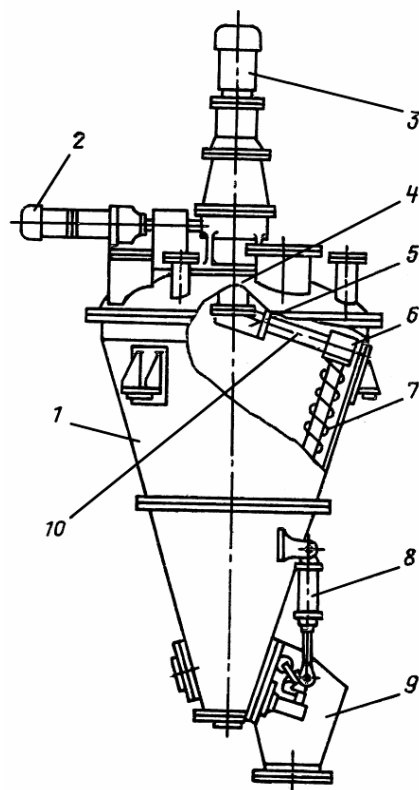


Рис. 3.2. Планетарно-шнековый смеситель типа ПШ-630

Смеситель ПШ работает следующим образом. Подлежащий смешиванию сыпучий материал загружают через верхний штуцер в крышке 4 в необходимых количествах. При вращении шнека 7 материал поднимается его витками вверх около стенок корпуса. Затем материал движется к оси кор-

пуса, где образуется нисходящий поток материала. В узкой части корпуса материал снова захватывается витками шнека и поднимается вверх. Движение сыпучего материала вверх в отдельных зонах около стенок корпуса – прерывистое, оно происходит только в моменты прохождения через эти зоны шнека 7. Для увеличения скорости циркуляции материала в смесителях с большим объемом корпуса (в смесителях ПШ-1600, ПШ-6300, ПШ-10000) смонтирован добавочный шнек, ось которого совпадает с осью корпуса. Его консольная часть с витками достигает примерно середины корпуса смесителя. Этот шнек увеличивает скорость опускания смешиваемого материала вниз. После завершения процесса смешивания клапан открывает отверстие в корпусе смесителя, и готовая смесь высыпается в коробку 9 откуда она отводится в приемную емкость. Выпуск смеси из корпуса производится при вращающихся шнеках.

Экспериментально установлены наиболее рациональные геометрические и режимные параметры смесителей типа ПШ: $d_{ш} = 0,2D_6$; $t_{ш}/d_{ш} = 0,8$; $\varphi = 0,8$; $\omega_{ш}/\omega_в = 40$; $v = 1$ м/с; $\alpha = 34^\circ$; $\tau_{см} \approx 20$ мин. Здесь $d_{ш}$ – диаметр витков шнека; D_6 – наибольший внутренний диаметр корпуса; $t_{ш}$ – шаг витков шнека; φ – коэффициент заполнения корпуса смесью; $\omega_{ш}$, $\omega_в$ – соответственно угловая скорость шнека и валила; v – окружная скорость наружных витков шнека.

Мощность на валу планетарно вращающегося шнека равна

$$N = 1,15C_1\rho_n n_{ш} L_p^2 F_{уд}^2 (4 \sin^2 \alpha + 1), \text{ кВт},$$

где C_1 – коэффициент, зависящий от физико-механических свойств смеси (табл. 3.1); ρ_n – насыпная плотность сыпучего материала, кг/м³; $n_{ш}$ – частота вращения шнека вокруг собственной оси, мин⁻¹; L_p – участок шнека, находящегося в смеси, м; $F_{уд} = (2F_1 + F_2)/t_{ш}$ – удельная поверхность шнека, м²/м; F_1 и F_2 – площадь поверхности соответственно одной стороны витка шнека и вала на длине шнека в один шаг, м²; α – угол конусности корпуса, град; $t_{ш}$ – шаг шнека, м.

Отраслевым стандартом ОСТ 26-01-73–78 предусмотрено несколько типоразмеров смесителей типа ПШ с различным объемом: 0,04; 0,1; 0,25; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 3,2; 4,0; 6,3; 10,0; 16,0 м³.

Некоторые смесители типа ПШ из этого ряда серийно выпускаются отечественными заводами химического машиностроения в нескольких исполнениях: НБУ, НБК, ВБУ, ВБК.

Из зарубежных конструкций смесителей с планетарно-шнековой мешалкой наибольшее распространение получил смеситель типа «Наута» (Голландия), выпускаемый в трех модификациях: с нижним (Модель М_а), верхним (Модель М_в) и раздельным (Модель М_{ак}) приводом планетарного вращения шнека.

Центробежный лопастной смеситель типа ЦЛ относится к циркуляционным смесителям с быстровращающимся рабочим органом, переводящим смешиваемый материал в псевдооживленное состояние. В качестве рабочего органа в этих смесителях используются мешалки, выполненные в виде радиальных лопастей, пропеллеров, дисков. Конструкции некоторых из этих рабочих органов представлены на рис. 3.3 и 3.4.

3.1. Значения коэффициентов C_1 , C_2 и C_3 для некоторых сыпучих материалов

Материал	Насыпная плотность, кг/м ³	Дисперсность частиц, мм	$C_1 \cdot 10^6$	$C_2 \cdot 10^4$	$C_3 \cdot 10^6$
Речной песок	1330	0,2...0,5	0,9	8,24	11,9
Соль поваренная	1070	1,0...2,0	1,27	39	–
	970	0,2...0,5	0,9	3,4	5,5
	1100	0,01...0,2	2,5	2,68	1,1

Сода кальцинированная	505	0,01...0,1	2,3	2,24	3,8
-----------------------	-----	------------	-----	------	-----

О0
 Г0
 р,
 а2
 ф..
 и0
 т,
 5
 г □
 р0
 а,
 н8
 у □
 л3
 и8
 р □
 о8
 в,
 а'8
 н □
 н □
 ы □
 й □

0
 ..
 0
 ,
 0
 7
 0
 ,
 0
 1
 ..
 0

Полиэтилен: порошкообразный	240	0...0,02	—	3,93	4,8
гранулированный	561	3,0...5,0	—	8,5	—
Поливинилхлорид	481	0...0,02	—	5,9	—

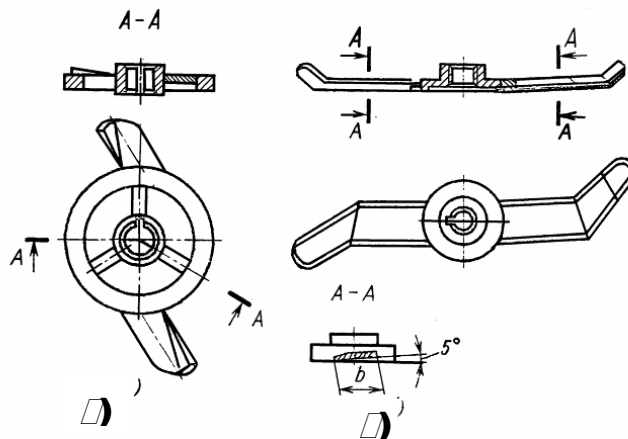


Рис. 3.3. Мешалки смесителя типа ЦІ (смешение сыпучих материалов, для

которых измельчение частиц недопустимо): *a* – верхняя; *б* – нижняя

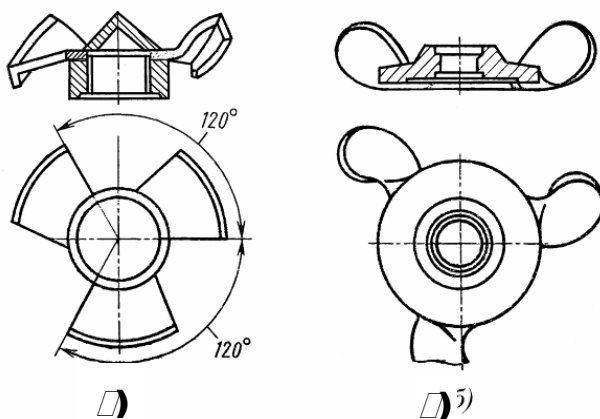


Рис. 3.4. Мешалки смесителя типа ЦЛ (смешение сыпучих материалов, для которых допустимо измельчение частиц): *a* – верхняя; *б* – нижняя

Смесители типа ЦЛ предназначены для смешивания сыпучих материалов с насыпной плотностью $\rho_n \leq 1300 \text{ кг/м}^3$, а также сыпучих материалов с небольшими добавками жидких компонентов при условии, что смесь останется сыпучей. Время смешивания у них короткое: 15...25 мин. Для большинства промышленных смесей в них достижима однородность, оцениваемая значением $V_c = 1,2 \dots 2,5 \%$.

Смешивание компонентов в смесителях типа ЦЛ происходит при циркуляции псевдооживленной массы частиц вверх по стенкам и вниз по центру корпуса. В смесителях, имеющих верхнюю мешалку, циркуляция по указанному контуру увеличивается.

Отечественной промышленностью химического машиностроения выпускаются центробежные лопастные смесители типа ЦЛ, состоящие из следующих основных узлов (рис. 3.5): вертикального цилиндрического корпуса 1 с рубашкой и плоским отбортованным днищем, крышки 2, рабочего органа с верхней 3 и нижней 4 лопастными мешалками, электродвигателя 5, вращающего вал мешалок через клиноременную передачу 6, станины 7. В нижней части корпуса крепится разгрузочный патрубок 8 с клапаном, перекрывающим отверстие в корпусе и приводимый в действие от двух пневмоцилиндров 9. На крышке 2 имеется несколько технологических штуцеров (для загрузки компонентов, установки разрывной мембраны, резервные).

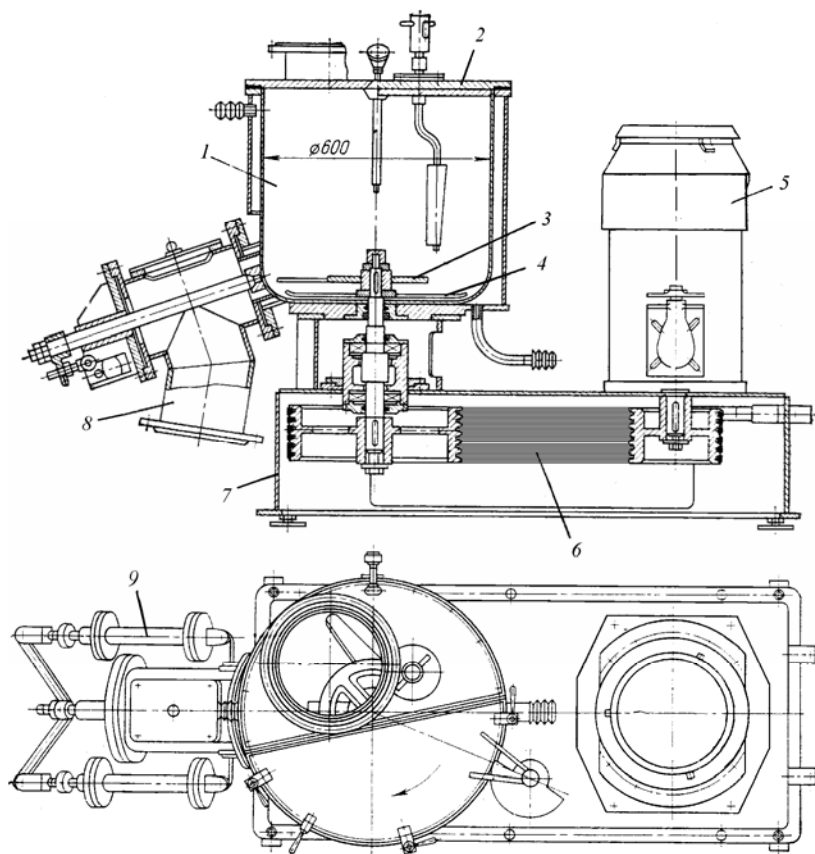


Рис. 3.5. Смеситель центробежный лопастной типа ЦЛ
3.1. Значения коэффициентов C_1 , C_2 и C_3 для сыпучих материалов

Материал	Насыпная плотность, кг/м ³	Дисперсность частиц, мм	$C_1 \cdot 10^6$	$C_2 \cdot 10^4$	$C_3 \cdot 10^6$
Речной песок	1330	0,2...0,5	0,9	8,24	11,9
Соль поваренная	1070	1,0...2,0	1,27	39	—
	970	0,2...0,5	0,9	3,4	5,5
	1100	0,01...0,2	2,5	2,68	1,1
Сода кальцинированная	505	0,01...0,1	2,3	2,24	3,8
Опилки железные	2400	0,25...1,0	—	95,5	11,4
Графит гранулированный	1070	0,2...0,5	0,8	38	8,8
Каолин	272	0...0,07	0,94	3,3	2,65
Цемент	980	0,01...0,1	2,1	2,84	2,2
Полиэтилен: порошкообразный	240	0...0,02	—	3,93	4,8
		гранулированный	561	3,0...5,0	—
Поливинилхлорид	481	0...0,02	—	5,9	—

Из зарубежных конструкций смесителей с планетарно-шнековой мешалкой наибольшее распространение получил смеситель типа «Наута» (Голландия), выпускаемый в трех модификациях: с нижним (Модель М_а), верхним (Модель М_в) и раздельным (Модель М_{ак}) приводом планетарного вращения шнека.

Центробежный лопастной смеситель типа ЦЛ относится к циркуляционным смесителям с быстровращающимся рабочим органом, переводящим смешиваемый материал в псевдооживженное состояние. В качестве рабочего органа в этих смесителях используются мешалки, выполненные в виде радиальных лопастей, пропеллеров, дисков. Конструкции некоторых из этих рабочих органов представлены на рис. 3.3 и 3.4.

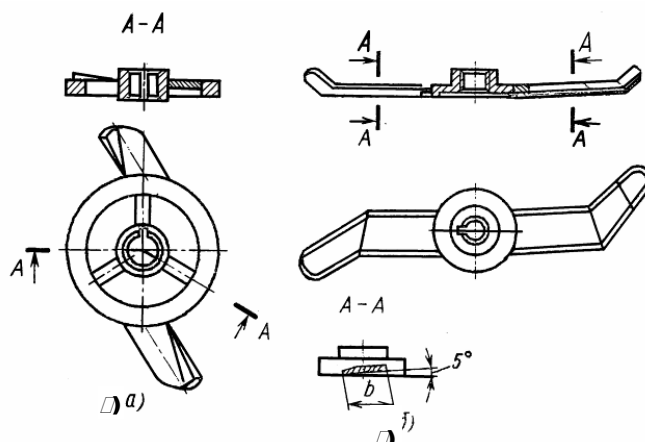


Рис. 3.3. Мешалки смесителя типа ЦЛ (смешение сыпучих материалов, для которых измельчение частиц недопустимо): *a* – верхняя; *б* – нижняя

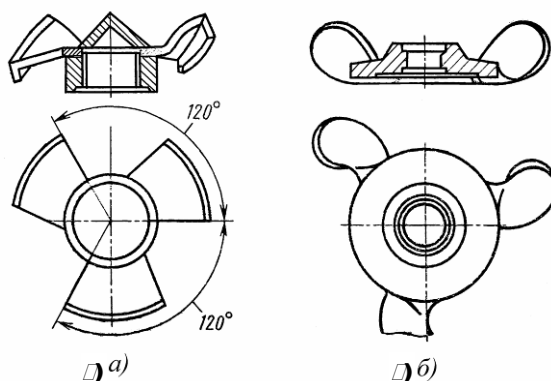


Рис. 3.4. Мешалки смесителя типа ЦЛ (смешение сыпучих материалов, для которых измельчение частиц допустимо): *a* – верхняя; *б* – нижняя

Смесители типа ЦЛ предназначены для смешивания сыпучих материалов с насыпной плотностью $\rho_n \leq 1300 \text{ кг/м}^3$, а также сыпучих материалов с небольшими добавками жидких компонентов при условии, что смесь останется сыпучей. Время смешивания у них короткое: 15...25 мин. Для большинства промышленных смесей в них достижима однородность, оцениваемая значением $V_c = 1,2...2,5 \%$.

Смешивание компонентов в смесителях типа ЦЛ происходит при циркуляции псевдооживленной массы частиц вверх по стенкам и вниз по центру корпуса. В смесителях, имеющих верхнюю мешалку, циркуляция по указанному контуру увеличивается.

Отечественной промышленностью химического машиностроения выпускаются центробежные лопастные смесители типа ЦЛ, состоящие из следующих основных узлов (рис. 3.5): вертикального цилиндрического корпуса 1 с рубашкой и плоским отбортованным днищем, крышки 2, рабочего органа с верхней 3 и нижней 4 лопастными мешалками, электродвигателя 5, вращающего вал мешалок через клиноременную передачу 6, станины 7. В нижней части корпуса крепится разгрузочный патрубок 8 с клапаном, перекрывающим отверстие в корпусе и приводимый в действие от двух пневмоцилиндров 9. На крышке 2 имеется несколько технологических штуцеров (для загрузки компонентов, установки разрывной мембраны, резервные).

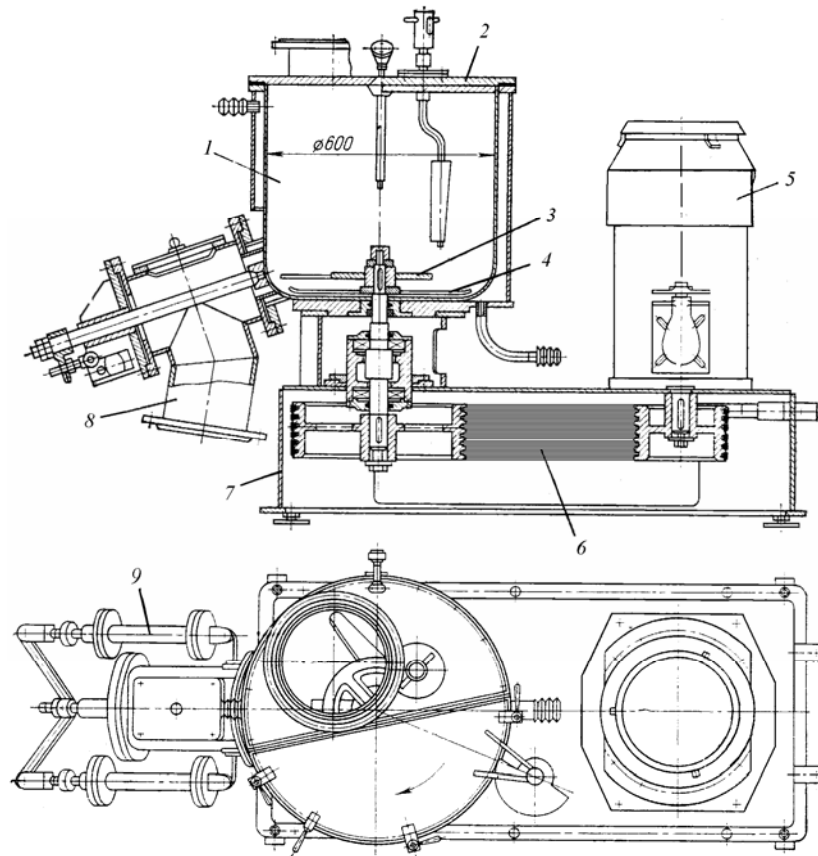


Рис. 3.5. Смеситель центробежный лопастной типа ЦЛ

Экспериментально установлены следующие оптимальные геометрические и режимные параметры смесителей типа ЦЛ: высота смесительной камеры $H = (0,7 \dots 0,9)D$, где D – диаметр смесительной камеры, определяемый с учетом полного внутреннего объема V_n смесителя по формуле $D = 1,15 \sqrt[3]{V_n}$ и стандартных диаметров аппаратов, регламентированных ГОСТ 9931–79; линейная скорость вращения нижней мешалки в зависимости от физико-механических свойств смешиваемого материала $v = 5 \dots 8$ м/с; диаметр верхней лопасти $d_{вн} = (0,85 \dots 0,9)D$ для смесителей с цилиндрическим корпусом и $d_{вн} = (0,5 \dots 0,6)D$ для смесителей с коническим корпусом; диаметр нижней лопасти $d_n = (0,85 \dots 0,9)D$; расстояние между лопастями $h_n = 0,12D$ для смесителей с цилиндрическим корпусом и $h_n = 0,2D$ для смесителей с коническим корпусом; высота лопастей $b = (0,13 \dots 0,15)D$; коэффициент заполнения корпуса сыпучим материалом $\varphi = 0,65$.

Мощность, необходимая для перемешивания сыпучих материалов в смесителях типа ЦЛ с использованием мешалок, конструкция которых показана на рис. 3.3 и рис. 3.4, равна

$$N = C_2 K_\phi \rho_n (L\omega)^{2,2} H_c^{0,63} b^{0,6} \sin \alpha S^{0,2}, \text{ кВт},$$

где C_2 – коэффициент, зависящий от физико-механических свойств смешиваемого материала (его значения для ряда сыпучих материалов приводятся в табл. 3.1); K_ϕ – коэффициент формы лопастей мешалок (для прямых $K_\phi = 1$, для спиральных $K_\phi = 1,06$, а для серийно выпускаемых смесителей $K_\phi = 0,72$); L и b – соответственно длина и высота лопастей мешалки, м; H_c – высота слоя материала над нижней лопастью, м; α – угол наклона лопастей мешалок к горизонтали, град.; S – радиальный зазор между краем лопасти нижней мешалки и стенкой корпуса, м; ω – угловая скорость мешалок, 1/с.

Отраслевым стандартом ОСТ 26-01-73–78 предусмотрены следующие типоразмеры смесителей типа ЦЛ: ЦЛ-6; ЦЛ-25; ЦЛ-100; ЦЛ-160; ЦЛ-250; ЦЛ-400; ЦЛ-630 (цифра соответствует рабочему объему смесителя в литрах).

Из зарубежных центробежных лопастных смесителей наибольшее распространение получили смесители типа TS (ФРГ, фирмы «Гюнтер-Папенмайер» и «Ангер») и типа FM (ФРГ, фирма «Хеншель»).

Центробежный волчковый смеситель типа ЦВ (рис. 3.6) работает следующим образом. При вращении конуса 1 сыпучий материал, находящийся в корпусе 2 смесителя, начинает циркулировать по контуру – вверх по внутренней поверхности вращающегося конуса, затем сбрасывается с него в кольцевое пространство между конусом и корпусом смесителя, опускается там вниз и через два окна 6 в нижней части конуса поступает внутрь конуса, замыкая циркуляционный контур. Для материалов с плохой сыпучестью в корпусе устанавливается свободно вращающаяся рама 12 с двумя лопастями, находящимися в кольцевом зазоре между конусом и корпусом, и скребком, входящим внутрь конуса. Рама под влиянием сил, действующих со стороны сыпучего материала на скребок и лопасти, начинает вовлекаться во вращение. Скорость вращения рамы регулируется ленточным тормозом 13. Вследствие устанавливаемой с помощью тормоза разности вращения рамы и конуса сыпучий материал заталкивается лопастями в окна 6, а скребком рамы материал, прилипающий к внутренней поверхности конуса, счищается. К нижней части конуса жестко прикреплена лопастная мешалка 5, которая увеличивает подвижность сыпучего материала в нижней части корпуса, способствуя процессу смешивания. Приводной вал 3 конуса приводится во вращение от электродвигателя 10 через клиноременную передачу 11. Компоненты смеси загружаются через штуцер 7 в крышке 4. Готовая смесь выгружается из корпуса через отверстие в его днище, прикрываемого клапаном, в разгрузочную камеру 8. Клапан приводится в движение с помощью гидроцилиндра. Корпус смесителя устанавливается на подставке 9. В центробежном волчковом смесителе ЦВ-630, выпускаемом серийно, конус вращается от электродвигателя через трехскоростной редуктор, а корпус смесителя имеет рубашку.

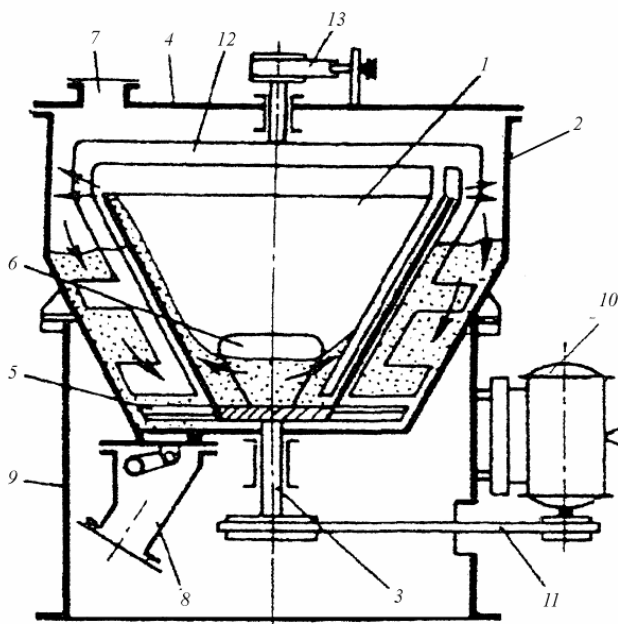


Рис. 3.6. Центробежный волчковый смеситель типа ЦВ

Для смесителей типа ЦВ экспериментально установлены следующие оптимальные значения основных параметров: коэффициент заполнения корпуса сыпучим материалом $\varphi = 0,5 \dots 0,8$ (меньшие значения рекомендуются для случая смешивания тяжелых компонентов, а большие – для легких); угол раструба конуса $\alpha = 60^\circ$; угол наклона нижней лопасти 5 к горизонту следует устанавливать равным 45° ; угловая скорость конуса ω определяется значением $\omega^2 R = 200 \text{ м/с}^2$, где R – наибольший наружный радиус конуса, м; время смешивания $\tau_{\text{см}} = 15 \dots 20$ мин.

В смесителях типа ЦВ возможно получение смесей, однородность которых достигает значений $V_c = 1,5 \%$. Они могут быть использованы для смешивания компонентов с большой разностью плотностей частиц. Их нельзя использовать, если недопустимо дробление частиц.

Мощность привода конуса равна

$$N = 1,25 C_3 K_\phi \rho_n L b^{0,6} H \omega^{1,67}, \text{ кВт},$$

где C_3 – коэффициент, зависящий от физико-механических свойств смеси (см. табл. 3.1); K_ϕ – коэффициент формы мешалки ротора (для мешалки с прямыми лопастями $K_\phi = 1$, для мешалки спиральной формы $K_\phi = 0,7$); L – размах лопастей мешалки, м; ω – угловая скорость вращения конуса, c^{-1} ; H – высота слоя материала над нижней кромкой лопастей мешалки, м; b – высота мешалки, м.

Удельные затраты энергии в смесителях типа ЦВ лежат в пределах $6,5 \dots 15,5$ кВт·ч/м³.

Из зарубежных смесителей типа ЦВ наибольшее распространение получили смесители фирмы «Петцольд» (ФРГ), которые могут использоваться и для получения паст.

В смесителях с центральной циркуляционной трубой типа ЦЦТ циркуляция смешиваемого сыпучего материала осуществляется с помощью шнека, заключенного в трубу, которая неподвижно закреплена в корпусе смесителя вдоль его оси.

Смесители типа ЦЦТ часто используются для усреднения больших партий сыпучих материалов (до 100 м³). Принцип действия смесителя ЦЦТ (рис. 3.7) заключается в следующем.

Загрузка компонентов смеси осуществляется через штуцер 1. Далее компоненты транспортируются шнеком 2 в нижнюю часть 5 корпуса. При вращении шнека 3 сыпучий материал поднимается по трубе 6 вверх, затем сбрасывается в кольцевое пространство между трубой и корпусом смесителя 4, там он опускается вниз и снова поступает в центральную трубу. Образующиеся в процессе смешивания комки сыпучего материала, проходя через диски 9 и 8, разрушаются. Нижний диск 8

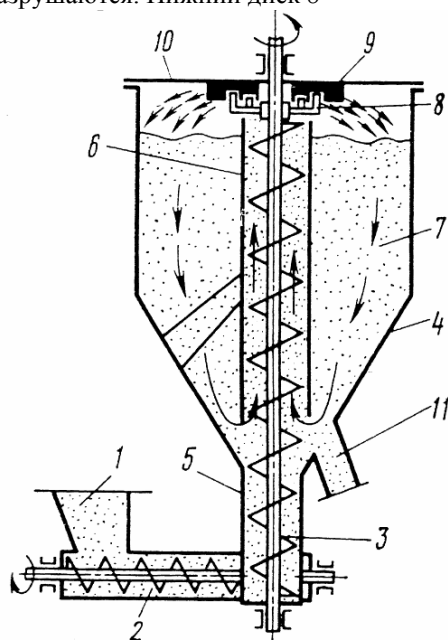


Рис. 3.7. Схема смесителя типа ЦЦТ

закрепляется на валу шнека 3. В некоторых конструкциях смесителей ЦЦТ диски отсутствуют, а в нижней конической части корпуса на валу шнека закрепляется лопасть, увеличивающая подвижность сыпучего материала в заборной части шнека.

Экспериментально установлено, что наилучшие показатели процесса смешивания достигаются в смесителях типа ЦЦТ при следующих параметрах: $h_0 = 1,3d_{ш}$; $\alpha = 60^\circ$; $\tau_{см} = 20 \dots 60$ мин; $\theta = 30$; $v = 1$ м/с; $\phi = 0,5$; $t_{ш}/d_{ш} = 0,5$; здесь h_0 – длина шнека не ограниченного трубой; $d_{ш}$ – диаметр шнека; $t_{ш}$ – шаг витков шнека; $\tau_{см}$ – время смешивания; $\theta = G_1/G_2$ – кратность циркуляции; G_1 – масса материала, прошедшая за время $\tau_{см}$ через трубу; G_2 – масса загружаемого в смеситель материала; ϕ – коэффициент

заполнения витков шнека; $v = 1,2$ м/с – линейная скорость вращения наружных витков шнека.

В смесителях типа ЦЦТ удельные энергозатраты составляют 2,3 кВт·ч/т, возможно достижение значения $V_c = 5$ %.

Из зарубежных смесителей типа ЦЦТ наибольшую известность получили смесители типа «Вертамикс» (Англия).

3.2.3. Смесители объемного смешивания

В смесителях объемного смешивания компоненты смеси перемещаются рабочими поверхностями мешалки по всему внутреннему объему смесителя хаотически. В них скорость процесса смешивания зависит от количества одновременно существующих поверхностей сдвига в массе сыпучего материала и скорости относительного перемещения материала в месте сдвига. В связи с этим в качестве рабочего органа в смесителях объемного смешивания используются спиральные ленты, многолопастные мешалки, которые захватывают практически весь рабочий объем смесителя. Для уменьшения энергозатрат мешалкам придают небольшую частоту вращения. Кинетическая кривая процесса смешивания для этих смесителей схожа с той, которая представлена на рис. 3.1.

К наиболее распространенным смесителям объемного смешивания относятся ленточные смесители типа Лн, плужные смесители типа ПЖ, двухроторные смесители типа ЗЛ и ЗШ, барабанные смесители и планетарно-лопастные типа ПЛ.

Рекомендуемая область применения смесителей объемного смешивания – смешивание вязных малоподвижных сыпучих материалов, а также сыпучих материалов с добавками жидкостей. Барабанные же смесители этой группы, не имеющие внутренних мешалок, используются в основном для смешивания абразивных и взрывоопасных сыпучих материалов.

Ленточный смеситель типа Лн-2,0, конструкция которого типична для ленточных смесителей, состоит из следующих основных узлов (рис. 3.8): корпуса 1; ротора 6, состоящего из приводного вала 2, на котором закреплены спиральная лента большого диаметра и спиральная лента малого диаметра; привода ротора, состоящего из электродвигателя 7 и редуктора 8; сварной станины 5; разгрузочной коробки 4 с клапаном, приводимым в действие через рычажный механизм от пневмоцилиндра 3. Для осмотра внутренней части разгрузочной коробки служит люк Л. Спиральные ленты разделены на две части: право- и левозаходную. В процессе работы спиральная лента большого диаметра перемещает материал в центральную часть корпуса, а спиральная лента малого диаметра – к его торцам. Корпус имеет цилиндрическую форму с плоской крышкой в верхней части, на которой находятся два люка А и З для осмотра и чистки внутренней части смесителя и ряд технологических штуцеров (Б и Ж – для подачи жидких добавок, В – для отсоса воздуха в моменты загрузки компонентов в смеситель, Е – для загрузки сыпучего материала, М – для спуска промывной жидкости, Л – для осмотра клапана, К – для выгрузки готовой смеси, И – для обдувки клапана).

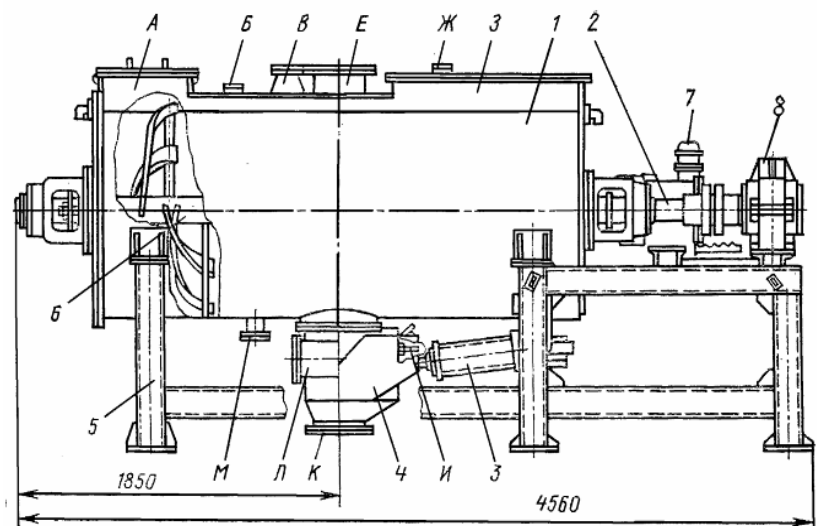


Рис. 3.8. Схема ленточного смесителя типа Лн-2,0

Процесс смешивания в смесителе типа Лн происходит в результате хаотического перемещения лентами ротора сыпучего материала по рабочему объему смесителя. Способность спиральных лент транспортировать материал в осевом направлении ограничена. Вследствие этого удовлетворительная однородность смеси в этих смесителях достигается за длительное время смешивания ($\tau_{см} = 1...2$ ч). Скорость вращения приводного вала принимается с таким расчетом, чтобы линейная скорость наружной кромки ленты большого диаметра была равна 1,2 м/с.

Зазор между наружными кромками ленты большого диаметра и внутренней поверхностью корпуса устанавливаются в пределах 1...2 мм, что обеспечивает очистку внутренней поверхности корпуса. Конструкции некоторых типов мешалок показаны на рис. 3.9.

Отечественной промышленностью серийно выпускаются четыре типа ленточных смесителей Лн-1,0 с рабочим объемом смесительной камеры 0,63...6,3 м³.

В этих смесителях допускается в рабочей камере температура $t_p \leq 45$ °С и давление $p_p = 0,1$ МПа. Выпускаются они в двух исполнениях: ВУ (для некоррозионной и взрывоопасной среды) и ВК (для коррозионной и взрывоопасной среды).

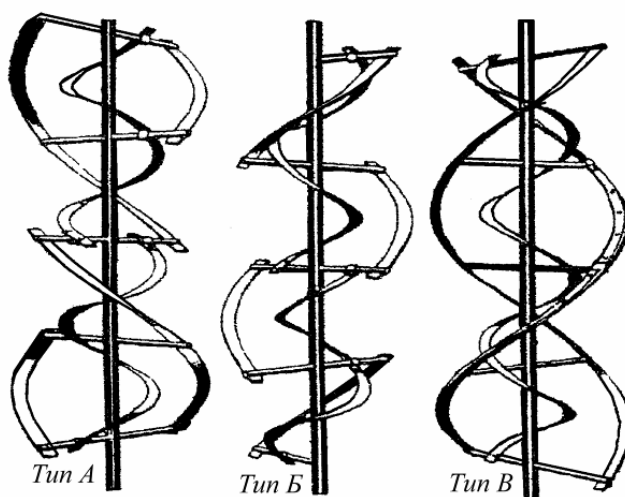


Рис. 3.9. Конструкции ленточных спиральных мешалок: тип А – комбинированная; тип Б – с наружной лентой в виде сегментов; тип В – с различным шагом

Оригинальное конструктивное оформление ленточного смесителя предложено фирмой «Спангерберг» (ФРГ). В отличие от обычных ленточных смесителей в нем ротор со спиральными мешалками может выдвигаться вместе с одной из торцевых стенок корпуса. Это значительно облегчает чистку и осмотр смесителя.

Плужные смесители (в некоторой литературе – плужковые смесители) предназначены для смешивания увлажненных, сильно налипающих и комкующихся сыпучих материалов.

Типичный представитель этой группы – смеситель ПЖ-630 представлен на рис. 3.10. Он состоит из следующих основных узлов: горизонтального цилиндрического корпуса 3 с плоскими торцевыми крышками, опирающимися на станину 9 и подставку 6; ротора, состоящего из приводного вала 4 и лемехообразных лопастей (плужков) 5; электродвигателя 1 и редуктора 2 привода ротора; двух ножевых головок 8 с индивидуальными приводами от электродвигателей 10; разгрузочной коробки 7 с клапаном. Корпус имеет несколько технологических штуцеров 11 (для загрузки компонентов смеси, выгрузки готовой смеси, установки термодпары, разрывной мембраны, ножевых головок) и люк для осмотра и чистки смесительной камеры

(некоторые смесители типа ПЖ имеют на корпусе рубашку для нагрева или охлаждения смешиваемой массы, например в смесителе ПЖ-250).

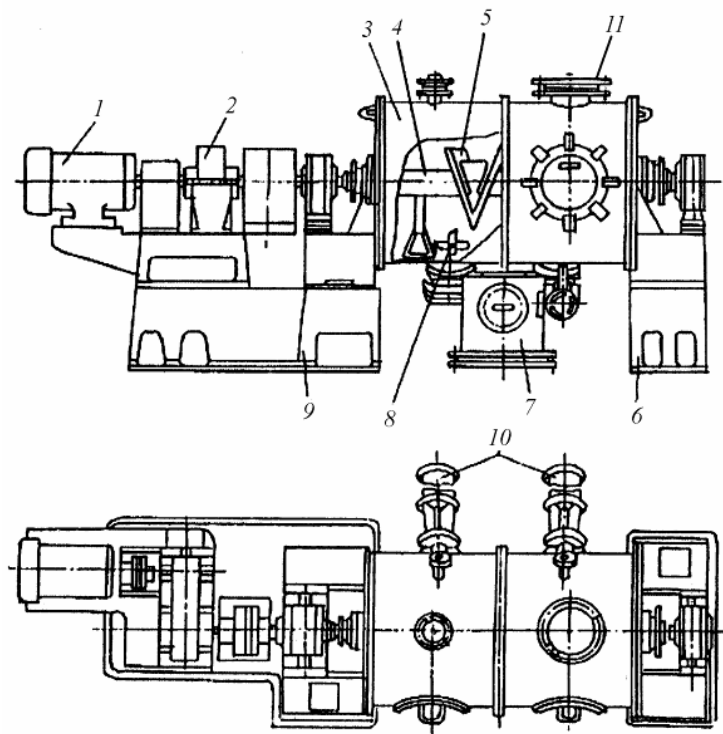


Рис. 3.10. Смеситель плужный ПЖ-630

Готовая смесь выгружается через разгрузочную коробку 7, где имеет клапан, прикрывающий отверстие в корпусе во время загрузки и смешивания материала. Привод клапана осуществляется в рассматриваемом смесителе вручную через рычажный механизм (в смесителе ПЖ-250 – от пневмоцилиндра).

Образующиеся в процессе смешивания агломераты разрушаются двумя быстро вращающимися ножевыми головками 8 (в смесителе ПЖ-250 установлена одна ножевая головка). При вращении приводного вала смешиваемые компоненты перемещаются плужками 5 по сложной траектории: от стенок к оси корпуса. Масса материала движется от одного плужка к другому, меняя траекторию движения. Плужки смонтированы на приводном валу со смещением относительно друг друга на 90° или 180° . В результате этих перемещений происходит процесс смешивания загруженных в корпус компонентов смеси. Линейная скорость вращения плужков $v = 1,2$ м/с. Время смешивания в смесителях ПЖ $\tau_{см} = 1...2$ ч. Рекомендуемый коэффициент заполнения корпуса материалом $\phi = 0,6$. Установочная мощность привода смесителей типа ПЖ колеблется в зависимости от физико-механических свойств смешиваемой массы и объема смесительной камеры в пределах $70...150$ кВт/м³ рабочего объема корпуса.

НИИХИММАШем разработан ряд смесителей типа ПЖ на рабочую емкость корпуса 5, 25, 50, 100, 200, 400, 800 л.

Из зарубежных плужных смесителей наибольшее распространение получили смесители, выпускаемые фирмой «Ледиге» (ФРГ) и «Ледиге-Мортон» (Шотландия).

Двухроторные смесители с z-образными лопастями типа ЗЛ предназначены главным образом для приготовления липких пастообразных смесей с вязкостью $10^3...10^5$ Па·с, хотя в них могут быть смешаны и сухие сыпучие материалы. Рабочим органом являются два ротора с z-образными лопастями. На рис. 3.11 показана схема одного из представителей этой группы смесителей – смеситель ЗЛ-250-01. Он состоит из следующих основных узлов: корпуса 1 корытообразной формы с рубашкой для нагрева или охлаждения смеси; двух роторов с z-образными лопастями 3; крышки 2, на которой вварены технологические штуцера; привода роторов, состоящего из электродвигателя 5 и редуктора 4; станины 6; насосной станции 7, обес-

печивающей подачу смазки в подшипниковые узлы роторов; механизма 8 опрокидывания корпуса.

Роторы вращаются навстречу друг другу с различной частотой. Один из них приводится во вращение от электродвигателя 5 через редуктор 4 (а в некоторых типоразмерах смесителей ЗЛ – от мотор-редуктора через цепную передачу), а другой – через передачу от первого. Смешиваемые компоненты загружаются в смеситель при открытой крышке или через штуцер в крышке корпуса.

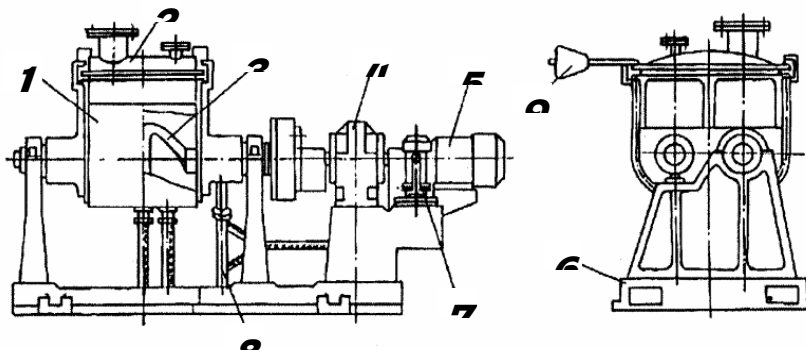


Рис. 3.11. Смеситель с Z-образными лопастями ЗЛ-250-01

Для выгрузки готовой смеси корпус опрокидывается через ось одного из роторов с помощью червячного, винтового или гидравлического механизма (в зависимости от типоразмера смесителя). Крышка прикреплена к корпусу шарнирно и уравновешена противовесом 9.

Отечественными стандартами предусмотрены тринадцать типоразмеров смесителей типа ЗЛ с рабочим объемом смесительной камеры 0,004...1,6 м³. Для улучшения процесса смешивания компонентов в смесительной камере и облегчения выгрузки готовой смеси разработаны двухроторные смесители с z-образными лопастями и реверсивным шнеком.

На рис. 3.12 показана схема конструкции смесителя ЗШ-400-02. В нем компоненты загружаются в смесительную камеру через загрузочную коробку 6 с клапаном, приводимым в действие от пневмоцилиндра. Готовая смесь выгружается через разгрузочную коробку 5 с клапаном, приводимым в действие пневмоцилиндром. Подача смеси в разгрузочную коробку производится шнеком 1, установленным в углублении, расположенном в нижней части смесительной камеры вдоль оси роторов и вращающимся от электродвигателя 2 через редуктор 3 и зубчатую передачу 4. В некоторых смесителях типа ЗШ шнек имеет реверсивное вращение: в моменты разгрузки он направляет смесь к разгрузочной коробке, а во время смешивания вращается в противоположную сторону, способствуя лучшему смешиванию компонентов.

Смесители типа ЗШ предназначены главным образом для приготовления сыпучих материалов с липкими жидкими добавками или паст. В некоторых из них может проводиться вакуумная сушка смеси при снижении частоты вращения роторов.

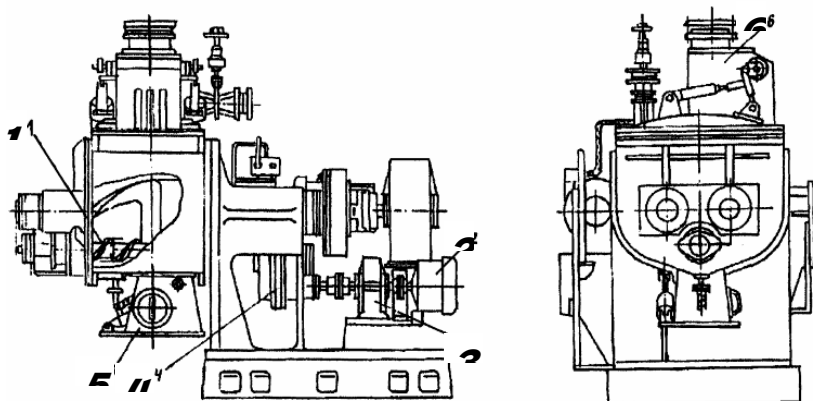


Рис. 3.12. Схема смесителя ЗШ-400-02

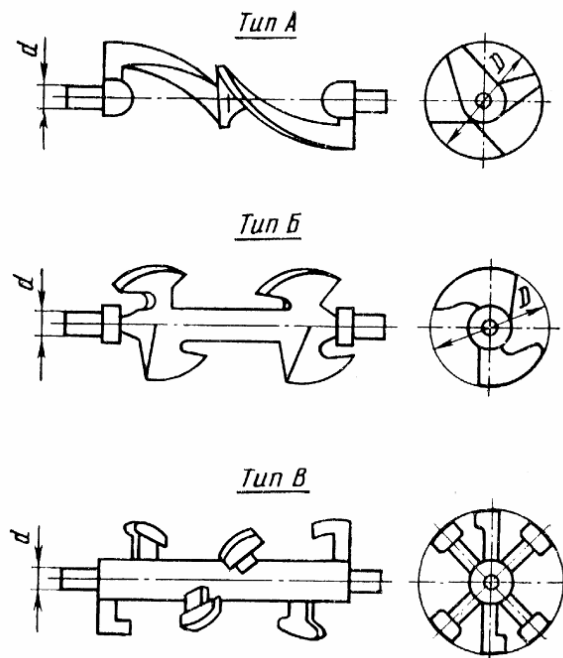


Рис. 3.13. Конструкции валков в смесителях типа ЗЛ и ЗШ

Серийно выпускаются смесители типа ЗШ с объемом рабочей камеры 0,004...2 м³.

В зависимости от физико-механических свойств смешиваемого материала смесители типа ЗЛ и ЗШ комплектуются валками различной конфигурации (рис. 3.13): тип А используются в основном для смешивания высоковязких жидкостей, резины; тип Б – для смешивания влажных и пастообразных материалов; тип В – для смешивания сыпучих сухих и увлажненных материалов.

Барабанные смесители часто используются для смешивания сухих сыпучих, абразивных и взрывоопасных материалов, когда не требуется высокая однородность смеси. Различаются смесители формой вращающегося корпуса, схемы некоторых из них показаны на рис. 3.14. Барабанные смесители относятся к тихоходным машинам: окружная скорость вращения корпуса у них составляет 0,17...1 м/с при коэффициенте заполнения корпуса смесью $\varphi = 0,5$.

Корпуса барабанных смесителей снабжаются цапфами, которые устанавливаются в подшипниках скольжения или качения, закрепляемых на стойках.

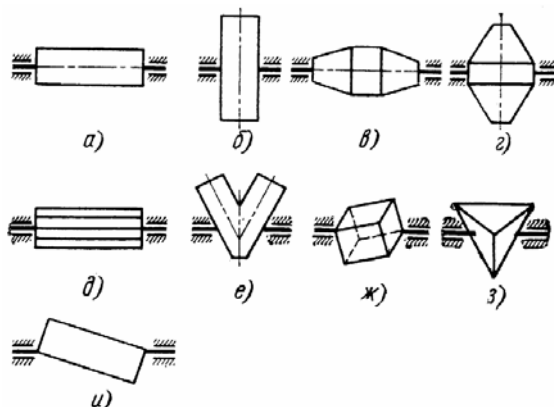


Рис. 3.14. Основные схемы корпусов барабанных смесителей периодического действия:

a – цилиндрический; *б* – цилиндрический с осью вращения, перпендикулярной к оси цилиндра; *в* – биконический горизонтальный; *г* – биконический вертикальный; *д* – горизонтальный граненный; *е* – бицилиндрический; *ж* – кубический; *з* – тетраэдрический; *и* – наклонный («пьяная бочка»)

Привод корпусов барабанных смесителей осуществляется от электродвигателя через редуктор и клиноременную передачу. В некоторых конструкциях этих смесителей используют вспомогательный мотор-редуктор, с помощью которого корпус смесителя может устанавливаться в вертикальном положении при разгрузке и загрузке сыпучего материала.

Преимуществами барабанных смесителей являются: простота конструкции и надежность в эксплуатации; возможность смешивания абразивных и взрывоопасных материалов; возможность смешивания материалов без разрушения частиц; широкий диапазон рабочих объемов (0,001...150 м³).

К недостаткам относятся: низкое качество готовой смеси; длительность процесса смешивания (более 1 ч); значительные удельные затраты энергии; образование комочков при введении в смесь жидких добавок.

Отечественной промышленностью серийно выпускаются барабанные двухконусные смесители типа БК номинальной емкостью корпуса 1,6 и 2,5 м³ и установочной мощностью электродвигателей – 15,75 и 23,1 кВт.

Барабанные смесители с биконическим корпусом выпускаются во многих странах. Наиболее известны барабанные смесители американской фирмы «Пфаудлер». Некоторые зарубежные фирмы выпускают барабанные смесители типа «Турбула» с корпусом (контейнером) различной формы, закрепляемым в зажимах механизма, позволяющего вращать корпус в трех плоскостях. При подобном вращении улучшается качество смеси, снижается время смешивания, появляется возможность без пересыпаний закончить процесс смешивания в транспортной таре (контейнере).

3.2.4. Смесители с диффузионным смешиванием

В смесителях с диффузионным смешиванием необходимо создавать разреженные слои смешиваемого сыпучего материала, увеличивая его порозность, что обеспечит более свободное перемещение твердых частиц в рабочем объеме смесителя. Это достигается либо с помощью наложения на слой дисперсного материала вибраций, либо путем его псевдооживления.

В вибрационных смесителях вибрации передаются смешиваемому материалу чаще всего через корпус. Вибрационные смесители периодического действия в промышленности практически не используются.

В пневмосмесителях смешивание материала достигается путем вдува в слой частиц газа. Причем пневмосмесители можно разделить на две подгруппы: струйные и смесители с псевдооживленными слоями.

В струйных пневмосмесителях, например в пневмосмесителе ПС-100 ВБК-01, сжатый газ (азот или воздух) подается внутрь корпуса импульсно через ряд сопел с перекрещивающимися осями, создавая соответствующую циркуляцию частиц или их хаотические перемещения внутри слоя. В связи с этим их следует отнести к циркуляционным смесителям или смесителям объемного смешивания.

В пневмосмесителях с псевдооживленным слоем частиц газ подается внутрь корпуса под решетку (сетку), на которой находится смешиваемый материал. В качестве решетки часто используется пористая керамика.

В псевдооживленном слое частицы хаотически перемещаются относительно друг друга, происходит взаимный «диффузионный» обмен частицами микрообъемов смеси, в результате чего и протекает процесс их смешивания.

Серийно пневмосмесители с псевдооживленными слоями не выпускаются. В большинстве пневмосмесителей не удается достичь хорошего качества смеси, что объясняется несколькими причинами. Во-первых, в аппаратах с отношением высоты H_c слоя материала над решеткой к внутреннему диаметру D корпуса, равным 0,25, возникает несколько очагов циркуляции частиц (до 6). Частицы медленно перемещаются из одного очага в другие очаги. Для сокращения числа очагов следует увеличивать высоту слоя. При $H_c = D$ создается один очаг, что более благоприятно для процесса смешивания. Если же желательнее иметь $H_c < D$, то следует в центр решетки подавать газ в больших количествах, чем на периферии. Это позволяет создать одноочаговый режим псевдооживления. Во-вторых, в псевдооживленных слоях происходит быстрая сепарация частиц по размерам и массе. Для

уменьшения сепарации частиц в слое процесс смешивания не следует вести дольше определенного времени. Следует отметить, что оптимальное время продувки слоя газом, с точки зрения сепарации, не всегда совпадает с оптимальным временем смешивания. В-третьих, в результате каналообразования пылевидные материалы плохо псевдооживаются и почти не перемещаются по объему смесителя. В этих случаях около решетки размещают вращающуюся лопастную мешалку, препятствующую образованию каналов, по которым проходит основная масса газа. Указанные выше явления следует учитывать при конструировании пневмосмесителей с псевдооживленными слоями.

К достоинствам пневмосмесителей следует отнести простоту их конструкции и низкие удельные энергозатраты, а к недостаткам – значительную эрозию внутренних поверхностей корпуса, истирание частиц компонентов, появление электростатического заряда, который может возникнуть при смешивании диэлектрических материалов, низкое качество смеси, необходимость очистки отходящего газа.

Пневмосмесители снабжаются пылеулавливающими устройствами (рукавными фильтрами, циклонами, роторными пылеуловителями и пр.).

Существует методика выбора типа смесителя периодического действия с учетом характеристики смеси и технологических требований на нее (РТМ 26-01-129–80 «Метод выбора оптимального типа питателей, смесителей и мельниц»). Эта методика разработана на основе анализа действующего промышленного и лабораторного оборудования. В ее основу положена установленная экспериментально зависимость свойств смешиваемого материала и необходимой скорости рабочего органа смесителя.

С учетом расчетных значений скорости вращения рабочего органа тип смесителя выбирается по РТМ с учетом характеристик смеси (склонность к сегрегации, связности, склонности к комкованию, содержанию ключевого компонента) и технологических требований (необходимой степени неоднородности смеси, ограничений по нагреву и измельчению частиц). Использование же выбранного типа смесителя назначается с учетом токсичности, взрывоопасности и коррозионности смешиваемого материала.

3.3. Смесители непрерывного действия

Смесители непрерывного действия (СНД) имеют ряд преимуществ по сравнению со смесителями периодического действия: они имеют более высокую производительность при одновременном снижении удельных энергозатрат, металлоемкости, себестоимости готового продукта, более широкие возможности по автоматизации процесса, улучшению условий труда. Однако широкого распространения в промышленности они еще не получили. Это объясняется тем, что при получении многокомпонентных смесей не удается обеспечить на заданном уровне функционирование блока дозирующих устройств, которые будут выдавать потоки материала в смеситель с минимальными флуктуациями в заданном соотношении компонентов, в особенности, если блок составлен из объемных дозаторов. Оснащение же блока автоматическими весовыми дозирующими устройствами часто бывает экономически неоправданным.

В СНД возможно проведение совмещенных процессов: смешивание, сушка, измельчение, гранулирование, увлажнение и т.д.

3.3.1. Классификация смесителей непрерывного действия

Часто используемая в технической литературе классификация СНД по конструктивному признаку (червячно-лопастные, барабанные, спирально-винтовые, роторные, одновальные и т.д.) не является научной: она не позволяет создать единые методики расчета для отдельных групп смесителей, подчас имеющих разные конструктивные особенности, но одинаковый механизм смешивания компонентов смеси. Более рационально следует производить классификацию по механизму смешивания:

- смесители с преимущественно радиальным процессом смешивания и поршневым движением материала вдоль корпуса СНД (группа прямооточных смесителей);
- смесители с радиально-продольным процессом смешивания и хаотическим движением материала в рабочем объеме СНД (группа смесителей объемного смешивания);
- смесители с радиально-продольным процессом смешивания и почти поршневым движением материала вдоль оси корпуса СНД (группа смесителей размывного действия).

3.3.2. Прямоточные смесители

В прямооточных смесителях смешиваемый материал движется вдоль корпуса без продольного смешивания частиц компонентов (поршневой режим движения материала). Процесс смешивания обеспечивается только радиальным перераспределением частиц. При таком режиме движения смешиваемого материала СНД не способен сглаживать входные флуктуации потоков компонентов, поэтому эту группу СНД необходимо комплектовать дозаторами повышенной точности.

К наиболее типичным прямооточным СНД можно отнести: ленточные, спиральные, центробежные, вибрационные смесители.

Конструкция *ленточного смесителя непрерывного действия* типа НД показана на рис. 3.15. Подлежащие смешиванию компоненты поступают в корпус этого смесителя через сваренный в крышку штуцер, а выгружаются через разгрузочную камеру 8, прикрепленную к корпусу 1. Смешивание материала и перемещение его вдоль корпуса производится сначала лопатками 9, а затем спиральными лентами 11, закрепленными на валах 10 с помощью штифтов. Валы приводятся во вращение от электродвигателя 4 через редуктор 3, муфту и зубчатую пару 2. В разгрузочной камере установлен рыхлитель 6, приводимый во вращение от электродвигателя 5. Смеситель и его привод смонтированы на раме 7.

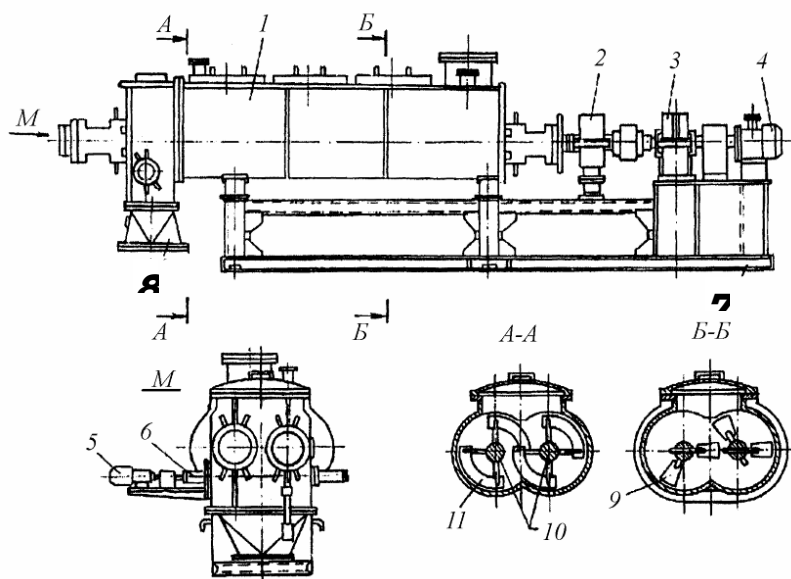


Рис. 3.15. Ленточный СНД

Смесители типа НД рекомендуются для смешивания сыпучих материалов с $\rho_n = 1500 \text{ кг/м}^3$, а также сыпучих материалов с небольшим количеством жидких компонентов при условии, что готовая смесь сохраняет сыпучесть. При комплектовании этих смесителей дозаторами высокой точности в них можно получить смеси с величиной $V_c = 3...5 \%$.

Спирально-винтовые смесители непрерывного действия схожи по конструкции со смесителями типа НД. Различие состоит в том, что вместо лопаток и спиральных лент, установленных в смесителях НД, в корпусе спирально-винтового смесителя установлена спираль. Существуют спирально-винтовые смесители с двумя спиралями: большого диаметра, проталкивающая смесь вдоль корпуса к выпускному патрубку, и спиралью малого диаметра, которая установлена соосно со спиралью большого диаметра.

ра и которая возвращает частично материал назад. При двух спиральях смеситель имеет продольное смешивание, поэтому двухспиральные смесители следует отнести к группе смесителей размывного действия.

Центробежный прямоточный смеситель конструкции А.М. Ластовцева состоит из следующих основных элементов (рис. 3.16): корпуса 5 цилиндрической формы, составленного из нескольких царг и имеющего штуцеры 1 и 6; вала 3, на котором закреплены конусы 2; конических пересыпных воронок 4, закрепленных внутри корпуса; привода вала, состоящего из электродвигателя 8 и клиноременной передачи; радиальной лопасти 7. Подлежащий смешиванию материал вводится через штуцер 1 внутрь первого вращающегося конуса. Под действием центробежных сил материал поднимается по внутренней поверхности конуса и затем сбрасывается с его края в виде пылевидного факела. После удара о стенку корпуса частицы материала оседают на неподвижную воронку 4 и по ней ссыпаются в нижележащий вращающийся конус, где процесс повторяется на каждой паре: конус–воронка. Разгрузка готовой смеси происходит через штуцер 6 с помощью вращающейся лопасти 7, закрепленной на валу.

Экспериментально установлено, что для порошкообразных материалов центробежное ускорение на краю конусов должно быть равным $\omega^2 R = 300 \text{ м/с}^2$, где ω – угловая скорость конуса, с^{-1} ; R – наибольший радиус конуса, м. При высокой точности дозаторов в этом смесителе возможно получение смеси с $V_c = 2 \dots 3 \%$.

Количество секций m (конус–воронка) может быть найдено из уравнения необходимой однородности смеси

$$V_c = \frac{26,5}{m} + 1,6, \%$$

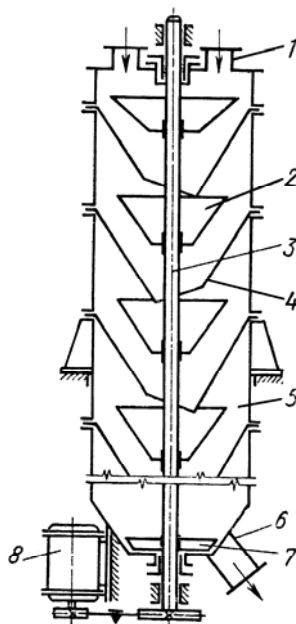


Рис. 3.16. Схема центробежного прямоточного смесителя конструкции А.М. Ластовцева

Пропускная способность смесителя может быть принята равной $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 площади кольцевого сечения между внутренней стенкой корпуса и верхней кромкой конуса.

В *вибрационных прямоточных смесителях* смешиваемая масса непрерывно перемещается вдоль вибрирующего корпуса смесителя. При этом используются сравнительно большие амплитуды ($3 \dots 4 \text{ мм}$) и относительно малые частоты колебаний корпуса ($20 \dots 35 \text{ Гц}$).

На рис. 3.17 представлена схема конструкции вибрационного двухвального смесителя ДВС-Н, разработанного ВНИИСМ. Состоит он из следующих основных узлов: корпуса 1 овальной формы, двух валов 6 с лопатками 7, сварной рамы 2, пружинных амортизаторов 5, вращающегося вала 4 с дебалансом; противовеса 3.

Валы вращаются навстречу друг другу. Одна часть лопаток, закрепленных на валах, имеет угол атаки 90° , а другая – 45° . Первые лопатки выполняют функцию перемешивания материала, а вторые – служат для продвижения смешиваемых компонентов вдоль корпуса смесителя к выпускному штуцеру. Валы *б* приводятся во вращение с частотой 150...200 об/мин от электродвигателя через редуктор, выходной вал которого соединен с одним из лопастных валов резиновой муфтой.

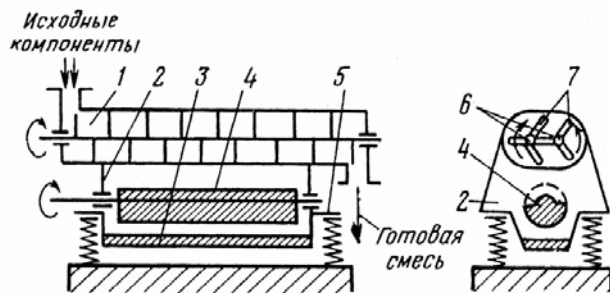


Рис. 3.17. Вибрационный двухвальный СНД типа ДВС-Н

Другой вал имеет привод от первого вала через зубчатую пару. Вал *4* приводится во вращение либо от автономного электродвигателя, либо от электродвигателя, вращающего лопастные валы, с помощью клиноременной передачи.

Смесители ДВС-Н используются для смешивания увлажненных сыпучих материалов с размером частиц более 10 мкм. При высокой точности дозирования исходных компонентов возможно достижение однородности смеси с $V_c \leq 3\%$.

Для смешивания сухих сыпучих материалов используются *трубные прямоточные вибрационные смесители* типа ИСиА. В корпусе *1* смесителя (рис. 3.18) размещена труба *2*, внутри которой вращается вал *3* с дебалансами *5*. Вал приводится во вращение от электродвигателя через клиноременную передачу (на схеме не показаны). Электродвигатель закреплен на станине *7*. Корпус *1* опирается на восемь пар цилиндрических пружин *4*, которые через резиновые амортизаторы *8* опираются на станину *7*. Сыпучие компоненты загружаются непрерывно в корпус через штуцер *9*, а выгружаются через штуцер *6*.

Основная масса смешиваемого материала циркулирует в поперечных сечениях корпуса в сторону, обратную вращению вала *3*. Коэффициент заполнения корпуса материалом равен 0,8. Продольное перемещение сыпучего материала вдоль корпуса обеспечивается за счет разницы в высотах слоя в местах загрузки и выгрузки.

В смесителе типа ИСиА возможно при высокой точности дозирования достичь качества смеси с $V_c \approx 3\%$ за 10...20 с пребывания компонентов в корпусе, что обеспечивает большую производительность.

Промышленный образец смесителя ИСиА имеет длину трубного корпуса 4100 мм, установочную мощность электродвигателя $N_{yc} = 28$ кВт, амплитуду колебаний корпуса 4 мм, частоту колебаний корпуса 38 Гц, производительность до $28 \text{ м}^3/\text{ч}$.

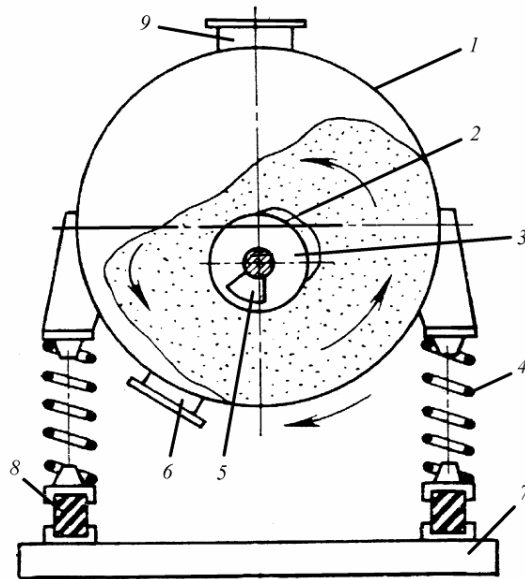


Рис. 3.18. Прямоточный вибрационный смеситель типа ИСиА

В *прямоточных центробежных смесителях* «Интолетор» (типа Н) и «Бретбери» (тип М_к), выпускаемых в Англии, смешиваемые компоненты проходят через быстровигающийся ротор, имеющий специальные устройства для смешивания. В смесителях типа Н такими устройствами являются ряд штырей, закрепленных на вращающихся дисках (рис. 3.19), а в смесителях типа М_к смешивающее устройство выполнено в виде нескольких рядов круглых бил, смонтированных на одном валу, проходящем по оси вертикального корпуса цилиндрической формы.

В корпусе 1 смесителя «Интолетор» (рис. 3.19) установлен быстровигающийся ротор, состоящий из нижнего 2 и верхнего 3 дисков, имеющих ряд штырей 4. Ротор приводится во вращение от электродвигателя 5, вал которого соединен со ступицей 6 ротора. Исходные компоненты непрерывно загружаются в корпус через штуцер 7, а готовая смесь выгружается через штуцер 8.

Прямоточные центробежные смесители характеризуются малыми габаритными размерами, низкими удельными энергозатратами (до 1,1 кВт·ч/т) просты по конструкции, имеют высокую производительность (например, смесители типа М_к $Q = 2 \dots 7$ т/ч).

К их недостаткам можно отнести: необходимость использования для ротора высокопрочных металлов и дозаторов повышенной точности, а также низкое качество смеси ($V_c \approx 5\%$) и дробление частиц при ударе о корпус.

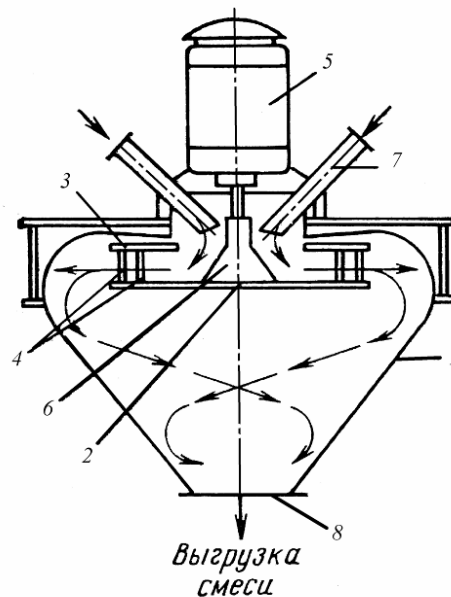


Рис. 3.19. Схема смесителя «Интолетор»

3.3.3. Смесители размывного действия

В группу смесителей размывного действия объединены смесители, в которых смешиваемый материал перемешивается рабочими органами вдоль корпуса почти в поршневом режиме. Однако в отличие от прямоточных смесителей в них обеспечивается продольное смешивание частиц: некоторые частицы движутся со скоростью либо меньшей, либо большей, чем средняя скорость материала вдоль корпуса смесителя. Благодаря этому происходит как бы размыв частиц в движущихся элементарных объемах материала, образованных поперечными сечениями потока на входе в смеситель за промежуток времени Δt и состоящих из частиц одного компонента: часть частиц при движении элементарного объема вдоль корпуса смесителя перейдет в соседние элементарные объемы, а на их место из соседних элементарных объемов поступят частицы других компонентов. Для более свободного перемещения частиц вдоль потока необходимо создать в смесителях этой группы разреженные слои смешиваемого материала.

В группу размывных смесителей непрерывного действия можно отнести: центробежные, вибрационные, многоспиральные барабанные смесители.

Центробежный смеситель типа НДЦ выполнен на основе волчкового смесителя периодического действия типа ЦВ. Но вместо свободно подвешенной рамы с лопастями и скребком, как это сделано в смесителе ЦВ, смонтирован шнек 2 (рис. 3.20), имеющий привод от электродвигателя 1 и входящий внутрь конуса 3. Направление вращения шнека вокруг собственной оси противоположно направлению движения частиц по внутренней поверхности конуса. Благодаря этому часть материала перемещается в нижнюю часть конуса. Тем самым увеличивается сглаживающая способность смесителя за счет появления продольного процесса смешивания. Выброшенная из конуса масса сыпучего материала опускается в кольцевом пространстве между конусом и корпусом, а затем выталкивается радиальной лопастью, закрепленной на дне конуса, в штуцер 4. Вал конуса приводится во вращение от электродвигателя через клиноременную передачу.

Мощность привода ротора смесителя НДЦ равна

$$N = 14 \cdot 10^{-3} K \rho_n \omega^2 (Q + V\omega / 2\pi) (3D - 4l \sin \alpha)^2, \text{ Вт,}$$

где K – коэффициент, учитывающий проскальзывание материала относительно конуса, $K = \exp[-0,04\omega \exp(-\rho_n \cdot 10^{-3})]$; ρ_n – насыпная плотность смешиваемого материала, кг/м^3 ; l – длина образующей конуса, м; α – угол наклона образующей конуса к горизонту, град.; ω – угловая скорость конуса, $1/\text{с}$; D – наибольший диаметр конуса, м; V – запас материала в смесителе, м^3 ; Q – производительность смесителя, $\text{м}^3/\text{с}$.

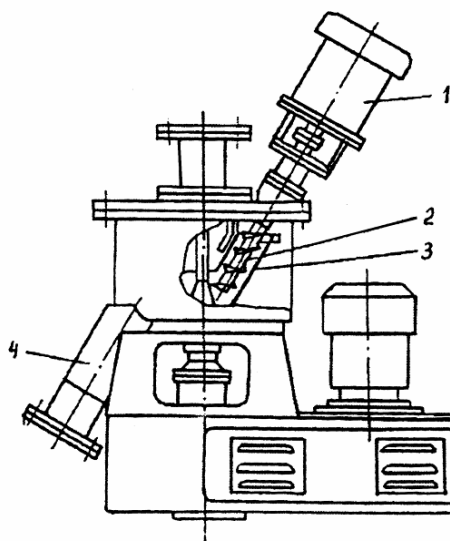


Рис. 3.20. Смеситель типа НДЦ

В вибрационном смесителе непрерывного действия поступающие на смешивание компоненты попадают на вибрирующий лоток 2, в котором

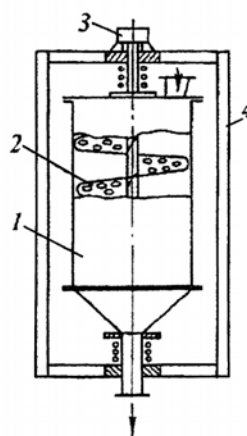


Рис. 3.21. Вибрационный СНД

имеются отверстия (рис. 3.21). Через эти отверстия смешиваемый материал спускается вниз, к выходному патрубку корпуса 1 смесителя. По вибрирующему с помощью вибратора 3 лотку часть частиц, не прошедшая через отверстия на витках лотка, перемещается вверх, обеспечивая тем самым продольное смешивание и достаточно высокое качество смеси при невысокой точности подачи компонентов смеси дозаторами. Величина рециркуляции материала может регулироваться с помощью пластины, перекрывающей часть отверстий в лотке. Корпус смесителя и вибратор смонтированы на раме 4.

В *двухспиральном смесителе* непрерывного действия, конструктивно схожим с односпиральным прямоочным смесителем, в корпусе установлены две цилиндрические винтовые спирали: большого диаметра и соосно с ней – малого диаметра. Спирали изготавливают из стальной или бронзовой пружинной проволоки и имеют противоположную навивку витков. Направление вращения большой спирали назначается таким образом, чтобы смешиваемый материал перемещался от загрузочного патрубка к зоне выгрузки из корпуса. Спираль большого диаметра осуществляет транспортировку и смешивание компонентов.

Спираль малого диаметра может вращаться либо в том же направлении, что и спираль большого диаметра, либо в противоположную сторону. В обоих случаях, имея значительно меньшую транспортирующую производительность, малая спираль обеспечивает продольное перемешивание частиц сыпучего материала, что позволяет комплектовать смесители объемными дозаторами пониженной точности.

Барабанные смесители непрерывного действия характеризуются простотой конструкции, универсальностью (в них можно одновременно с процессом смешивания проводить сушку, прокалывание, пропитку жидкими компонентами, химические реакции, гранулирование).

В барабанных смесителях смешивание загружаемых компонентов происходит за счет вращения корпуса цилиндрической формы, ось которого имеет небольшой уклон к горизонтали (примерно 4°).

Барабанный смеситель (рис. 3.22) состоит из корпуса (барабана) 1, на котором закреплены бандажи 2 и 4 и венцовое (зубчатое) колесо 3; опорных станций 6 и 10, предназначенных для опирания корпуса на роликах и фиксации его в горизонтальном направлении; привода корпуса, состоящего из электродвигателя 7, редуктора 8 и подвенцовой шестерни 9; наклонного желоба 12, предназначенного для подачи в смеситель смешиваемых материалов; разгрузочной камеры 5; станины 11. Для поддержания необходимого уровня материала внутри корпуса (при рекомендуемом коэффициенте заполнения барабана $\varphi = 0,1 \dots 0,3$) в его

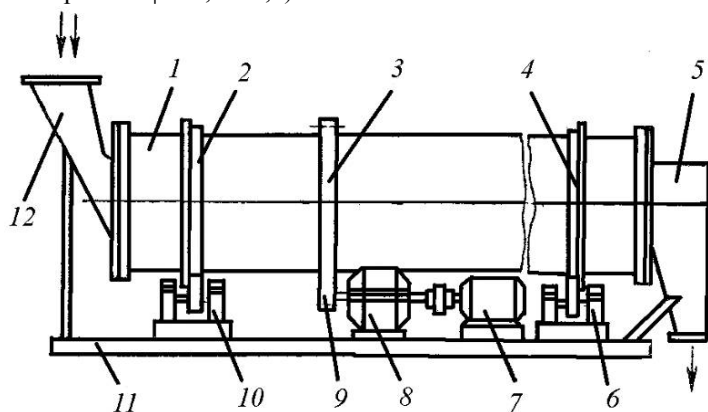


Рис. 3.22. Барабанный смеситель

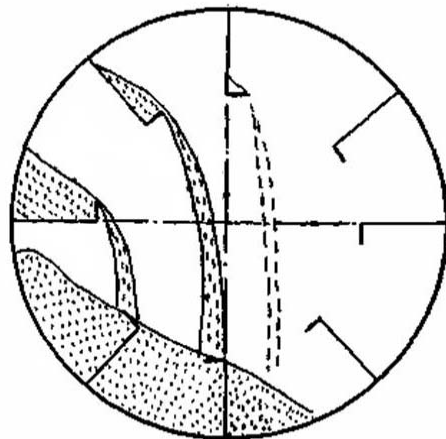


Рис. 3.23. Насадка барабанного смесителя
конец сваривают подпорное кольцо, через которое материал попадает в разгрузочную камеру 5.

Сыпучие материалы можно подавать в смеситель непрерывно или порционно. Последнее возможно благодаря тому, что барабанный смеситель обладает высокой сглаживающей способностью.

Для увеличения скорости продольного смешивания, от которой во многом зависит сглаживающая способность смесителя, внутри корпуса монтируют насадку (рис. 3.23). В некоторых барабанных смесителях внутри нижней части корпуса устанавливают шнек или лопастной вал, вращающийся от индивидуального привода и выполняющий ту же функцию, что и винтовая насадка.

3.3.4. Смесители объемного смешивания

В группу СНД объемного смешивания объединены смесители, у которых поступающие в них сыпучие компоненты рабочими органами различаются хаотически по всему рабочему объему смесителя. Часто их образуют путем последовательного соединения нескольких (двух, трех) смесителей периодического действия объемного смешивания. Среди смесителей этой группы наибольшее распространение получили пневмосмесители с псевдооживленными слоями сыпучего материала. В них непрерывно или порционно поступают компоненты смеси, где путем подачи газа через пористое днище сыпучий материал находится в псевдооживленном состоянии. Непрерывный отбор смеси производится через штуцер, находящийся вдали от входного штуцера, с верхнего слоя.

К преимуществам пневмосмесителей с псевдооживленными слоями следует отнести простоту конструкции без движущихся рабочих элементов, низкие удельные энергозатраты.

Недостатками являются: необходимость установки улавливающих устройств (циклонов, рукавных фильтров, ротационных пылеуловителей и пр.) на выходе из корпуса; низкое качество смеси ($V_c = 4...5\%$), возможность сегрегации частиц по массе; истирание недостаточно прочных частиц, значительная механическая эрозия внутренних поверхностей аппарата.

Скорость подачи газа v_r (м/с) в псевдооживленный слой должна обеспечить однородность псевдооживления, что соответствует значению критерия Фруда $Fr = v_r^2 / gd < 0,13$ (d – диаметр частиц).

Следует отметить, что СНД с псевдооживленными слоями серийно не выпускаются.

3.4. Питатели и дозаторы сыпучих материалов

3.4.1. Классификация дозаторов и питателей

Во многих технологических процессах требуется непрерывная подача сыпучих материалов в заданных количествах: либо в виде отдельных порций (доз), следующих одна за другой, либо в виде непрерывного потока.

Высокопроизводительная и надежная работа непрерывнодействующих измельчителей, грохотов и сепараторов, в значительной степени зависит от регулярного во времени и равномерного по рабочей зоне питания исходным сырьем. В случае нерегулярного питания машина может оказаться либо под завалом при излишнем питании, либо работать на холостом ходу при недостатке питания. Неравномерность питания по ширине дробилки или грохота может вызвать повышенный односторонний износ, перекося и поломку деталей, а также нежелательные изменения качества продукции. Для регулярного и равномерного питания машин применяют специальные устройства: питатели и дозаторы.

Питатели – это устройства для равномерной и регулируемой подачи сыпучих и штучных материалов из бункеров и загрузочных лотков к транспортирующим или перерабатывающим машинам.

В отличие от питателей дозаторы должны обеспечивать автоматическое отмеривание (дозирование) заданной массы или объема сыпучих материалов.

Питатель имеет следующие элементы: транспортирующий механизм с регулируемым приводом; ограничитель потока материала; элементы, исключающие обратное движение материала.

Дозатор дополнительно имеет измерительный элемент (датчик), измеряющий массу или объем дозы материала, систему регистрации и автоматического управления, позволяющую воздействовать на питатель, обеспечивая его производительность в заданных пределах. При автоматическом дозировании отмер заданной дозы и подача ее в приемную емкость происходит автоматически, без участия оператора.

В соответствии со структурой технологического процесса дозаторы можно разделить на три основные группы: дискретного (периодического) действия, непрерывного и непрерывно-циклического действия.

По принципу работы дозирочные устройства разделяют на устройства объемного и весового типов.

Основной является классификация по виду движения и типу рабочих органов дозирочных устройств:

- без движущегося рабочего органа (гравитационные, пневматические);
- поступательное движение рабочего органа (ленточные, пластинчатые);
- вращательное движение рабочего органа (шлюзовые, лопастные, червячные, тарельчатые, дисковые, роторные, трубчатые, барабанные);
- возвратно-поступательное движение рабочего органа (плунжерные, маятниковые);
- колебательное движение рабочего органа (вибрационные).

Конструкции дозаторов и питателей должны удовлетворять следующим требованиям:

- возможность включения питателя под нагрузкой;
- быстрая блокировка в аварийных ситуациях;
- обеспечение требуемой производительности в широком диапазоне изменения свойств материала и условий эксплуатации;
- надежность работы, минимальное число движущихся деталей;
- незначительный износ рабочего органа, низкая стоимость, простота обслуживания и низкая потребляемая мощность;
- устойчивость дозирования при постоянном расходе;
- малая инерционность, плавность регулирования производительности.

3.4.2. Способы дозирования

Объемный способ дозирования – дозирочные устройства измеряют массу дозируемого материала по его объему. Они включают в себя питатель, приборы и устройства контроля и регулирования количества материала дозы.

В простейшем случае объемные дозаторы дискретного действия представляют собой мерные сосуды.

На практике встречаются объемные телескопические дозаторы с регулированием объема при изменении размеров мерных емкостей. Производя тарирование мерной емкости по разным материалам (или по изменяемым входным параметрам для одного и того же материала), на ней наносят шкалу, упрощающую настройку дозатора для получения заданной дозы.

Объемный способ характеризуется значительной погрешностью дозирования. Это объясняется тем, что результаты работы объемных дозирочных устройств зависят от колебаний степени уплотнения сыпучего материала в мернике. В зависимости от содержания влаги, гранулометрического состава, формы частиц и других показателей насыпная плотность материала может меняться в широких пределах.

Основными достоинствами дозаторов, реализующих объемный способ дозирования, являются простота конструкции, надежность и удобство в эксплуатации.

Весовой способ дозирования – дозирование материала по массе является более точным, чем дозирование по объему.

В дозирочных устройствах, работающих по весовому способу, процесс взвешивания состоит из трех этапов: воздействие материала на чувствительный элемент весового устройства; преобразование этого воздействия в численное значение; указание или регистрация этого значения, соответствующего массе дозированного материала.

Оценка качества дозирования – качество дозирования оценивают на основании проб, отбираемых из потока материала на выходе из питателя при установившемся режиме его работы. При этом пробу отбирают из потока в течение некоторого времени τ . Чем меньше τ , тем точнее можно оценить качество дозирования. Однако уменьшать τ можно только до некоторого предела. Это связано с тем, что при уменьшении τ существенно возрастает неточность отсечки материала во времени. Рекомендуют для оценки погрешности дозирования промышленными питателями принимать $\tau = 1 \dots 3$ мин.

В качестве критерия оценки качества дозирования принимают коэффициент вариации $V_c(\tau)$, который рассчитывают по результатам взвешивания проб:

$$V_c(\tau) = \frac{100}{m_{\text{ср}}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (m_i - m_{\text{ср}})^2}, \%,$$

где $m_{\text{ср}}$ – среднее арифметическое значение массы всех проб, каждую из которых отбирали из потока в течение времени τ ; m_i – масса i -й пробы, отобранной из потока в течение времени τ ; n – общее число проб, отобранных из потока на выходе из питателя (рекомендуется принимать $n = 25 \dots 50$).

Значение $V_c(\tau)$ зависит от времени отбора пробы τ , т.е. от ее массы или объема, поэтому для значений V_c необходимо указывать, при каких τ они рассчитаны.

3.4.3. Конструкции питателей и дозаторов

3.4.3.1. Устройства без движущегося рабочего органа

Наиболее простыми по конструкции и наименее энергоемкими являются *гравитационные питатели*. Типичный гравитационный питатель, предназначенный для загрузки сыпучих материалов в герметичные емкости (рис. 3.24), состоит из герметичного бункера I ,

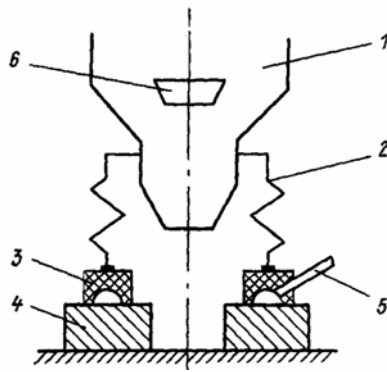


Рис. 3.24. Гравитационный питатель, предназначенный для загрузки сыпучих материалов в герметичные емкости

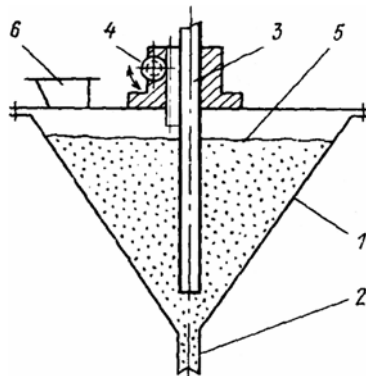


Рис. 3.25. Устройство для разгрузки мелкодисперсных сыпучих материалов с низкой газопроницаемостью слоя

соединенного сильфоном 2 через кольцевое уплотнение 3 с загружаемой емкостью 4. Для обеспечения герметичности соединения загружаемой емкости с бункером предусмотрено подключение кольцевого уплотнения к вакуум-наосу через патрубок 5. Прекращение цикла дозирования осуществляется затвором 6.

Устройство для разгрузки мелкодисперсных сыпучих материалов с низкой газопроницаемостью слоя (рис. 3.25) обеспечивает регулирование расхода в широких пределах за счет устранения зоны разрежения, возникающей в материале вблизи выпускного отверстия. В этом случае в бункере 1 с выпускным патрубком 2 установлена стабилизирующая трубка 3, имеющая возможность вертикального перемещения от привода 4. Сыпучий материал 5 поступает в бункер через загрузочное отверстие 6.

Преимущества питателя заключаются в возможности обеспечения плавного регулирования расхода без изменения диаметра выпускного патрубка путем перемещения стабилизирующей трубки вдоль вертикальной оси. Недостатком является расположение стабилизирующей трубки в зоне ускоренного движения частиц, что снижает надежность работы и скорость истечения материала из выпускного патрубка.

Основной недостаток питателей гравитационного типа заключается в ограниченной возможности регулирования расхода сыпучего материала с одновременным обеспечением заданной точности.

В условиях массового производства широкое распространение получили *аэрационные питатели*, истечение материала в которых происходит под действием аэрирующего агента, вводимого в слой сыпучей среды, движущейся под действием силы тяжести. Такие устройства по сравнению с другими отличаются малым числом движущихся элементов, бесшумностью работы.

Специальными элементами конструкций являются аэроднища, перфорированные трубы, пневмоподушки, пневматические сопла (рис. 3.26, а, б, в, г, соответственно). В том случае, когда нет каких-либо ограничений при проведении технологических процессов, в качестве аэрирующего агента используют сжатый воздух.

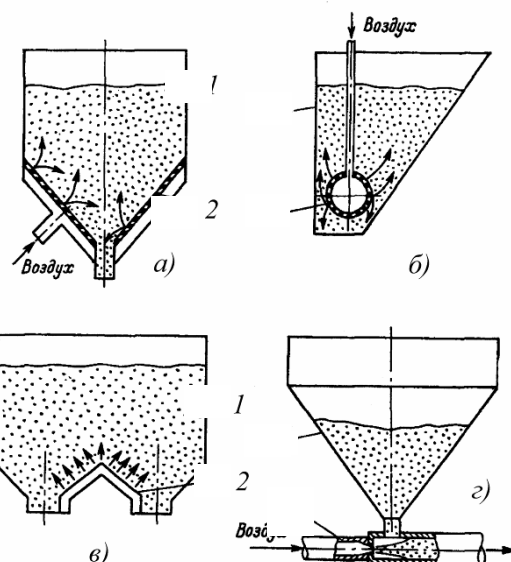


Рис. 3.26. Аэрационные питатели:
а – аэроднища; *б* – перфорированные трубы; *в* – пневмоподушки; *г* – пневматические сопла

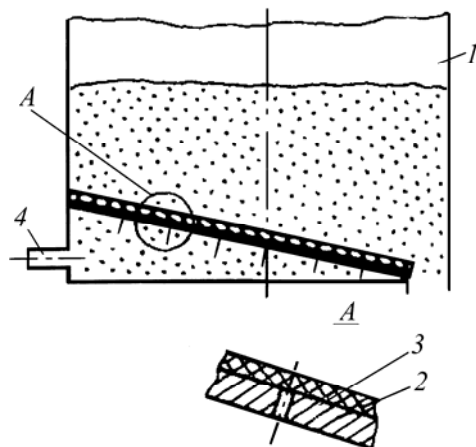


Рис. 3.27. Устройство для повышения текучести гранулированных и порошкообразных материалов

На рис. 3.27 представлено устройство для повышения текучести гранулированных и порошкообразных материалов. С целью повышения скорости истечения сыпучего материала, находящегося в емкости *1*, под перфорированную плиту *3* с тканью *2* по трубопроводу *4* подают аэрирующий агент, приводящий к снижению коэффициента внутреннего трения между частицами.

Питатели с применением аэрации находят широкое применение в системах пневматического транспортирования сыпучих материалов. Такие устройства являются частью пневмотранспортных камерных насосов, предназначенных для введения порошкообразных материалов в трубопроводы. Для подвода газа используют либо газоподводящие патрубки, размещенные в зоне входного канала трубопровода, либо аэроднища.

На рис. 3.28 представлено устройство для пневмотранспорта, позволяющее обеспечить аэрирование находящегося в емкости *1* материала во всем объеме за счет расположения патрубков подвода газа *3* на разной высоте. Сыпучий материал поступает в емкость по трубопроводу *4* и выводится по трубопроводу *5*. Недостатки устройства – ограниченный срок службы аэрирующего днища *2*, а также сложность его изготовления и обслуживания.

Газораспределительные устройства в слое сыпучего материала снижают скорость истечения частиц и сами являются потенциальными

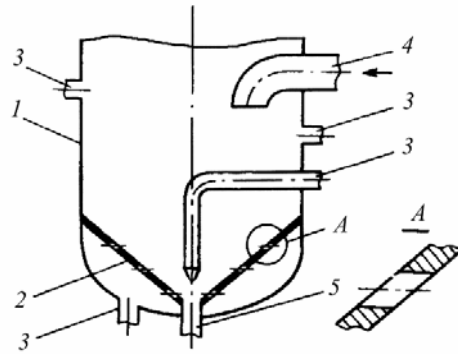


Рис. 3.28. Устройство для пневматического транспортирования сыпучего материала

источниками сводообразования. Проведение технического обслуживания и ремонтных работ этих устройств связано с необходимостью опорожнения бункера. Газораспределительные устройства в аппарате должны размещаться таким образом, чтобы уменьшать возможность засорения их твердыми частицами.

Свойство сыпучей среды образовывать устойчивые своды, использовано в пневматическом дозаторе сыпучего материала, изображенном на рис. 3.29.

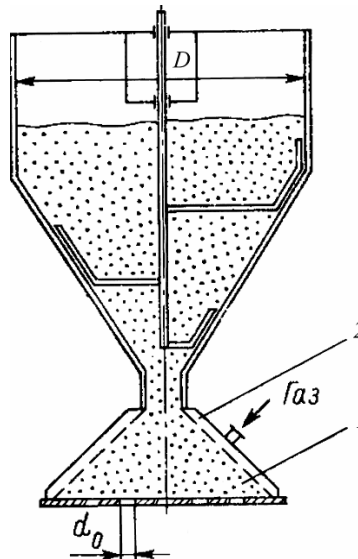


Рис. 3.29. Дозировочное устройство с пневмопобуждением

Аэрация, обеспечивающая устойчивое истечение, осуществляется в выпускной насадке. Выпускные отверстия в разгрузочной камере 1 выполнены докритических размеров, а расстояние от воздухоподводящих патрубков до дна насадки находится в пределах $(3,4 \dots 4,7) d_0$ – диаметра выпускных отверстий, что обеспечивает интенсивное разрыхление материала во всем объеме дозировочной насадки. Для устранения попадания материала в аэрационные панели 2 угол наклона разгрузочной камеры 1 меньше или равен углу естественного откоса дозируемого материала. Такое техническое решение обеспечивает нулевое давление слоя твердых частиц, находящихся в разгрузочной камере, на аэрационные панели 2. Выполнение выпускных отверстий докритических размеров обеспечивает самозапирание потока сыпучего материала в разгрузочной камере вследствие образования устойчивых сводов над выпускными отверстиями при отсутствии подвода газа.

3.4.3.2. Устройства с вращающимся рабочим органом

К дозаторам с вращающимся рабочим органом относится *дисковый дозатор* с мерными цилиндрами, представленный на рис. 3.30.

Он состоит из вращающегося диска 1, мерных цилиндров 2 и бункера 3. В неподвижном столе 4 имеется направляющая воронка 5, через которую осуществляется загрузка порций материала, сформированных в объеме мерных цилиндров 2.

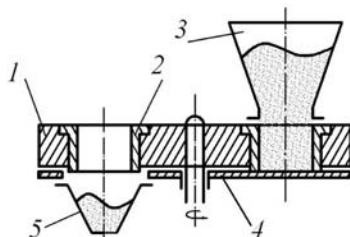


Рис. 3.30. Дискový дозатор с мерными цилиндрами

Значительно чаще других видов объемных питателей применяют *шлюзовые (роторные) питатели* благодаря простоте конструкции, универсальности и возможности использования в различных технологических схемах.

Типичная схема шлюзового питателя представлена на рис. 3.31. Он состоит из корпуса 1 с загрузочным и разгрузочным штуцерами, ротора 2 с ячейками, установленного на валу 3. Привод питателя состоит из электродвигателя 4 и редуктора 5.

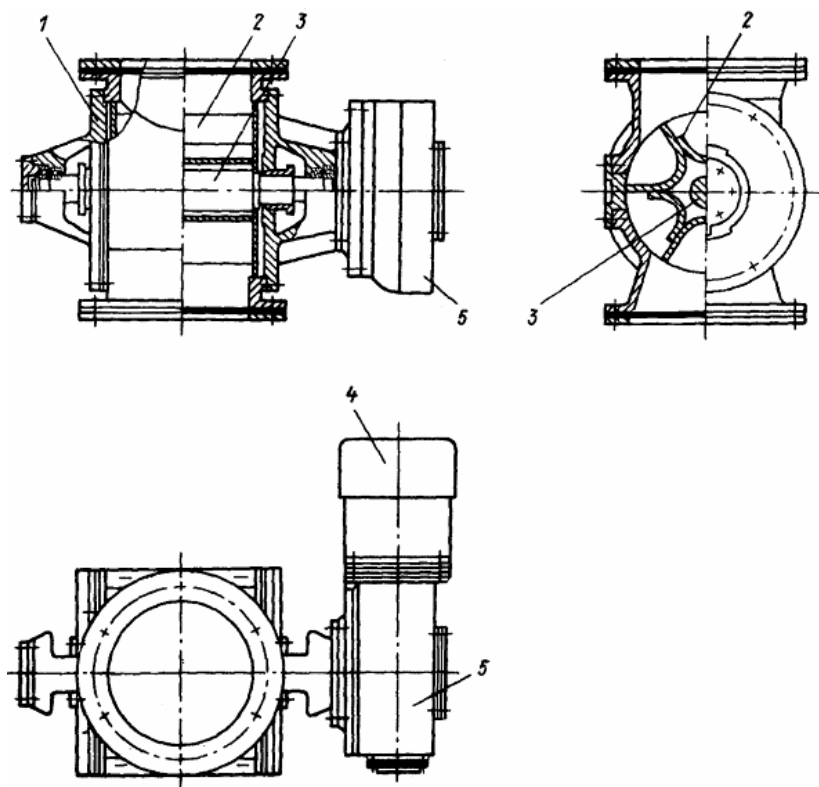


Рис. 3.31. Шлюзовый питатель

Производительность шлюзовых питателей регулируют изменением частоты вращения ротора с помощью храпового механизма, встроенного в редуктор и изменяющего его передаточное отношение. В некоторых конструкциях питателей производительность регулируют также перемещением одной из боковых стенок корпуса, т.е. изменением рабочего объема ячеек.

Принцип действия шлюзовых питателей заключается в следующем. Ячейки, проходя зону загрузочного штуцера, в верхней части корпуса заполняются сыпучим материалом, а в нижней части – разгружаются. Точность дозирования в этом случае определяется равномерностью заполнения ячеек сыпучим материалом. Из-за изменения во времени ширины отверстия

между кромкой корпуса и стенкой ячейки равномерность подачи материала шлюзовыми питателями низкая.

Шлюзовые питатели применяются для дозирования хорошо сыпучих порошкообразных и мелкозернистых материалов (с размером частиц до 10 мм), влажностью до 1,5 %, температурой до 100 °С и насыпной плотностью до 1800 кг/м³.

К недостаткам шлюзовых и дисковых питателей следует отнести ограниченную производительность по дозам, что связано с критической частотой вращения ротора, обеспечивающей заполнение и выгрузку материала. При переработке связанных сыпучих материалов необходимо вводить дополнительные устройства для очистки ротора.

Производительность дискового и шлюзового питателей можно определить по формуле

$$Q = 60V_0 n \varphi, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где V_0 – объем ячеек ротора, м³; n – частота вращения ротора, об/мин; φ – коэффициент заполнения ячейки материалом, который колеблется в пределах $\varphi = 0,8 \dots 0,9$ и зависит от скорости вращения ротора.

Для небольших расходов применяются *тарельчатые дозирочные устройства* с неподвижной или подвижной тарелью. Питатель типа Т1 с подвижной тарелью (рис. 3.32) состоит из загрузочного патрубка 6, корпуса 5, дозирочной тарелки 4 с формующей канавкой, сбрасывающего ножа 8 и разгрузочного патрубка 9.

Вращение тарели осуществляется от электродвигателя 1 через редуктор 3 и цепной вариатор 2. Питатель и электропривод установлены на общей раме 7. Сыпучий материал поступает из бункера в загрузочный патрубок 6, нижним днищем которого является вращающаяся тарель 4. Попавший в формующую канавку сыпучий материал удаляется в зоне, расположенной вне нижнего отверстия загрузочного патрубка 6, сбрасывающим ножом 8. С нижнего днища корпуса сыпучий материал удаляется из питателя радиальной лопастью, прикрепленной к нижней поверхности тарели. Производительность тарельчатого питателя типа Т1 регулируют вручную изменением частоты вращения тарели вариатором 2.

Питатель рекомендуется использовать для подачи хорошо сыпучих порошкообразных и зернистых материалов с размером частиц до 3 мм, влажностью до 1,5 %, насыпной плотностью до 1800 кг/м³.

Наибольшее распространение в промышленности получили тарельчатые питатели с плоской тарелью без канавки. Их производительность можно регулировать как изменением частоты вращения тарели, так и изменением толщины h слоя материала на тарели. Для этого в выпускном патрубке 2 бункера устанавливают телескопический стакан 1 (рис. 3.33), через который сыпучий материал подается на тарель. Перемещением телескопического стакана вдоль оси обеспечивается изменение толщины слоя материала на тарели.

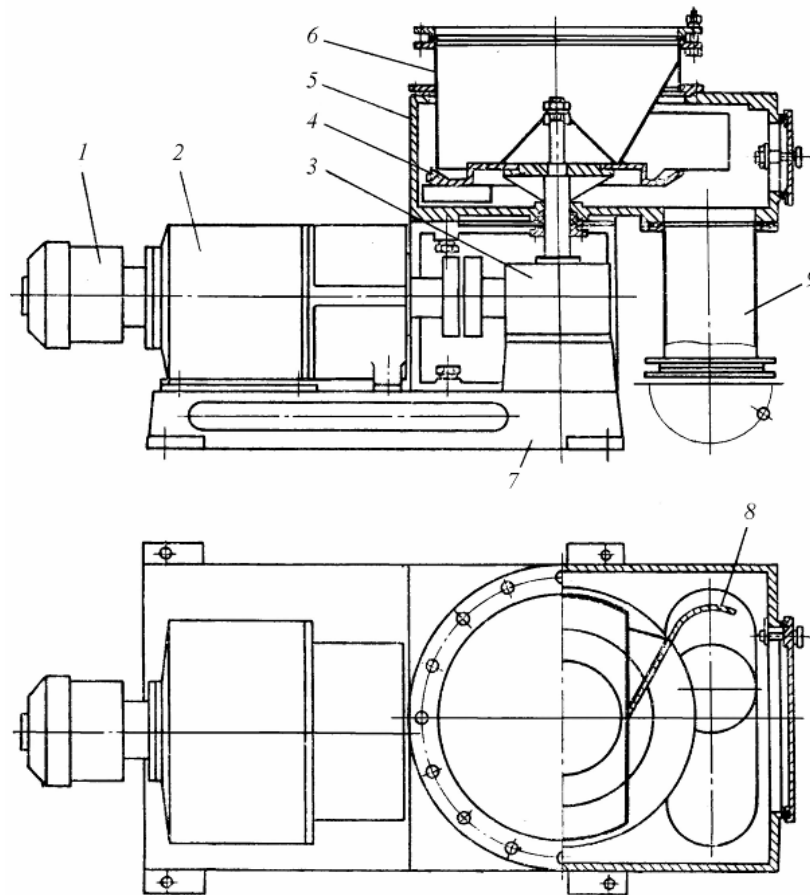


Рис. 3.32. Тарельчатый питатель

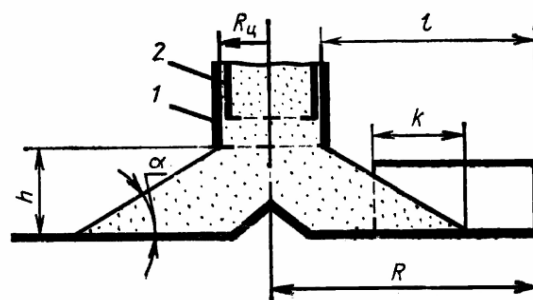


Рис. 3.33. Схема действия тарельчатого питателя с телескопическим стаканом

Весовая производительность питателя с плоской тарелью определяется по формуле

$$Q = 60\pi n k^2 \operatorname{tg} \alpha \left(R_{\text{ц}} + l - \frac{2}{3} k \right) \rho_{\text{н}}, \text{ кг/ч,}$$

где n – частота вращения тарели, об/мин; k – глубина погружения ножа в материал, м; $R_{\text{ц}}$ – радиус телескопического стакана, м; $l = R - R_{\text{ц}}$; R – радиус тарели, м; α – угол естественного откоса материала, град; $\rho_{\text{н}}$ – насыпная плотность материала, кг/м³.

В технике широко применяются *шнековые (винтовые) дозировочные устройства*. Доза материала при этом отмеряется непосредственно из бункера. Конструкции шнековых дозаторов отличаются расположением и формой шнека, а также принципом формирования порции дозируемого материала.

Винтовой питатель типа В1 состоит из следующих основных узлов (рис. 3.34): цилиндрического корпуса 2, имеющего загрузочный и разгрузочный штуцера; транспортирующего винта 4, смонтированного на подшипниковых опорах; электродвигателя 6 и вариатора 1, станины 5. Торцы корпуса закрыты крышками с уплотнительными устройствами, исключающими попадание смазочного материала в дозируемый материал. Для рыхления материала в зоне загрузки к винту прикреплен лопасть 3.

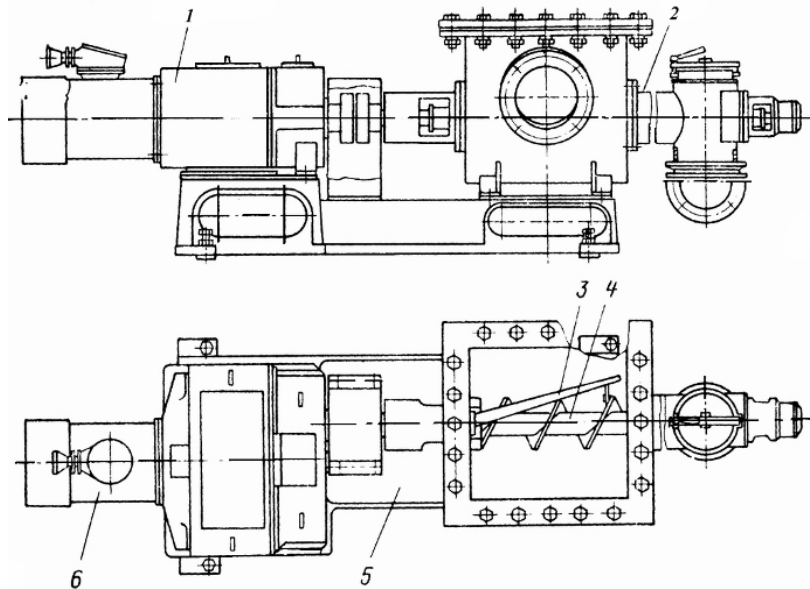


Рис. 3.34. Винтовой питатель

Производительность питателя регулируют вручную с помощью вариатора 1, позволяющего изменять частоту вращения транспортирующего винта 4.

Область применения шнековых питателей – дозирование хорошо сыпучих порошкообразных и зернистых материалов с размером частиц не более 5 мм, влажностью до 1,5 %. При этом дозируемые материалы не должны бояться измельчения.

Производительность шнекового питателя определяют по формуле

$$Q = 0,785 (D^2 - d^2) (s - b) \varphi k \omega / 2\pi, \text{ м}^3/\text{с},$$

где D и d – диаметр наружных витков и вала винта, м; s – шаг винта, м; b – толщина витков, м; φ – коэффициент заполнения полостей винта; k – коэффициент проскальзывания дозируемого материала в полостях винта, $k = 0,3 \dots 1,0$; ω – угловая скорость винта, с^{-1} .

Шаг винта принимают равным $s = (0,5 \dots 1)D$. Коэффициент заполнения полостей винта существенно зависит от физико-механических свойств материалов и изменяется в пределах $\varphi = 0,3 \dots 0,8$.

Потребляемая питателем мощность расходуется на перемещение и подъем материала и на преодоление сопротивления трения материала о винт и трубу, а также на преодоление сил трения в подшипниках и передачах, и ориентировочно определяется по формуле

$$N = \frac{Q}{368\eta} (H + lk), \text{ кВт},$$

где Q – производительность питателя, т/ч; H – высота подъема материала, м; l – длина подачи материала в горизонтальном направлении, м; k – коэффициент, учитывающий потери на преодоление сил трения в шнеке.

Значения k для различных материалов различны и зависят от коэффициента трения материалов о рабочую поверхность шнека.

Среди дозаторов с горизонтальным шнеком представляет интерес конструкция, представленная на рис. 3.35, которая состоит из корпуса 4, винтового рабочего органа 7, расположенного в нижней части корпуса, выпускного штуцера 5 и Z-образных нагнетательных лопастей 8. Для пастообразных материалов применяется полый спиральный шнек, в полости которого установлен неподвижный стержень, для связных порошкообразных материалов – сплошной шнек. Привод состоит из электродвигателя 1, вариатора 2 и редуктора-раздвоителя 3. Питатель и привод смонтированы на раме 6. Регулирование производительности осуществляется вручную вариатором за счет изменения скорости вращения спирального винта и лопастей.

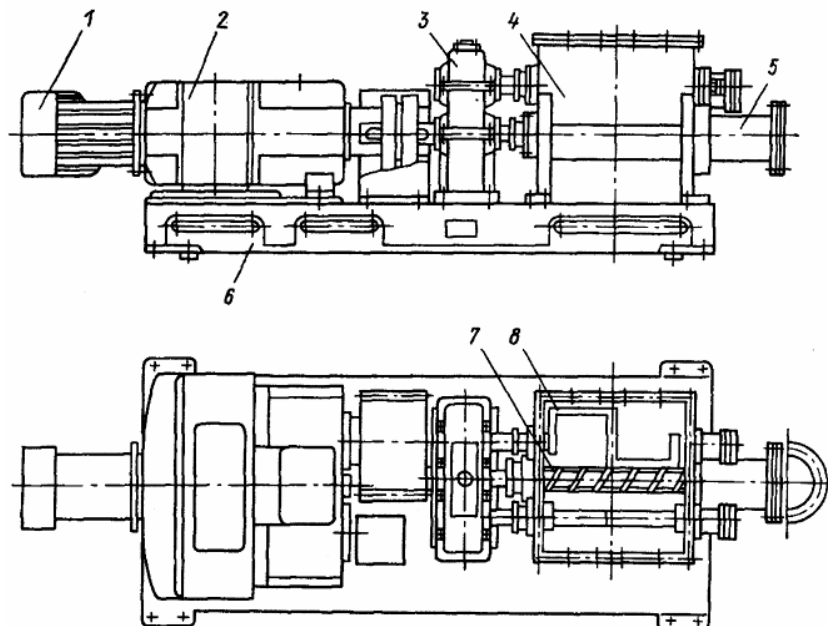


Рис. 3.35. Дозатор с горизонтальным шнеком

Для циклической загрузки порошкообразных материалов используется дозатор с вертикальным шнеком (рис. 3.36). Дозатор состоит из бункера 1 с разгрузочной камерой 2, в которой расположен вертикальный шнек 3. Для обеспечения стабильного потока материала на вертикальном валу, связанном со шнеком, установлены нагнетатель 4, стабилизатор давления 5 и ворошитель 6. Для сглаживания пульсаций потока, дозирующий шнек 3 необходимо, вращать с частотой 20...25 об/с, что в некоторых случаях приводит к перегреву материала и трудностям в обеспечении точности дозирования при цикле дозирования менее 30 с.

Применение объемных дозаторов сдерживается значительной погрешностью при наличии колебаний физико-механических свойств сыпучего материала, и в первую очередь, насыпной плотности и текучести, которые зависят от гранулометрического состава, формы частиц, влажности и т.д. Основной путь достижения максимальной точности – это обеспечение постоянных условий при заполнении мерной емкости или при прохождении материала через узел, формирующий поток, выходящий из дозатора.

Достаточно высокая точность дозирования достигается в трубчатых (барабанных) питателях и дозаторах, основным рабочим элементом которых является вращающаяся труба.

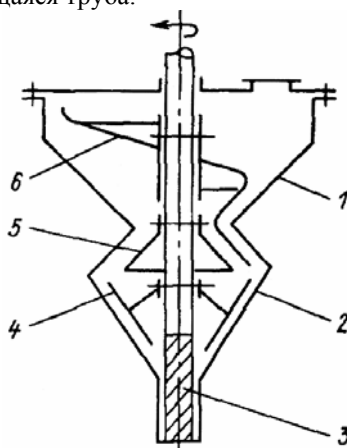


Рис. 3.36. Дозатор с вертикальным шнеком

Известно, что равномерность подачи материала трубой выше равномерности подачи материала шнеком или транспортером. Это достигается, прежде всего, за счет стабилизации насыпной плотности материала при его движении в трубе. Установлено, что вращающаяся труба обладает высокой сглаживающей способностью, т.е. возмущения на входе, возникающие в результате неравномерной подачи материала, в процессе движения во вре-

мени накладываются друг на друга, и, в конечном счете, разность между мгновенной и средней производительностями уменьшается.

Различают два основных типа трубчатых питателей и дозаторов: 1) с неподвижным бункером; 2) с вращающимся бункером.

На рис. 3.37 представлена схема *трубчатого питателя*, применяемого для дозирования хорошо сыпучего материала. Питатель снабжен электродвигателем 1 с редуктором 2, обеспечивающими за счет цепной передачи 3 вращение транспортирующей трубы 4. В бункере 5 установлен ворошитель 6. Диаметр транспортирующей трубы такого питателя 0,04...0,07 м.

Для дозирования тонкодисперсных продуктов используется конструкция трубчатого питателя с вращающимся бункером 1 (рис. 3.38). Дозировочное устройство для стабилизации состояния дозируемого материала снабжено специальным ножом-ворошителем 2 и струной 3. Бункер закреплен на полом валу 5. Транспортирующая труба 8, обеспечивающая подачу материала в камеру 7, закреплена в неподвижной цилиндрической втулке 4, соединенной со стойкой 6. В камере 7 предусмотрено создание избыточного давления воздуха с целью обеспечения благоприятных условий выгрузки материала через выпускную воронку 9.

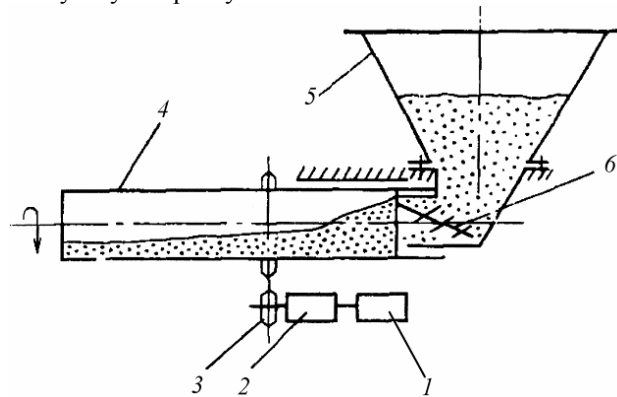


Рис. 3.37. Трубчатый питатель с неподвижным бункером

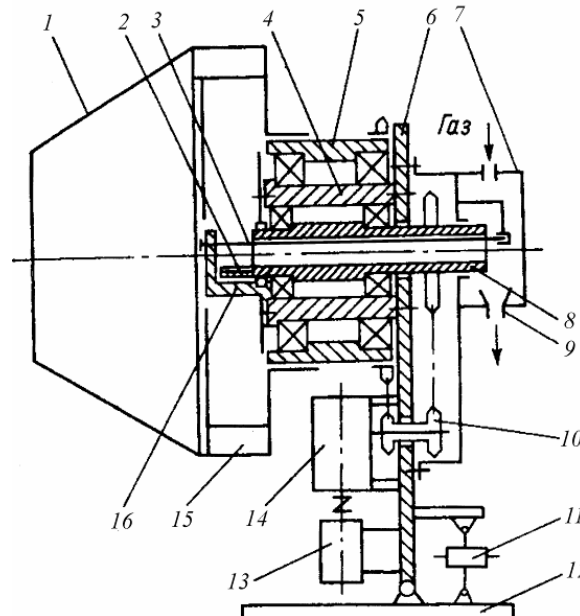


Рис. 3.38. Трубчатый питатель с вращающимся бункером

Вращение трубы осуществляется за счет цепной передачи 10 от электродвигателя 13 через редуктор 14. Для регулировки натяжения цепи предусмотрено винтовое устройство 11, соединенное со станиной 12. В конструкции дозатора предусмотрены пластины 15, которые обеспечивают захват материала из бункера при его вращении и загрузку в приемную камеру 16 транспортирующей трубы.

Устройства с вращающимся бункером более энергоемки. Однако, они позволяют получить более высокую точность дозирования за счет того, что материал в результате постоянного пересыпания имеет более стабильную

насыпную плотность. Применение данных дозаторов экономически оправдывается в случаях, когда нужно обеспечить малую производительность при достаточно высокой точности дозирования.

3.4.3.3. Устройства с поступательным движением рабочего органа

Массовая производительность питателя (дозатора) непрерывного действия равна произведению скорости v движения материала на распределенную массу материала $m = \rho F$, находящегося на рабочем органе питателя (здесь ρ – насыпная плотность материала, кг/м^3 ; F – площадь поперечного сечения потока материала, м^2). Следовательно, поддерживать постоянную заданную производительность при любых колебаниях насыпной плотности материала можно тремя способами: путем изменения распределенной массы (или поперечного потока материала), скорости движения материала или обоих параметров одновременно. На практике используют все три способа регулирования производительности, требующие непрерывного измерения массы материала, находящегося на рабочем участке питателя.

Во многих отраслях промышленности широко применяется *дозатор непрерывного действия с ленточным питателем* (рис 3.39). Дозируемый сыпучий материал из бункера 1 поступает на ленточный конвейер 2, давит на ленту, а через нее на ролик 9, опоры которого закреплены на левом плече коромысловых весов 3. При увеличении или уменьшении расхода материала коромысло весов выходит из равновесия, которое достигается при заданном расходе сыпучего материала с помощью противовеса 4. При этом одновременно перемещается рычаг 7,

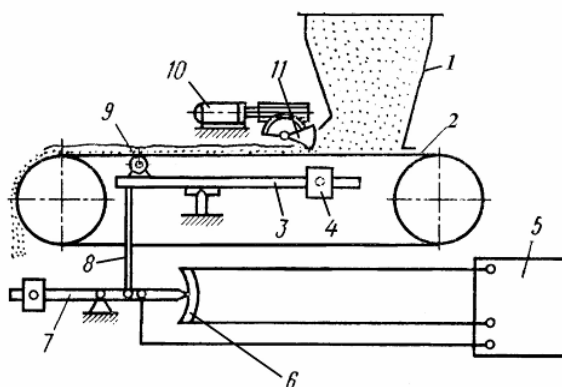


Рис. 3.39. Весовой дозатор с ленточным питателем соединенный с коромыслом тягой 8. Рычаг 7 перемещает ползунок реостата 6. Происходящее при этом изменение в электрической цепи реостата фиксируется регулятором 5, который подает соответствующий сигнал на сервомотор 10; последний вращает сектор, соединенный с заслонкой 11. Она при этом либо приоткрывается, увеличивая поступление материала на ленту конвейера, либо закрывается, уменьшая поступление материала из бункера. При достижении питателем заданной производительности рычаг выводит ползунок реостата в нулевое положение, и сервомотор останавливается.

Наиболее совершенным является *ленточный весовой дозатор*, представленный на рис. 3.40. Сигнал с выхода задатчика 6 расхода материала через один из входов регулятора 7 подается на вход привода 11 питателя 2. Привод 11 преобразует этот сигнал в скорость движения транспортной ленты. Дозируемый материал через выпускное отверстие бункера 1 вытягивается лентой и подается на весоизмерительный транспортер 3, лента которого движется с постоянной фиксированной скоростью. Сигнал с силоизмерительного преобразователя 4, пропорциональный массе материала на ленте транспортера 3, подается через сумматор 5 на вход регулятора 7, где сравнивается с сигналом задатчика расхода массы 6.

Сигнал с выхода регулятора 7, пропорциональный рассогласованию между фактической и заданной производительностью, поступает на вход привода 11 питателя 2, приводя к изменению скорости движения ленты и устраняя возникшее рассогласование.

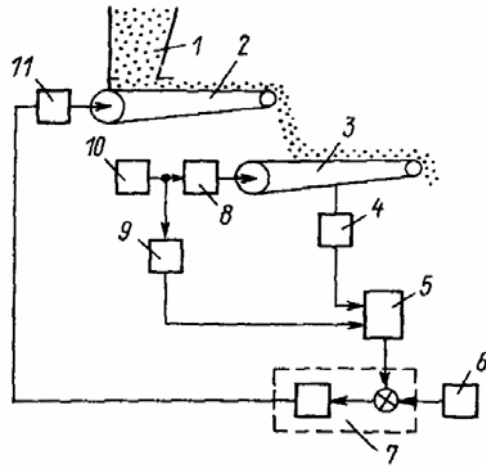


Рис. 3.40. Ленточный весовой дозатор

При частоте источника напряжения 10 переменного тока, равной 50 Гц, сигнал на выходе преобразователя частоты 9 отсутствует и скорость движения транспортера 3 равна заданной. При возникновении отклонения частоты источника 10 от номинальной скорость ленты транспортера 3 меняется и приводит к изменению сигнала, снимаемого с выхода силовизмерительного преобразователя 4 . При неизменном расходе на выходе питателя 2 сигнал на входе сумматора 5 остается по величине неизменным и обеспечивает заданный расход массы сыпучего материала. Кроме указанных позиций в схему входит электродвигатель 8 .

3.4.3.4. Устройства с вибрационным побуждением потока

Конструкция вибрационных дозаторов проста и надежна, отличается небольшими габаритами и отсутствием вращающихся частей.

Все большее распространение получают *вибрационные дозаторы с активатором* (рис. 3.41). К корпусу 1 питателя на упругих резиновых амортизаторах 9 при помощи подвесок 8 прикреплено виброднище 7 с активатором 6 . Обечайки корпуса и виброднища соединены эластичным рукавом 4 . На несущем фланце виброднища установлен регулируемый вибратор 5 , вал которого приводится во вращение от электродвигателя 2 через эластичную муфту 3 . Регулировка производительности осуществляется вручную изменением угла развода дебалансов вибратора.

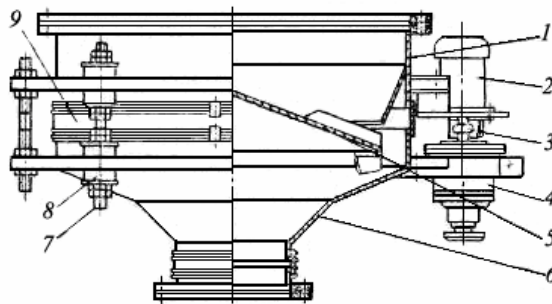


Рис. 3.41. Вибрационный дозатор с активатором

3.4.4. Рекомендации по выбору дозирующего оборудования

При выборе дозаторов сыпучих материалов необходимо учитывать:

- комплексные показатели, отражающие влияние физико-механических характеристик сыпучих материалов на процесс дозирования;
- технологические требования к процессу дозирования;
- условия эксплуатации оборудования;
- технико-экономические показатели.

Исполнение дозатора зависит от условий эксплуатации и особых свойств сыпучих материалов: 1) для токсичных и для дозирования в аппа-

рат с давлением, отличным от атмосферного, – герметичное; 2) для взрывоопасных и способных накапливать статическое электричество – взрывозащищенное и т.д.

Основными показателями, определяющими эффективность использования дозаторов, являются производительность, диапазон ее регулирования, погрешность дозирования, равномерность подачи.

Тип питателя для конкретных материалов может быть выбран по методике, изложенной в РТМ 26-01-129–80 «Метод выбора оптимального типа питателей, смесителей и мельниц». Наиболее эффективный вариант применения дозирочного оборудования определяется подсчетом суммы баллов по специальной карте выбора. При одинаковой сумме баллов выбор оборудования осуществляется на основании сравнения технико-экономических показателей.

3.4.5. организация процесса смешения в быстрых гравитационных потоках зернистых сред

Перспективным методом смешения зернистых материалов в различных отраслях промышленности является использование их гравитационного тонкослойного движения и разреженного состояния. Основное преимущество таких движений заключается в том, что протекание тепломассообменных и гидромеханических процессов происходит с наиболее развитой поверхностью контакта фаз. характер течения зернистых материалов имеет место, например, в гравитационных прямоточных смесителях (лотковые, прямоточные центробежные). Наиболее распространенной формой гравитационного тонкослойного движения являются быстрые гравитационные течения зернистых материалов.

Принципиальной особенностью гравитационных течений является наличие условия быстрого сдвига частиц материала, в результате которого последние приобретают значительную скорость хаотических перемещений. Вследствие этого быстрые гравитационные течения сопровождаются активным взаимодействием частиц, определяющим структурные и кинематические характеристики потока, а также эффекты разделения и перемешивания компонентов зернистых сред. Таким образом, степень активности взаимных перемещений частиц дисперсной среды определяет интенсивность протекания в ней процессов перемешивания и разделения. Не учет этих взаимодействий может привести к неожиданным последствиям, в том числе и негативным.

Например, у материала, который на большинстве этапов его обработки пребывает в относительно однородном состоянии, могут существенно ухудшиться свойства на одной из завершающих вспомогательных операций, иногда только косвенно связанной с основным технологическим процессом. К таким операциям относятся упаковка, транспортирование готового продукта к месту назначения или его выгрузка из бункера перед использованием.

Вследствие существенных особенностей быстрые сдвиговые гравитационные течения зернистых сред ставят соответствующие технологические и конструкторские задачи перед инженерами, занимающимися проектированием и эксплуатацией оборудования для переработки сыпучих материалов.

Принимая во внимание, что около половины всех производимых и перерабатываемых материалов являются сыпучими, становится ясной необходимость учета закономерностей гравитационных течений зернистых сред при эксплуатации действующего и проектировании нового оборудования, в том числе и смесителей.

Перемешивание, как технологическая операция, используется для интенсификации тепломассообменных процессов и организации процесса смешения. Для интенсивного смешения компонентам надо сообщить такие движения, чтобы их траектории имели возможно большее число пересечений и встречных движений. При этом движение микрообъемов и частиц могут быть поступательными, вращательными и совмещенными.

Перемешивание зернистой среды в быстром сдвиговом потоке сыпучего материала интенсифицируется с увеличением среднего расстояния между частицами, что достигается за счет увеличения порозности, и с повышением скорости флуктуации частиц.

Анализ кинетики процесса перемешивания при быстром гравитационном течении зернистых материалов показывает, что для интенсификации

процесса смешения необходимо увеличивать скорость сдвига. При этом необходимо учитывать, что при организации процесса смешения увеличение скорости сдвига должно сопровождаться дилатансией гравитационного потока [28].

Результаты экспериментальных исследований быстрых гравитационных течений на шероховатом скате свидетельствуют, что при определенных параметрах течения может наблюдаться интенсивное перемешивание частиц зернистых материалов. Этому в значительной степени способствует увеличение относительного угла наклона ската. Экспериментальные данные также свидетельствуют, что эффекты взаимодействия частиц в потоке зернистой среды существенно зависят от высоты слоя материала на шероховатом скате. Анализ профилей скорости и порозности в гравитационных потоках материалов, полученных при различных углах наклона ската и высотах слоя, позволил сделать вывод: условия течения, благоприятные для перемешивания частиц, существуют при относительных углах $\sin \alpha / \sin \alpha_0 = 1,1 \dots 1,14$ и относительной высоте слоя $h/d = 8 \dots 12$ (здесь α – угол наклона ската; α_0 – угол естественного откоса зернистого материала; h – высота слоя материала на скате; d – диаметр частиц материала) [28].

Контрольные вопросы

1. Оценка качества смеси; критерии, применяемые для оценки качества смеси.
2. Чем определяется выбор ключевого компонента?
3. Какие рекомендуются конструкции смесителей периодического действия для хорошо сыпучих (несвязных) материалов?
4. Можно ли смешивать в циркуляционных смесителях связные сыпучие материалы?
5. На какие периоды можно разделить кинетическую кривую процесса смешивания, их характеристики?
6. В каких конструкциях смесителей периодического действия самый короткий цикл смешивания?
7. Как осуществляется выбор типа смесителя периодического действия?
8. От каких факторов зависит однородность смеси, получаемая в смесителях непрерывного действия?
9. Какие конструктивные приемы используются в смесителях непрерывного действия для повышения их эффективности?
10. Какие рабочие органы используются в смесителях объемного смешивания периодического действия?
11. Основные требования, предъявляемые к питателям и дозаторам.
12. В чем состоит основное отличие питателей и дозаторов?
13. По каким признакам классифицируют питатели и дозаторы?
14. Назовите способы дозирования сыпучих материалов; их сущность; преимущества и недостатки.
15. С помощью какого параметра и как оценивается качество дозирования?
16. Какие питатели и почему являются наименее энергоемкими?
17. Какие конструкции питателей целесообразно применять для дозирования пастообразных материалов?
18. Способы регулирования производительности и повышения равномерности дозирования винтового, тарельчатого и шлюзового питателей.
19. Укажите основные параметры, влияющие на выбор типа питателя.
20. Особенности эксплуатации питателей и дозаторов.

4. НЕПРЕРЫВНОДЕЙСТВУЮЩИЕ ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ ДЛЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

4.1. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ: НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ, ВЫБОР

4.1.1. Назначение и классификация транспортирующих машин непрерывного действия

Транспортирующие машины непрерывного действия служат для перемещения насыпных грузов непрерывным потоком, а штучных – с определенными интервалами по трассе.

Машины непрерывного действия предназначены, как правило, для перемещения грузов на сравнительно небольшие расстояния, чаще всего в пределах участка, цеха, завода. Однако в настоящее время имеется опыт в изготовлении транспортирующих машин, позволяющий создавать конвейеры с длиной отдельных секций до 250 м и формировать из них многокилометровые транспортные установки.

По энергетической основе транспортирующие машины делят на:

- 1) гравитационные (самотечные) устройства, в которых движение грузов осуществляется под действием их силы тяжести;
- 2) механические – действующие посредством комплекса механизмов;
- 3) гидравлические – перемещающие насыпные грузы в жидкой среде во взвешенном состоянии;
- 4) пневматические – перемещающие грузы посредством движущегося воздуха.

В свою очередь, механические транспортирующие машины непрерывного действия классифицируются на машины: с гибким тяговым элементом и без гибкого тягового элемента.

В качестве тяговых элементов применяют ленты, канаты и цепи, которые передают движущую (тяговую) силу грузонесущему органу (пластинам, ковшам). В некоторых машинах тяговые органы выполняют роль грузонесущих органов (ленточные и цепные конвейеры). На гибких тяговых элементах функционируют конвейеры: ленточные, канатные и цепные.

В машинах второй группы, к которым относятся винтовые, роликовые и инерционные конвейеры, для непрерывного перемещения материала используют винты, рольганги или вибрирующие элементы.

Привод механических транспортирующих машин может быть с фрикционной (ленточные, канатные, ременные конвейеры) или с жесткой кинематической связью гибкого тягового элемента с приводным звеном (цепные конвейеры).

По конструктивному исполнению конвейеры подразделяются на стационарные, передвижные и переносные; по расположению тягового элемента – плоскостные и пространственные, имеющие горизонтальные, наклонные или вертикальные участки.

4.1.2. Факторы, влияющие на выбор транспортирующих машин

При выборе типа, конструкции и исполнения транспортирующих машин, а также при их расчетах необходимо учитывать следующие факторы: 1) состояние транспортируемого материала, его физические и химические свойства (крупность кусков, хрупкость, коррозионные свойства, возможное измельчение при перемещении, склонность материала к слипанию и слеживанию, плотность, угол естественного откоса, размеры); 2) производительность машины; 3) длину и траекторию перемещения, размеры и форму помещений; 4) технологический прогресс, перспективы развития предприятия; 5) технику безопасности; 6) хранение материалов и способы загрузки и разгрузки транспортных устройств; 7) климатические условия (для установок, работающих на открытых площадках); 8) экономические показатели.

Окончательное решение при выборе типа транспортирующей машины для данных конкретных условий принимается только после рассмотрения и всестороннего анализа всех факторов.

4.2. Ленточные конвейеры

Ленточный конвейер является широко распространенным типом транспортирующих устройств непрерывного действия с тяговым органом. Основной рабочий орган ленточного конвейера – гибкая замкнутая лента, на которой транспортируется груз. В ленточных конвейерах в качестве тягового элемента применяются резинотканевые (ГОСТ 20–85, ГОСТ 23831–79), резинотросовые (ТУ 38-105841–75) и стальные (ТУ-14-1-525–73) ленты. Ленточные конвейеры с текстильной прорезиненной лентой являются наиболее надежными в эксплуатационном отношении транспортными устройствами. Поэтому они широко применяются в химической промышленности для горизонтального или наклонного перемещения разнообразных насыпных, штучных и тарных грузов.

Область применения ленточных конвейеров достаточно широка: механизация, загрузка и разгрузка складов сырья, подача сырья из склада в цех, перемещение грузов от одного аппарата к другому, транспортирование готового продукта из цеха в склад и т.д.

К достоинствам ленточных конвейеров следует отнести высокую производительность (до 1000 м³/ч и более), широкий диапазон скоростей и размеров (ширины ленты), непрерывность и равномерность перемещения грузов, пригодность для транспортирования на большие расстояния, простоту устройства и эксплуатации, небольшие энергозатраты и пригодность для перемещения как мелкозернистого сыпучего материала, так и крупнокускового, а также штучных и тарных грузов.

В качестве недостатков ленточных конвейеров можно отметить непригодность обычной текстильной ленты для транспортирования горячих спекающихся материалов, возможность химического и механического разрушения, пыление при перемещении порошкообразных материалов и сравнительно малые допускаемые углы наклона конвейера к горизонту. Кроме того, вследствие фрикционного привода, необходимо создавать первоначальное натяжение ленты, составляющее значительную часть полезного натяжения, которое может быть реализовано. Относительно большее удлинение ленты при расчетной нагрузке также является недостатком ленточных конвейеров.

4.2.1. Классификация ленточных конвейеров

По форме ленты в рабочей части различают конвейеры с плоскими и желобчатыми (лотковыми) лентами. По конфигурации конвейеры делятся на горизонтальные, наклонные и комбинированные, состоящие из горизонтальных и наклонных участков.

По способу загрузки различают конвейеры с подачей сыпучего материала с помощью неподвижной и подвижной загрузочной воронки; в первом случае погрузка осуществляется в одной точке конвейера, во втором – она может производиться в любой точке по его длине.

По способу разгрузки различают конвейеры с разгрузкой через приводной барабан (концевая разгрузка) и с разгрузкой в промежуточных точках по длине конвейера.

По направлению движения конвейеры могут быть с движением ленты в одном направлении и реверсивные (с переменным направлением движения ленты). Разгрузка груза у реверсивного конвейера может производиться как с приводного, так и с натяжного барабанов.

Ленточные конвейеры могут быть стационарные, станины которых устанавливаются на постоянные фундаменты и площадки, и передвижные, передвигающиеся на колесах. По способу загрузки сыпучих материалов на ленту различают конвейеры с непосредственной загрузкой на ленту и через загрузочный лоток.

Стационарный ленточный конвейер (рис. 4.1) состоит из привода, включающего электродвигатель, редуктор и муфты, станины 4, приводного барабана 1, натяжного барабана 7, замкнутой бесконечной ленты 2, охватывающей приводной и натяжной барабаны и являющейся одновременно тяговым и рабочим органом, несущим груз на верхней ветви; верхних рабочих роликовых опор-роликов 5, поддерживающих ленту и придающих ей прямую или желобчатую форму; нижних роликов 3, поддерживающих нижнюю ветвь ленты; натяжного устройства 8 (грузового или винтового), поддерживающего в ленте натяжение, обеспечивающее требуемое окружное усилие и допустимый провес ленты между роликами; отклоняющего устройства (в местах прогиба ленты на станине устанавливают барабан или ролики); загрузочного 6 и разгрузочного 9 устройств (при необходимости промежуточной разгрузки по длине конвейера устанавливают плужковый сбрасыватель или сбрасывающую тележку); скребка (щетki) для очистки поверхности ленты от прилипших к ней частиц перемещаемого груза; останова.

Длина ленточных конвейеров зависит от прочности ленты. Как правило, они имеют длину 25...100 м при одном приводном барабане и текстильной ленте. Производительность ленточных конвейеров зависит от ширины ленты, скорости ее движения, транспортируемого груза и колеблется в пределах от нескольких десятков до нескольких сотен тысяч тонн в час.

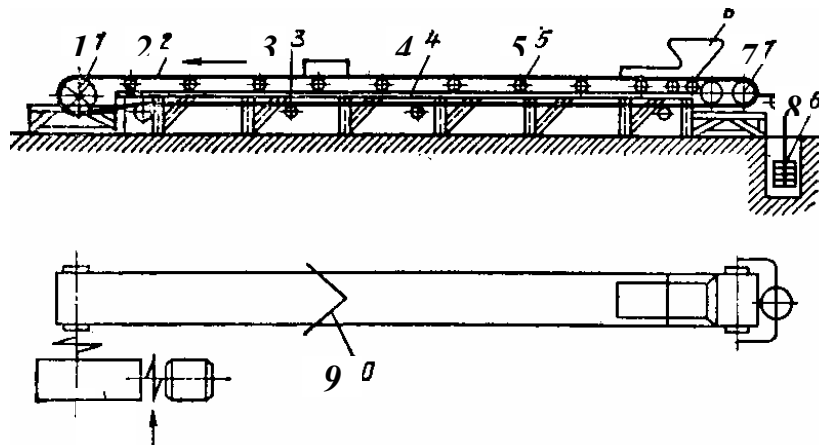


Рис. 4.1. Ленточный конвейер

Ленточные конвейеры с многобарабанным приводом длиной до 8 км могут иметь производительность 30 000 т/ч. Отечественной промышленностью серийно выпускаются ленточные конвейеры с шириной ленты до 3 м при скорости движения 6...8 м/с.

4.2.2. Узлы ленточного конвейера

Лента в ленточных конвейерах выполняет функцию тягового элемента и используется также для размещения на ней транспортируемого груза. В связи с этим конвейерная лента должна обладать достаточной поперечной и продольной гибкостью для работы на барабанах с небольшой кривизной, высокой прочностью и эластичностью для восприятия и гашения энергии падающего на нее груза. Лента должна иметь небольшое относительное удлинение. В зависимости от условий эксплуатации применяют специальные ленты – теплостойкие, негорючие, с поверхностью, покрытой пленкой, и др. По виду тягового каркаса различают резинотканевые (ГОСТ 20–85) и резиноканатные ленты.

Основным типом конвейерной ленты является резинотканевая лента, отличающаяся повышенной влагостойкостью, износостойкостью и долговечностью. Резинотканевая лента состоит из нескольких слоев прокладок хлопчатобумажной ткани (бельтинга), соединенных слоями натурального или синтетического каучука сверху и снизу слоем резиновых обкладок. Последние предохраняют ленту от износа, механических повреждений, влаги, от гниения и разрушения. Прокладки в ленте воспринимают продольную растягивающую нагрузку. Для легких условий эксплуатации пригодны ленты без обкладок.

Условное обозначение резинотканевой конвейерной ленты содержит наименование изделия («лента»), буквенные и цифровые индексы, обозначающие тип и вид ленты, ее ширину (мм), число тканевых тяговых прокладок, сокращенное наименование ткани, толщину резиновых обкладок на рабочей и нерабочей сторонах ленты (мм), класс обкладочной резины и обозначение стандарта на ленты. Например, лента конвейерная типа 2, теплостойкая, шириной 1000 мм, с восемью тяговыми прокладками из ткани типа БКНЛ-150, с рабочей обкладкой толщиной 4,5 мм и нерабочей – 2 мм из резины класса С обозначается: Лента 2Т-1000-8-БКНЛ-150-4.5-2-С ГОСТ 20–85.

Строение лент зависит от режима эксплуатации, который может быть легким (транспортирование сыпучих материалов в закрытых помещениях) или тяжелым (транспортирование абразивных крупнокусковых материалов при перепаде температур в интервале 45 °С). В зависимости от относительного расположения прокладок различают послойно-завернутые и нарезные ленты. Прокладки могут быть хлопчатобумажные из тканей прочностью 600...800 Н/мм ширины одной прокладки. В современных лентах прокладки изготавливают из синтетических тканей: нейлона, лавсана, капрона, либо комбинированные из хлопчатобумажной и синтетической ткани. Число прокладок в ленте может быть от 3 до 10. В химической промышленности применяют также цельнотканевые прорезиненные ленты, характеризую-

щиеся повышенной прочностью и неподдающиеся расслаиванию, ленты с кордошнуровым каркасом, резиновые ленты с каркасом из стальной сетки, или стальных тросов, ленты с рифленой рабочей поверхностью, ленты с отогнутыми бортами.

В конвейерах большей протяженности и работающих с большими нагрузками применяют бестканевые резиноканатные ленты с высокой разрывной прочностью. В них каркас имеет стальные канаты диаметром 4,2...11,5 мм, прочностью 1,5...6 кН/мм ширины.

Гладкие ленты допускают транспортирование груза под углом до 20°, с перегородками высотой до 200 мм – до 30°. Отечественные заводы выпускают ленты шириной 300...2000 мм (ГОСТ 20–85). Размеры лент определяют по наибольшему действующему в них натяжению.

Так как растягивающую нагрузку в лентах воспринимают только тканевые прокладки, то их число определяется допускаемой нагрузкой на единицу ширины одной прокладки. При этом допускаемая нагрузка, в свою очередь, определяется в среднем при 9...10-кратном коэффициенте запаса прочности относительно разрывной нагрузки. Большой запас прочности объясняется необходимостью исключения значительной вытяжки ленты в процессе эксплуатации.

Условия эксплуатации лент зависят от вида транспортируемого материала, его крупности и температуры окружающей среды.

Ленты изготавливают общего и специального назначения (теплостойкие, морозостойкие, маслостойкие). Для уменьшения количества стыков ленты изготавливают длиной до 400 м в одном куске. Концы ленты могут соединяться между собой различными способами. Наибольшей надежностью отличается соединение склейкой концов ленты между собой с последующей вулканизацией. При этом способе концы ленты обрезаются под углом 30...45° косыми ступенями шириной ≈ 400 мм по количеству прокладок так, чтобы получились послынные уступы одинаковой длины. Затем склеиваемые поверхности зачищаются, промываются бензином, смазываются резиновым клеем, соединяются и зажимаются между металлическими вулканизационными плитами, нагревающимися до температуры 160 °С, при которой происходит вулканизация резины. Соединение концов ленты выполняют также при помощи скрепок или используют шарнирно-петлевое крепление. Эти способы соединения снижают на 30...40 % прочность ленты и затрудняют прохождение стыка ленты через барабаны и роликоопоры.

Барабаны могут быть приводными, ведущими ленту, натяжными, регулирующими натяжение ленты, хвостовыми, выполняющими роль оборотных концевых барабанов при применении промежуточного натяжного устройства (они могут использоваться и как натяжные и как отклоняющие для отклонения ленты в требуемом направлении, преимущественно для поджима нижней ветви ленты к верхней).

Диаметр приводного барабана $D_{б.пр}$ и его длина $B_{б.пр}$ определяется типом ленты и ее шириной B (мм):

– для резинотканевой ленты:

$$D_{б.пр} = (120...150) i, \quad B_{б.пр} = B + 100 ;$$

– для стальной ленты:

$$D_{б.пр} = (800...1200) \delta, \quad B_{б.пр} = B - 100 ,$$

здесь i – число прокладок; δ – толщина ленты.

Диаметры натяжного и отклоняющих барабанов принимают:

$$D_{б.н} \geq 2D_{б.пр} / 3; \quad D_{б.от} \geq D_{б.пр} / 2 .$$

Приводные барабаны изготавливают с небольшой стрелой выпуклости (1,5...3,0 мм), чтобы обеспечить центрирование ленты на барабане. Барабаны обычно изготавливают литыми из чугуна или сварными из листовой стали. Для увеличения сцепления ленты с поверхностью барабана и исключения пробуксовывания ленты барабаны футеруют резиной. Часто футе-

ровку заменяют прикрепленной к барабану конвейерной лентой. Барабаны, как правило, монтируют на подшипниках качения.

Натяжные устройства предназначены для создания необходимого натяжения ленты, чтобы обеспечить ее сцепление с барабаном и определенное провисание ленты между роликами. Чтобы устранить лишние перегибы ленты, натяжное устройство, как правило, устанавливают на хвостовом конце конвейера; оно должно иметь ход 1...1,5 % полной длины конвейера.

Различают механические (винтовые) натяжные устройства и грузовые, которые могут быть горизонтального и вертикального типа.

Натяжные устройства коротких конвейеров выполняют винтовыми, обычно подпружиненными (рис. 4.2, а, б).

При грузовом натяжном устройстве натяжной барабан устанавливают на тележке, связанной с грузом, или размещают как промежуточный блок с подвешенным к нему грузом (рис. 4.2, в).

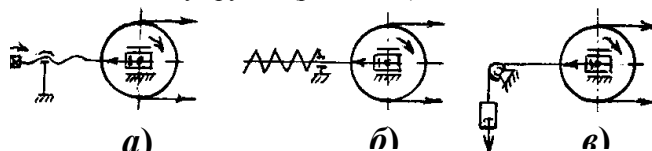


Рис. 4.2. Схемы натяжных устройств

Предпочтительнее использовать грузовые натяжные устройства, которые автоматически поддерживают постоянное натяжение в ленте.

Роликовые опоры служат для опирания ленты по всей трассе конвейера. При этом опоры поддерживают как рабочую, так и нерабочую ветви ленты. Для поддержания рабочей ветви резинотканевой ленты применяют прямые и желобчатые роликоопоры. Обратную (холостую) ветвь поддерживают только с помощью прямых роликоопор, а также опор, которые могут очищать ленту от налипшего материала.

Желобчатые роликоопоры, придавая ленте корытообразную форму, предохраняют материал от высыпания и повышают производительность конвейера. Для транспортирования сыпучих материалов применяются преимущественно конвейеры с желобчатыми роликовыми опорами. Конвейеры с плоскими роликоопорами применяют для транспортирования сыпучих материалов при малых производительностях, а также для перемещения штучных грузов. Кроме того, плоские роликоопоры используются на нижней холостой ветви ленты.

Ролики изготавливают литыми или из труб и устанавливают на подшипниках качения. С целью уменьшения массы ролик изготавливают возможно меньшего диаметра. Однако уменьшение диаметра ролика приводит к увеличению частоты его вращения и уменьшению долговечности подшипников. На стандартизированных стационарных ленточных конвейерах используются ролики диаметром 89 мм при ширине ленты до 800 мм, 102 мм при ширине ленты до 1200 мм включительно и диаметром 152 и 194 мм при ширине ленты до 2000 мм. В местах загрузки сыпучего материала устанавливают обрезиненные ролики или ролики с ребристыми резиновыми бандажами. Установка таких роликов позволяет поглощать энергию удара от падающего материала.

Вследствие односторонней загрузки ленты, плохой очистки, налипания материала на барабанах и роликах возможно сбежание ленты с роликов. Чтобы исключить сбежание ленты с роликов в сторону, применяют поворотные центрирующие роликоопоры. Центрирующая роликоопора состоит из поворотной рамы, вертикальной пяты, которая вращается в подпятнике. По обеим сторонам в вертикальной плоскости на кронштейнах установлены дополнительные ролики, оси которых перпендикулярны кромкам ленты. При сходе в сторону лента соприкасается с дополнительным роликом, кронштейн с роликовой опорой несколько поворачивается и перемещает ленту в исходное центральное положение.

Для обеспечения ровного хода ленты все роликовые опоры располагают строго перпендикулярно к продольной оси конвейера. Расстояние между рабочими роликами зависит от насыпного веса транспортируемого материала. Нормальные роликоопоры устанавливают с шагом $l_p = 1,2...1,4$

м; центрирующие опоры размещают через пять нормальных. В местах загрузки устанавливают обрешеченные роликоопоры с шагом 0,4...0,5 м; на закруглениях в местах перегиба трассы роликоопоры размещают с меньшим шагом. На обратной ветви роликоопоры устанавливают с шагом $l_p = 2,5...3$ м. Длина роликовой опоры принимается на 100...200 мм больше ширины ленты.

Наиболее перспективными являются ленточные конвейеры с переменным шагом роликов. Такая конструкция роликовых опор позволяет уменьшить количество перегибов ленты по роликам и увеличить ее долговечность. При этом практически сохраняется постоянная величина стрелы провисания ленты по сравнению со схемой расположения роликов на одинаковом расстоянии; условия работы на роликах также примерно одинаковые. Преимуществом такой схемы расположения роликов является уменьшение роликоопор на 30 %.

Загрузочные и разгрузочные устройства. Сыпучие материалы загружаются на ленточные конвейеры через загрузочные лотки и воронки. Главное требование, предъявляемое к загрузочной воронке, заключается в обеспечении направления стекания с нее груза направлению движения ленты конвейера.

При необходимости загрузки материала на ленту конвейера в нескольких местах применяется передвижная загрузочная тележка. С целью равномерного и регулируемого питания ленты сыпучим материалом обычно применяют питатели.

При проектировании и эксплуатации ленточных конвейеров особое внимание следует уделять вопросам обеспечения долговечности ленты. При перемещении кусковых материалов острые ребра кусков повреждают ленту тем больше, чем больше их относительная кинетическая энергия. Поэтому скорость материала должна соответствовать скорости ленты, что достигается за счет применения наклонных лотков. На долговечность ленты оказывает влияние последовательность подачи на нее фракций материала. Если загрузка осуществляется в последовательности от мелкой фракции к крупной, то долговечность ленты значительно повышается. Такой загрузкой отличаются лотковые спуски, у которых нижний конец имеет в середине вырез.

Для разгрузки материала с ленты применяются следующие способы: 1) через барабан; 2) с помощью односторонних или двухсторонних плужковых сбрасывателей, стационарных или передвижных, которые могут отсекают также часть общего потока материала; 3) с помощью сбрасывающих тележек, несущих барабаны и перемещающихся вдоль всего конвейера.

Плужковые сбрасыватели применяются для разгрузки как сыпучих материалов, так и штучных грузов. Односторонние сбрасыватели целесообразно устанавливать на горизонтальных или с небольшим наклоном конвейерах, а двухсторонние – только на горизонтальных. Желобчатые ленты в месте разгрузки плужковым сбрасывателем принимают плоскую форму.

К недостаткам плужковых сбрасывателей относятся истирание ленты и пропуск материала при неплотном прижатии ножа.

Их преимуществами являются простота конструкции, компактность, небольшая высота. В силу перечисленных достоинств плужковые сбрасыватели широко применяются в химической промышленности.

Очистительные и предохранительные устройства. Транспортирование мокрых и вязких материалов связано с частичным их налипанием на рабочую поверхность ленты. Налипший материал затрудняет прохождение холостой ветви через роликовые опоры и вспомогательные барабаны, к которым лента прилегает рабочей стороной. Налипание материала приводит также к увеличению сопротивления и снижению производительности. Все это вызывает необходимость очистки ленты с помощью скребков и щеток.

Особенно тщательная очистка ленты может быть достигнута путем последовательной установки нескольких устройств, например скребка и щетки. Счищаемый с их помощью материал направляется в приемное устройство (воронку, бункер, лоток). Для очистки внутренней поверхности

ленты от частиц материала у хвостового барабана часто устанавливают специальный плужковый очиститель.

Нижнюю ветвь ленты предохраняют от попадания частиц транспортируемого материала с помощью специально устанавливаемых над ней сплошных перекрытий из листовой стали.

Случайная остановка двигателя наклонного конвейера с грузом может вызвать обратное движение ленты, в результате чего наблюдается заваливание материалом нижней части конвейера и поломка механизмов. Для удержания ленты от самопроизвольного движения применяют различные предохранительные устройства – храповые, валиковые, центробежно-храповые и ленточные остановы.

На длинных наклонных конвейерах и конвейерах большой производительности (более 50 т/ч) рекомендуется включать в привод односторонний автоматический храповый останов, или роликовые муфты одностороннего вращения, а также применять обычные колодочные тормоза.

Приводные устройства. Привод ленточных конвейеров может осуществляться по трем схемам: 1) приводным барабаном за счет сил сцепления между лентой и поверхностью барабана; 2) за счет линейного фрикционного привода, осуществляемого дополнительной приводной лентой, прижимающейся к основной конвейерной ленте (такая схема привода может применяться в качестве дополнительной к первой схеме при необходимости преодоления значительных сопротивлений движению основной ленты); 3) с помощью прижимной вспомогательной ленты при необходимости транспортирования насыпных грузов под большим углом или вертикально.

В третьей схеме на наклонном или вертикальном участке транспортера материал, находящийся между прижимной и основной лентой, перемещается вверх. Прижим горизонтальной ленты может осуществляться за счет ее собственной массы или сжатым воздухом, а вертикальной вспомогательной ленты – поперечными роликами.

Для длинных тяжелонагруженных ленточных конвейеров применяют двухбарабанные промежуточные приводы.

4.2.3. Расчет конвейеров

Производительность конвейера Q определяется скоростью ленты v (м/с) и площадью поперечного сечения материала на ленте F (м²). По условию расчета производительность конвейера должна быть задана, а целесообразная скорость ленты может быть определена из условий эксплуатации. По известным производительности и скорости ленты легко найти площадь поперечного сечения потока материала на ленте, а следовательно, и ширину ленты B , т.е. $B = f(Q, v)$.

Выбор скорости ленты зависит от рода транспортируемого материала, ширины ленты, угла наклона конвейера и наличия промежуточной разгрузки. Например, при транспортировании пылящих сыпучих материалов (семена, сода, сажа, фосфоритная мука) скорость ленты выбирается такой, чтобы материал не сдувался с ленты. Хрупкие материалы (гранулированный суперфосфат) следует транспортировать при меньшей скорости, чтобы исключить их дробление. При выборе скорости ленты необходимо придерживаться следующих рекомендаций: при транспортировании строительных материалов скорость резиноканевой ленты следует принимать равной 1...4 м/с, а при транспортировании штучных грузов $v = 0,5...1,5$ м/с.

Производительность ленточных конвейеров определяют по формуле

$$Q = 3,6Fv\rho_n, \text{ т/ч,}$$

где ρ_n – насыпная плотность материала, кг/м³.

Необходимая ширина ленты определяется следующим образом. При известной производительности ленточного конвейера Q площадь поперечного сечения материала на ленте

$$F = Q/(3,6v\rho_n) = \lambda B^2,$$

откуда ширина ленты

$$B = \sqrt{Q/(3,6\nu\rho_n\lambda)} = \left[1/(1,9\sqrt{\lambda})\right]\sqrt{Q/(\nu\rho_n)}.$$

Следовательно, ширину плоской ленты можно принимать равной

$$B = 2,45\sqrt{Q/(\nu\rho)},$$

а желобчатой ленты

$$\text{при } \alpha = 20^\circ \quad B = 1,6\sqrt{Q/(\nu\rho)}, \quad \text{при } \alpha = 30^\circ \quad B = 1,4\sqrt{Q/(\nu\rho)}.$$

Ширина ленты зависит от вида транспортируемого материала и его фракционного состава. При транспортировании кусковых и штучных грузов с максимальным размером d_{\max} (м) ширина ленты должна быть равной для материалов:

- рядового $B \geq 2d_{\max} + 0,2$;
- сортированного $B \geq 3,3d_{\max} + 0,2$;
- штучного $B \geq d_{\max} + 0,1$.

Угол наклона конвейера выбирается на практике из условия исключения обратного скатывания частиц сыпучих материалов. Рекомендации по допускаемым углам наклона конвейера при перемещении различных грузов приведены в [17]. Если такие рекомендации для сыпучих материалов отсутствуют, то угол наклона конвейера при их перемещении ориентировочно можно определить по формуле

$$\psi \leq (0,55 \dots 0,6)\varphi_2,$$

где φ_2 – угол естественного откоса перемещаемого сыпучего материала в движении.

При выборе предельных углов наклона конвейера следует учитывать скорость ленты и рабочее состояние роликов. При высоких скоростях ленты (превышающие рекомендованные значения) и неисправных роликах (овальность, эксцентricность, плохая балансировка) предельные углы наклона необходимо снижать на 10...15 %.

Мощность в ленточных конвейерах расходуется на преодоление следующих сопротивлений: 1) трение в подшипниках приводного, натяжного и отклоняющего барабанов; 2) трение в подшипниках опорных роликов; 3) перегиб ленты на барабанах и роликах; 4) удары и встряхивание материала при его прохождении над роликами; 5) преодоление инерции покоя; 6) подъем материала вверх, если конвейер наклонный, с подъемом в сторону движения материала; 7) дополнительные сопротивления, возникающие в загрузочных, разгрузочных и очистительных устройствах. Основная часть мощности затрачивается на преодоление трения в подшипниках и сопротивления подъема груза.

Мощность на валу приводного барабана рассчитывается по формуле

$$N = 0,0027Q_M H + 0,0027Q_M L_r w_c + 0,02q_m L_r v w_c.$$

Первый член этой формулы представляет собой мощность, затрачиваемую при подъеме материала на высоту H , второй – на перемещение материала на расстояние L_r , а третий – на перемещение движущихся частей конвейера, т.е. мощность холостого хода.

Необходимая мощность электродвигателя

$$N_{\text{дв}} = N / \eta_m,$$

где η_m – КПД механизма привода; $\eta_m = \eta_6 \eta_{\text{п}}$, здесь η_6 – КПД приводного барабана; $\eta_{\text{п}}$ – КПД передаточного механизма.

Коэффициент полезного действия приводного барабана зависит от состояния его поверхности, материала, влажности и на каких подшипниках он смонтирован. Формулы для расчета η_6 приведены в [17].

4.3. ЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Тяжелые крупнокусковые материалы и материалы с высокими температурами, а также тарные и штучные грузы рекомендуется транспортировать с помощью цепных конвейеров. В цепных конвейерах тяговым элементом является длиннозвенная, обычно пластинчатая цепь, движение которой передается от приводных устройств. В зависимости от типа несущего органа цепные конвейеры делят на пластинчатые, скребковые, ковшовые, люлечные, тележечные и др.

В химической промышленности преимущественно применяют пластинчатые конвейеры.

4.3.1. Конструкция пластинчатых конвейеров

Горячие и острокромочные материалы, а также кусковые или штучные большой массы невозможно транспортировать ленточными конвейерами. В таких случаях применяют пластинчатые конвейеры, которые могут быть горизонтальными или слабо наклонными. При сходстве общих схем пластинчатый и ленточный конвейеры конструктивно значительно отличаются друг от друга.

Пластинчатый конвейер (рис. 4.3) представляет собой бесконечное движущееся полотно δ (рис. 4.3, *з*), состоящее из двух параллельных тяговых цепей 1 (применяются конвейеры и с одной цепью), к которым прикреплены поперечные пластины 2 (рис. 4.3, *б*) для штучных и тарных грузов или лотки 3 (рис. 4.3, *а*), несущие перемещаемый сыпучий груз и образующие непрерывный настил. Цепи огибают приводные 4 и натяжные 5 звездочки. Опорой для пластин и цепей служат ходовые ролики 6 (рис. 4.3, *в*), катящиеся при движении конвейера по направляющим станины 7 (рис. 4.3, *а*).

Вращение от электродвигателя на приводной вал передается обычно с помощью редуктора, а также цепной или клиноременной передачей. Натяжение цепей осуществляется с помощью винтового натяжного устройства.

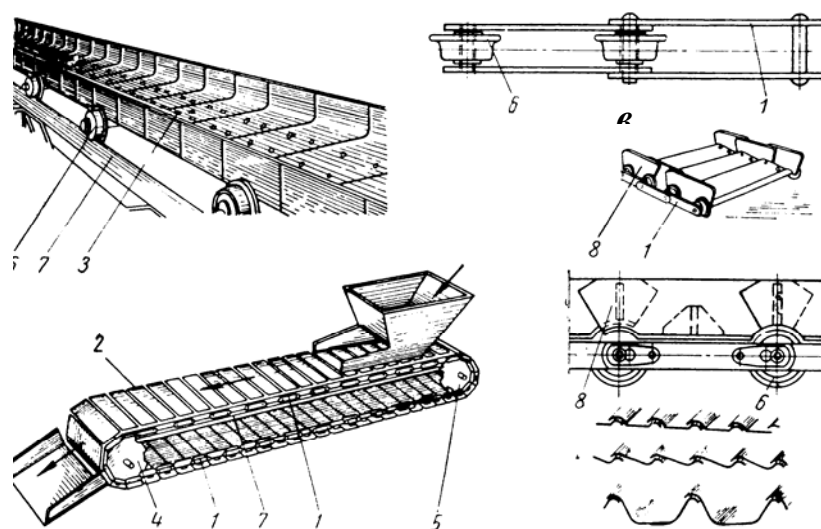


Рис. 6 схема пластинчатых конвейеров

В ленточных конвейерах работа натяжного устройства заключается в обеспечении передачи тягового усилия трением. В отличие от них в пластинчатых конвейерах тяговое усилие передается зацеплением и работа натяжного устройства заключается только в выборе слабины тягового элемента. В связи с этим предварительное натяжение должно быть минимальным и равным 1...2 кН, но не меньше динамического усилия. Вытяжка цепей мала, поэтому натяжное устройство в пластинчатых конвейерах выполняют винтовым, имеющим ход винта

$$s_n = (1, 6 \dots 2, 0) s,$$

где s – шаг цепи.

К пластинам цепей крепится настил, состоящий из металлических пластин 2 (гладких или фигурных, штампованных или литых). В конструкции пластинчатого конвейера, предназначенного для перемещения сыпучих материалов, отдельные пластины на шарнирах цепи крепятся с взаимным нахлестом. Такая установка пластин исключает просыпание материала.

Пластинчатый конвейер загружается материалом через загрузочную воронку, а разгружается через звездочки. При использовании гладкого настила возможна разгрузка материала с помощью плужкового сбрасывателя. Основные параметры стационарных пластинчатых конвейеров общего назначения стандартизованы.

В качестве недостатков пластинчатых конвейеров следует отметить: большие капитальные затраты, сложность конструкции, большую металлоемкость и высокие энергозатраты, сложность сборки и ремонта. Данные недостатки выявлены при сравнении пластинчатых и ленточных конвейеров.

Отечественной промышленностью изготавливаются пластинчатые конвейеры с настилами без бортов; с неподвижными бортами, укрепленными непосредственно на раме конвейера; с подвижными бортами, укрепленными на пластинах настила (рис. 4.3, в). При этом настил может иметь следующий профиль: плоский, волнистый или коробчатый (рис. 4.3, б, в). Настил с волнистым и коробчатым профилем позволяет осуществить транспортирование материала под углом наклона к горизонту до 30° . Для перемещения насыпных грузов преимущественно применяют конвейеры с подвижными бортами и плоским настилом. Применение гладкого настила в конвейерах обеспечивает транспортирование материала под углом $15 \dots 18^\circ$ к горизонту. При этом угол подъема зависит от вида перемещаемого материала.

Тип настила определяется размером частиц транспортируемого материала. Легкий тип настила применяется для сыпучих и мелкокусковых материалов с малым насыпным весом, тяжелый – для крупнокусковых и тяжелых материалов, средний – для всех остальных.

Погонный вес настила определяется по формуле

$$q_0 = 60B + k,$$

где B – ширина настила, м; k – коэффициент, зависящий от типа настила; $k = 65$ при легком типе настила; $k = 80$ при среднем и $k = 100$ при тяжелом типе настила.

Номинальная ширина настила и высота бортов взаимосвязаны. Так, настилы шириной 500 и 650 мм имеют высоту бортов $h = 160$ мм, а настилы шириной 800, 1000 и 1200 мм – $h = 200$ мм. Номинальной шириной B настила считается расстояние между бортами, а номинальной высотой h борта – расстояние от рабочей поверхности настила до верха борта.

Крепление настила к пластинам цепей осуществляется при помощи уголков.

4.3.2. Расчет пластинчатых конвейеров

Массовая производительность пластинчатого конвейера определяется по формуле

$$Q = 3600Fv\rho_n, \text{ т/ч},$$

где v – скорость движения настила, м/с; ρ_n – насыпная плотность материала, т/м³.

Ширина слоя груза на настиле конвейера без бортов

$$b = B - 0,1,$$

где B – ширина настила, м.

Высоту слоя материала принимают равной

$$h_m = 1/6b.$$

Площадь поперечного слоя перемещаемого материала

$$F = 2/3bh_m = 1/9b(B - 0,1).$$

С учетом последнего выражения производительность конвейера при настиле без бортов рассчитывается по формуле

$$Q = 400(B - 0,1)^2 \upsilon \rho_n.$$

Производительность конвейера при настиле с бортами (подвижными и неподвижными) определяется по формуле

$$Q = 3600Bh\upsilon\rho_n\psi,$$

где B – расстояние между бортами, м; h – высота бортов до верхней кромки, м; ψ – коэффициент заполнения сечения, зависящий от вида транспортируемого материала, скорости, наличия питателя и т.д.; в среднем $\psi = 0,65 \dots 0,75$.

Производительность пластинчатого конвейера уменьшается с увеличением угла его наклона к горизонту. Данные по зависимости производительности от угла подъема трассы конвейера приведены в табл. 4.1.

Ширина настила определяется размером кусков перемещаемого материала. Для рядового материала ширина пластин принимается равной

$$B \geq 1,7d + 200,$$

а для сортированного материала

$$B \geq 2,7d + 200,$$

где d – размер типичных кусков материала, мм.

4.1. Производительность пластинчатого конвейера в зависимости от угла наклона к горизонту

Угол наклона, град	настил без бортов	настил с бортами
До 10	100	100
10...20	90	95
Свыше 20	85	90

Ширина настила
– без бортов

$$B = \sqrt{\frac{Q}{400\upsilon\rho_n}} + 0,1;$$

– с бортами при $\psi = 0,75$

$$B = \frac{Q}{2700\upsilon h \rho_n}, \text{ м.}$$

Рассчитанные в зависимости от необходимой производительности конвейера и размеров кусков транспортируемого материала ширина насти-

ла и высота бортов округляются до ближайших больших стандартных. При транспортировании штучных грузов ширина настила конвейера принимается на 100...150 мм больше максимального габаритного размера груза.

Пластинчатые конвейеры относятся к тихоходным транспортирующим машинам, что является следствием применения цепей в качестве тягового органа и стремления уменьшить динамические усилия, появляющиеся вследствие неравномерности движения цепей. Скорость настила обычно изменяется в пределах 0,2...0,6 м/с.

Ранее было отмечено, что больший угол подъема (до 30°) при транспортировании обеспечивает применение коробчатого настила, против 15...18° при плоском настиле. Допускаемые углы наклона конвейеров могут быть значительно увеличены (до 45° и более) путем установки на настиле поперечных планок или упоров. При эксплуатации конвейеров следует учитывать зависимость величин предельного угла наклона конвейера от размера, влажности, формы кусков транспортируемого материала и типа настила. Так, при транспортировании мелкого и влажного материала допускаются большие углы к горизонту.

Необходимую мощность на валу приводных звездочек пластинчатых конвейеров без учета потерь мощности на плужковые сбрасыватели можно определить по формуле

$$N = 0,0024q_0vL + 0,003Q(0,11L \pm H), \text{ кВт},$$

где q_0 – погонный вес настила, кг/м; v – скорость движения цепей конвейера, м/с; L – горизонтальная проекция полной длины конвейера, м; Q – производительность, т/ч; H – высота подъема или спуска материала, м. Знак плюс в формуле перед H относится к перемещению груза вверх, а минус – вниз.

Затраты мощности на сбрасывающий нож составляют ориентировочно:

$$N_3 = 0,006QB.$$

Необходимую мощность электродвигателя рассчитывают с учетом КПД механизма η :

$$N_{\text{дв}} = 1,2N/\eta.$$

4.4. ЭЛЕВАТОРЫ

Элеваторы служат для транспортирования сыпучих материалов (ковшовые элеваторы) и штучных грузов (люлечные и клетьевые элеваторы) в вертикальном направлении или под большим углом к горизонту ($\geq 70^\circ$). В настоящем пособии рассматриваются только ковшовые элеваторы, в которых материал перемещается в отдельных сосудах – ковшах, укрепленных на тяговом элементе конвейерной резиноканево-вой ленте или цепях.

4.4.1. Устройство элеваторов

Ковшовой элеватор (рис. 4.4, а) состоит из бесконечного замкнутого тягового органа 2, на котором с равными интервалами закреплены ковши 1. В качестве тягового органа используются ленты (рис. 4.4, а) или одна или две цепи (рис. 4.4, б, в). Лента огибает приводной 3 и натяжной 4 барабаны, укрепленные в верхней и нижней частях элеватора. При использовании цепи в верхней и нижней частях элеватора устанавливают звездочки, которые огибает цепь. Вертикальные элеваторы небольшой высоты не имеют промежуточных опор для тягового элемента. В то же время в наклонных и высоких вертикальных элеваторах лента опирается на направляющие ролики. Тяговые цепи могут катиться роликами по направляющим (рис. 4.4, з) или опираться на направляющие ролики (рис. 4.4, д). Рабочий орган элеватора, как правило, закрыт металлическим кожухом, состоящим из отдельных секций, или может быть открытым. Открытый вариант исполнения характерен для наклонных элеваторов (рис. 4.4, д).

Привод барабана или звездочки размещается в верхней части элеватора. Вал нижнего барабана или звездочки вращается в перемещающихся подшипниках, связанных с винтовым натяжным устройством. Верхняя

часть кожуха с ведущим приводным барабаном (звездочками) называется головкой элеватора; нижняя часть кожуха с натяжным устройством, отклоняющим барабаном или звездочками называется башмаком.

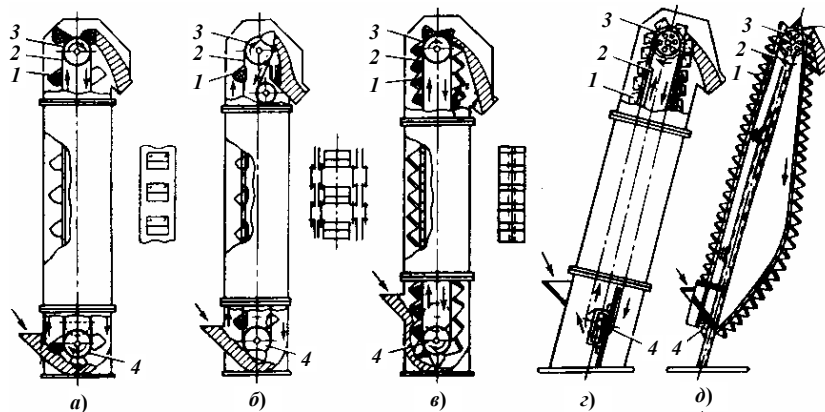


Рис. 4.4. Схемы ковшовых элеваторов

Элеваторы применяют для транспортирования материала на высоту до 35 м при производительности до 100 м³/ч. Предпочтительное использование элеваторов для заполнения высоких хранилищ-силосов или бункеров.

В зависимости от скорости движения тягового органа элеваторы для сыпучих материалов делятся на быстроходные (скорость тягового элемента 1,25...2,5 м/с) и тихоходные (скорость 0,4...1 м/с). Быстроходные элеваторы применяются для транспортирования порошкообразных, мелко- и среднекусковых материалов; тихоходные — для транспортирования среднекусковых абразивных, крупнокусковых и плохо подвижных материалов.

По расположению ковшей различают элеваторы с расставленными ковшами (ковши крепятся к тяговому органу с зазорами) и сомкнутыми ковшами (ковши крепятся вплотную один к другому). Причем крепление ковшей с зазорами характерно для быстровращающихся элеваторов, а крепление вплотную — для тихоходных элеваторов.

Ковши быстроходных элеваторов загружаются путем зачерпывания материала при прохождении ими загрузочного башмака (рис. 4.4, а, б), а тихоходных — путем засыпки материала в ковш (рис. 4.4, в, г, д). Тихоходные и быстроходные элеваторы различаются также способом разгрузки ковшей. В тихоходных элеваторах разгрузка ковшей осуществляется гравитационным способом, т.е. транспортируемый материал высыпается в лоток под действием силы тяжести при повороте ковшей вокруг верхней звездочки или барабана. В быстроходных элеваторах разгрузка ковшей производится путем выбрасывания материала под действием центробежной силы, возникающей при повороте ковша вокруг барабана.

Основные параметры стационарных вертикальных ковшовых элеваторов общего назначения определяются стандартом.

4.4.2. Элементы ковшовых элеваторов

Для транспортирования сыпучих материалов в элеваторах применяют полукруглые расставленные (мелкие и глубокие) и сомкнутые (остроугольные и скругленные трапециевидные) *ковши*.

Выбор типа ковшей определяется свойствами перемещаемых сыпучих материалов. Так, влажные, липкие, слеживающиеся и плохо сыпучие материалы, т.е. материалы, обладающие малой подвижностью (флотационный колчедан, порошок мел и т.д.), целесообразно транспортировать в мелких полукруглых ковшах. Для сухих, хорошо сыпучих порошкообразных и мелкокусковых материалов (дробленый колчедан, сухой огарок, песок и др.) применяют глубокие полукруглые ковши.

Глубокие и мелкие ковши характеризуются хорошим опоражниванием при разгрузке (чему, в немалой степени, способствует их цилиндрическое днище). Они применяются только в элеваторах с расставленными ковшами. При этом шаг ковшей s — расстояние между ковшами — выбирается из усло-

вия их разгрузки. Шаг должен быть таким, чтобы полету материала при разгрузке не мешал предыдущий ковш. Обычно шаг принимается равным

$$s = (2,5...3)h,$$

где h – высота задней стенки ковша.

Остроугольные ковши применяют при транспортировании средне- и крупнокусковых, абразивных (колчедан, фосфорит и т.д.) или хрупких материалов (гранулированный суперфосфат и т.п.). Для транспортирования тех же материалов применяют закругленные трапециевидальные ковши. Однако от остроугольных ковшей они отличаются боковым креплением к тяговому элементу и большей производительностью. Последние два типа ковшей устанавливаются на тяговом элементе вплотную друг к другу. В их конструкции предусмотрены бортовые направляющие для высыпаемого при разгрузке материала, который скатывается по передней стенке впереди расположенного ковша. Задняя стенка этих ковшей имеет высоту, равную или кратную шагу цепного тягового элемента.

Основным расчетным параметром ковша является его линейная вместимость:

$$q = i/s,$$

где i – вместимость ковша, л; s – шаг ковшей, м.

Ковши крепятся к тяговому элементу задними стенками, к лентам – болтами с потайными головками, к цепям – уголками на болтах или заклепках.

Ковши изготавливаются сварными или штампованными из листовой стали толщиной 2...6 мм. Рабочая кромка ковша, которая зачерпывает материал, усиливается приваркой полосы из твердой износостойкой стали. Для слипающихся материалов и материалов с большой сопротивляемостью черпанию применяют ковши с зубчатой передней стенкой.

Тяговый элемент. В качестве тягового органа в ленточных элеваторах применяют резинотканевые ленты по ГОСТ 20–85, ширина которых превышает ширину ковша на 25...50 мм. Концы лент соединяются внахлестку, в угловой и простой стык. Количество прокладок в ленте определяется расчетом на прочность и должно быть, как правило, не менее четырех. В малых ковшовых элеваторах в качестве тягового органа можно использовать резинотканевые ремни.

Расчет диаметров барабанов ковшовых элеваторов аналогичен расчету диаметра барабанов для ленточных конвейеров.

В цепных элеваторах функцию тягового органа выполняют длиннозвенные цепи с шагом 100...630 мм, сваренные из круглой стали, а также со штампованными или литыми звеньями. Если ковши имеют ширину менее 250 мм, то применяется одна цепь. При большей ширине ковша применяются две цепи. Размеры цепей рассчитывают. Число зубьев звездочек принимают 6...20. Тип тягового элемента выбирается в зависимости от физико-химических свойств материала, высоты подъема и производительности элеватора. Резинотканевую ленту целесообразно применять для перемещения порошкообразных и мелкокусковых грузов с температурой до 60 °С, преимущественно в быстроходных элеваторах. Для материалов с размерами кусков более 50 мм, а также при высокой температуре перемещаемого материала следует применять цепи. Как правило, цепные элеваторы характеризуются высокой производительностью (до 160 м³/ч) и значительной высотой подъема.

Абразивные сыпучие материалы (колчедан, апатитовый концентрат, горячий колчедановый огарок) рекомендуется перемещать с использованием в качестве тягового элемента сварных круглозвенных цепей.

Башмак и загрузочные устройства. Башмак элеватора служит для подвода сыпучего материала к ковшам и для поддержки вала нижнего натяжного барабана (звездочек). Загрузочный патрубок башмака может быть высоким и низким. При этом высокий патрубок имеет наклонную стенку, расположенную под углом 60° к горизонту, и применяется для загрузки влажных, плохосыпучих материалов. Для загрузки сухих, хорошо сыпучих материалов применяется низкий патрубок, стенка которого наклонена под углом 45°. Подшипники вала нижнего барабана (звездочек) выполняются

передвижными. Такая конструкция вызвана необходимостью периодического натяжения тягового элемента с помощью нижнего барабана.

Различают винтовые и грузовые натяжные устройства. В ленточных и цепных элеваторах используют только винтовые натяжные устройства, которые устанавливают в башмаке. Натяжные устройства имеют ход, равный 200...500 мм, что соответствует 1,0...1,5 шага цепи в цепном элеваторе и 0,01...0,02 длины ленточного элеватора. Увеличение хода сверх рекомендуемого усложняет загрузку элеватора, так как при этом в башмаке постепенно накапливается материал.

Натяжное усилие принимают минимальным (порядка 2000 Н). Это связано с вертикальным расположением тягового органа и ковшей, которые собственным весом обеспечивают достаточное прижатие ленты к верхнему приводному барабану.

Ковши элеваторов заполняются либо черпанием из башмака либо подачей материала непосредственно в ковш.

В элеваторах с сомкнутым расположением ковшей при перемещении крупнокусковых и абразивных материалов ковши заполняются путем принудительного направления в них сыпучего материала. При реализации такой схемы загрузки струя материала заполняет одновременно несколько ковшей и только небольшая часть материала падает на дно башмака. В этом случае внутри кожуха скапливается незначительное количество материала, вследствие чего цепи меньше загрязняются и изнашиваются. Загрузка ковшей наполнением не пригодна для быстроходных элеваторов с расставленными ковшами. Это связано с плохим наполнением ковшей, так как часть материала будет отбрасываться быстродвижущимися ковшами. Питание быстродвижущихся ковшей производится преимущественно черпанием из башмака. Для обеспечения равномерной работы элеваторов большой производительности при транспортировке тяжелых или абразивных материалов рекомендуется устанавливать между бункером и башмаком механический питатель. За счет применения питателей уменьшается работа черпания, увеличивается наполнение ковшей и уменьшается износ цепей и ковшей.

Головка элеватора и разгрузочные устройства. Головка элеватора состоит из привода (электродвигатель, редуктор, клиноременная передача), ведущего барабана (звездочек) и патрубка для отвода перемещаемого материала. Для удержания тягового органа с ковшами от падения при обрыве и от обратного хода при случайном выключении двигателя применяют ограничители обратного хода – остановы. В ленточных элеваторах используют ограничители храпового типа, устанавливаемые на ведущем валу барабана. В качестве остановов применяют также роликовые остановы, электромагнитный тормоз.

Различают следующие виды разгрузки ковшей: центробежная, самотечная свободная и самотечная направленная. Самотечная разгрузка осуществляется под действием силы тяжести перемещаемого материала. При центробежной разгрузке частицы материала во время прохождения ковшей через верхний барабан под действием центробежной силы и силы тяжести падают по параболе и отводятся в патрубок головки. Стабильная работа элеватора с центробежной разгрузкой зависит от скорости движения ковшей, диаметра верхнего барабана (звездочек) и расположения разгрузочного патрубка.

Для нормальной разгрузки ковшей под действием силы тяжести в конструкции элеватора предусматривается дополнительное отклонение ковша. В вертикальных элеваторах это достигается отклонением холостой ветви путем установки направляющих шин или путем изгиба трассы вблизи верхней головки. В наклонных элеваторах свободная самотечная разгрузка ковшей обеспечивается наклонным положением самого элеватора, что значительно улучшает разгрузку слеживающихся материалов.

Кожух служит для предохранения перемещаемых материалов от действия внешней среды, а также для улучшения условий труда обслуживающего персонала. Изготавливается кожух из стали толщиной 2...4 мм отдельными секциями высотой 2...2,5 м.

4.4.3. Основные параметры и расчет элеваторов

Оптимальная разгрузка ковшей быстроходных ленточных элеваторов обеспечивается при следующей скорости движения ковшей:

$$v = (1,8...2)\sqrt{D}, \text{ м/с,}$$

где D – диаметр приводного барабана, м.

Скорость движения ковшей цепных вертикальных элеваторов принимают несколько меньше расчетной. При выборе скорости движения ковшей необходимо учитывать также физические свойства перемещаемых материалов. В табл. 4.2 приведены рекомендации по выбору скорости движения рабочего органа элеватора.

4.2. Рекомендуемые скорости движения рабочих органов элеваторов

Наименование перемещаемого сыпучего материала	Скорость, м/с
Мелкие пылевидные порошкообразные материалы (огарок, флотационный колчедан, фосфористая мука, молотая сера, фосфорит), а также руда после дробления с размерами частиц до 30...50 мм	0,9...1,25
Хрупкие материалы, не допускающие измельчения (гранулированный суперфосфат)	0,4...0,6
Плохосыпучие пылевидные и зернистые, влажные материалы (влажный порошкообразный мел, влажные удобрения)	0,6...0,8
Кальцинированная сода	0,3...0,4

Производительность ковшового элеватора при перемещении сыпучих материалов определяется по формуле

$$Q = 3,6i_0v\gamma\psi / s, \text{ т/ч,}$$

где i_0 – емкость ковша, л; v – скорость движения ковшей, м/с; γ – объемный вес груза, т/м³; ψ – коэффициент заполнения ковшей; s – шаг ковшей, м.

Величина i_0 / s называется погонной емкостью ковшей и ее значения приведены в [17].

Коэффициент заполнения ковшей ψ принимается в зависимости от крупности материала:

– порошкообразные материалы	$\psi = 0,75...0,95$
– мелкокусковые материалы	$\psi = 0,6...0,8$
– среднекусковые материалы с кусками $d = 50...100$ мм	$\psi = 0,5...0,7$
– среднекусковые материалы с кусками $d > 100$ мм	$\psi = 0,4...0,6$
– влажные материалы	$\psi = 0,5...0,7$

Размеры ковшей следует проверять по наибольшим размерам кусков перемещаемого материала. При транспортировании кусковых материалов необходимо правильно выбрать вылет ковша, который должен удовлетворять условию

$$l \geq dm,$$

где d – размер типичных кусков; m – коэффициент, для рядовых материалов $m = 2...2,5$, а для сортированных материалов $m = 4,25...4,75$.

В ковшовом элеваторе мощность расходуется на преодоление сопротивлений движению рабочего органа: 1) веса поднимаемого на грузовой ветви материала; 2) сопротивления подшипников приводного и натяжного валов; 3) сопротивления изгиба цепей (лент) на звездочках (барабанах); 4)

сопротивления зачерпыванию; 5) сопротивления качения роликов по направляющим наклонных элеваторов.

Мощность на приводном валу элеватора ориентировочно может быть определена по формуле

$$N_0 = \frac{1,15QH}{367} + \frac{k_1q_0Hv}{367} = \frac{QH}{367}(1,15 + k_1k_2v),$$

где Q – производительность элеватора, т/ч; H – высота подъема материала (расстояние между осями приводного и натяжного барабанов или звездочек), м; q_0 – вес 1 погонного метра ленты и цепи с ковшами, кг/м; v – скорость движения ленты (цепи), м/с; k_1 , k_2 – коэффициенты, значения которых приведены в [17].

В инженерных расчетах величину q_0 принимают

$$q_0 \cong k_2Q.$$

Для обеспечения нормальной работы элеватора электродвигатель должен иметь запас мощности

$$N_{\text{дв}} = 1,2 \frac{N}{\eta},$$

где η – КПД передачи от двигателя к приводному барабану (звездочкам).

Расчет натяжения тягового элемента элеватора аналогичен расчету для ленточных и пластинчатых конвейеров, причем для цепных элеваторов расчет выполняется с учетом динамической нагрузки. Методика расчета натяжения тягового органа изложена в [16].

4.5. ВИНТОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Винтовой конвейер (рис. 4.5) состоит из неподвижного желоба 4 полукруглой формы, внутри которого расположен рабочий орган – винт 5, вращающийся в подшипниках 3. Винт вращается при помощи привода 8, состоящего из электродвигателя и редуктора. Транспортируемый материал загружается через загрузочное отверстие 2. Материал под действием винта поступательно движется по желобу. При этом вращение материала вместе с винтом исключено, так как этому препятствует сила тяжести частиц материала. Разгрузка винтового конвейера может производиться в любом месте по его длине через патрубок 6 с задвижкой 7. Желоб сверху обычно закрывается крышкой 1.

Винтовые конвейеры хорошо зарекомендовали себя при транспортировании пылящих (кальцинированная порошкообразная сода, апатитовый концентрат, фосфоритная мука, колчеданный огарок), остро пахнущих и горячих выделяющих газы и пары материалов. Их используют также для транспортирования вязких и тестообразных (мокрая глина и т.д.) материалов.

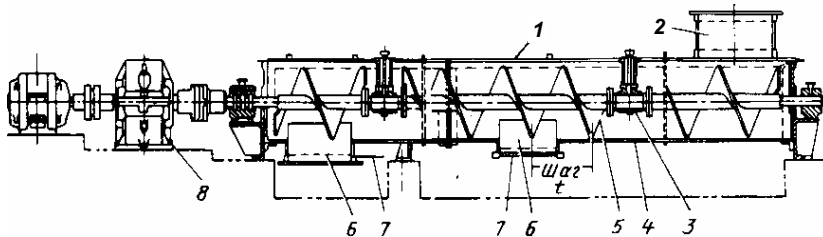


Рис. 4.5. Горизонтальный винтовой конвейер

Конструкция винтового конвейера позволяет совмещать операцию транспортирования материалов с некоторыми технологическими процессами (охлаждение, увлажнение, сушка, смешивание). Винтовые конвейеры незаменимы в небольших помещениях, когда необходимо транспортировать малое количество материала на короткие расстояния. Применяются

винтовые конвейеры с винтом следующих размеров: диаметр 100...600 мм, длина до 30...40 м, а в отдельных случаях до 50...60 м.

Производительность винтовых конвейеров составляет в среднем 20...40 м³/ч, но при больших размерах винта может достигать до 100 м³/ч и более.

Винтовые конвейеры выполняют горизонтальными или пологонаклонными (устанавливают под углом до 20° к горизонту) и вертикальными (для перемещения порошкообразных удобрений, поташа, крахмала, соли и др.). В конструкции вертикального конвейера предусматривается подача материала от горизонтальных винтовых конвейеров, которые создают подпор материала.

К преимуществам винтовых конвейеров относятся компактность, герметичность, простота конструкции и эксплуатации, удобство промежуточной разгрузки, а также возможность транспортирования мокрых и тестообразных материалов (при специальной форме винта). Недостатками являются повышенный износ поверхностей винта и желоба, значительное измельчение и истирание материала, высокие энергозатраты по сравнению с другими типами конвейеров. Не рекомендуется использовать винтовые конвейеры со сплошной поверхностью винта для перемещения крупнокусковых материалов, а также слеживающихся и налипающих на стенки желоба. Для стабильной работы винтового конвейера необходимо обеспечить равномерную подачу материала, так как перегрузка может вызвать образование пробок из материала у промежуточных подшипников, что приводит к стопорению или поломки вала конвейера.

4.5.1. Классификация винтовых конвейеров

Винтовые конвейеры классифицируют в зависимости от назначения и вида выполняемой работы: 1) транспортирующие (рис. 4.6, а); 2) смесительные, применяемые для транспортирования и одновременного перемешивания слипающихся материалов; 3) собирающие (рис. 4.6, в), направляющие материал от концов желоба к середине, где происходит выгрузка; при этом одна половина конвейера имеет правый винт, другая – левый; 4) распределительные (рис. 4.6, б), перемещающие материал в разные стороны от центра к краям конвейера; 5) специальные конвейеры – сушильные, охлаждающие и др.

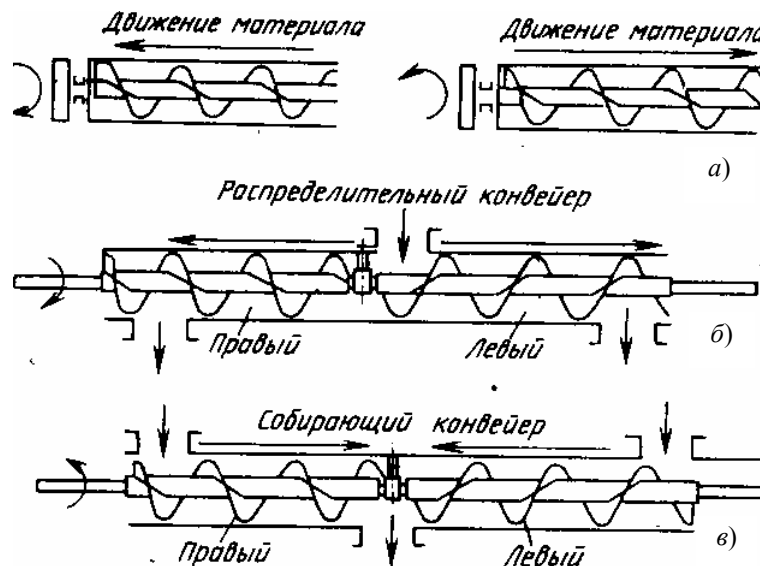


Рис. 4.6. Горизонтальный винтовой конвейер

По числу спиралей винта конвейеры могут быть с однозаходными и многозаходными (как правило, двухзаходными) винтами. Двухзаходные винты отличаются более равномерной подачей материала, а также высокой скоростью перемещения, что приводит к увеличению производительности конвейера.

По конструкции винта различают конвейеры со сплошным, ленточным, фасонным и лопастным винтами (рис. 4.7, а, б, в, г, соответственно). Тип винта выбирают с учетом свойств транспортируемого материала. Хорошо сыпучие материалы (мел, гипс, сухой песок, гранулированный шлак) целесообразно перемещать сплошным винтом при коэффициенте заполнения желоба $0,3...0,45$ и скорости вращения винта $50...120$ об/мин. Для транспортирования кусковых материалов (крупный гравий, известняк, шлак негранулированный) рекомендуются ленточный или лопастный винты при коэффициенте заполнения желоба $0,25...0,4$ и частоте вращения винта $40...100$ об/мин. При транспортировании тестообразных, слеживающихся и мокрых материалов хорошо зарекомендовали себя лопастный и фасонный винты. Оптимальные параметры работы конвейера при этом следующие: коэффициент заполнения желоба $0,15...0,3$ и скорость вращения винта $60...80$ об/мин.

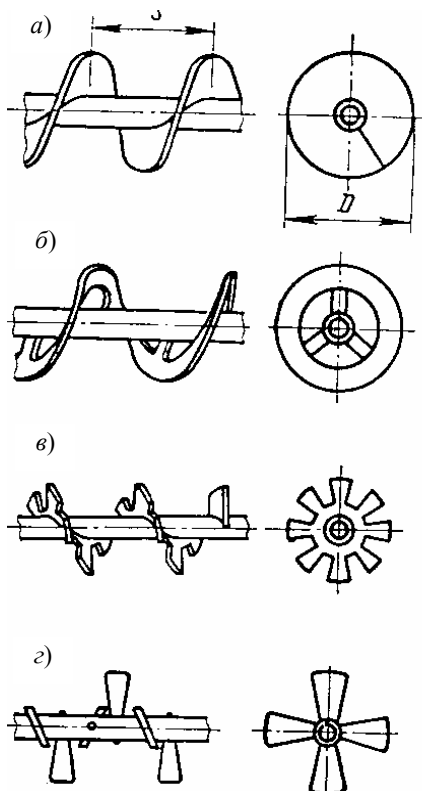


Рис. 4.7. Винты винтовых конвейеров

4.5.2. Конструкция узлов винтовых конвейеров

Желоб изготавливается сварным из листовой стали толщиной $4...8$ мм, имеет форму полуцилиндрического корыта с вертикальными стенками. В целях безопасной эксплуатации и исключения пыления желоб сверху закрывается съемными крышками. Для регулирования формы струи материала в разгрузочных патрубках желоба устанавливают задвижки. В редких случаях желоб изготавливают из трубы с торцевыми крышками. При перемещении абразивных, агрессивных, а также горячих материалов стальные желоба футеруют шамотными, кислотоупорными плитками, жароупорным бетоном или применяют желоба, изготовленные из специальных сплавов и сталей.

При конструировании желобов следует учитывать, что их размеры должны соответствовать винтам. Зазор между винтом и внутренней поверхностью желоба принимается равным $3...8$ мм.

Винт. Поскольку винтовая поверхность в плоскость не раскладывается, обычно винт изготавливают из трубы, к которой приваривают штампованные лопасти толщиной $3...6$ мм. Витки сплошного шнека штампуются, как правило, из отдельных разрезных стальных шайб. Винтовая поверхность образуется из отдельных витков, соединяемых между собой сваркой, которая затем крепится к валу чаще всего сваркой. Стандартом на винто-

вые конвейеры предусмотрен следующий ряд диаметров винтов: 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800 мм. Шаг винта следует принимать равным $s = 0,8D$ или $s = D$. По направлению винтовой поверхности различают винты правые и левые.

Чугунные винты, изготавливаемые в виде отдельных секций и насаживаемые на стальной вал, применяются для транспортирования абразивных материалов (огарок от сжигания колчедана). Редко применяются винты, изготовленные из специальных кислотостойких и жаростойких сталей и сплавов (хромоникелевая сталь, хромистая, сплавы алюминия, бронзы и т.д.). Для защиты от коррозии иногда винт конвейера и желоба гуммируют. Витки ленточных винтов изготовляют из узкой полосы, которая крепится специальными болтами к валу на некотором от него расстоянии.

В лопастных винтах винтовая поверхность отсутствует, она заменена отдельными лопастями той или иной формы. Выбор формы лопастей осуществляют в зависимости от вида перемещаемого материала, требуемой степени перемешивания и скорости перемещения. С целью усиления перемешивания материала иногда между витками винта устанавливают лопасти.

При выборе винта в зависимости от вида транспортируемого материала целесообразно руководствоваться следующими рекомендациями. Неабразивные и малоабразивные продукты помола (кальцинированная сода, известь), а также абразивные (мел, гипс, флотационный колчедан, фосфоритная мука, апатитовый концентрат) целесообразно транспортировать с использованием однозаходного или двухзаходного винта со сплошной винтовой поверхностью. Для перемещения мелкокусковых и среднекусковых неабразивных и абразивных материалов (известковая порода, сухие шлаки, сера) следует применять сплошные и ленточные однозаходные винты. Липкие и влажные материалы рекомендуется транспортировать с помощью ленточного однозаходного, фасонного или лопастного винтов. Фасонные и лопастные винты применяются для транспортирования тестообразных, слеживающихся и налипающих на стенки желоба материалов. Транспортирование хрупких материалов целесообразно осуществлять с помощью однозаходного ленточного винта или винта с переменным диаметром.

Винтовые конвейеры с переменным шагом винта при постоянном его диаметре могут быть использованы как для перемещения сыпучих материалов, так и в качестве затворов, предохраняющих оборудование от подсоса наружного воздуха. В этом случае образующаяся в конвейере пробка из перемещаемого материала образует необходимый затвор.

Валы винтов изготовляют сплошными или полыми (трубчатыми). Отдельные участки длинных сплошных валов соединяют между собой муфтами.

Подшипники. Для обеспечения жесткости вал винта через каждые 2,5...3,0 м имеет промежуточные подшипники. Чтобы эти подшипники не вызывали закупорку желоба (подшипник уменьшает просвет желоба, а в месте его установки витки винта прерываются) их по возможности изготовляют меньших диаметров и длины и крепят на верхней части желоба или на боковой его стенке, противоположной той, к которой смещается материал при вращении винта. Даже такая конструкция не исключает в некоторых случаях большое скопление материала около подвесных подшипников.

Кроме подшипников вал винтового конвейера имеет подпятник, воспринимающий осевую силу винта. Осевая сила появляется вследствие сопротивления материала его передвижению. Подпятники устанавливают на торцевых стенках желоба. Промежуточные подшипники и подпятники могут быть скользящие, однако предпочтительнее их исполнение в виде опор качения.

Привод винтового конвейера состоит из электродвигателя, редуктора и муфт.

4.5.3. Расчет винтового конвейера

Производительность винтового конвейера рассчитывается по формулам:

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} sn\psi C = 47 D^2 sn\psi C,$$

или

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} sn\gamma\psi C = 47 D^2 sn\gamma\psi C,$$

где D – наружный диаметр винта, м; s – шаг винта, м; n – число оборотов винта, об/мин; γ – объемный вес материала, т/м³; ψ – коэффициент заполнения желоба материалом; C – поправочный коэффициент, зависящий от угла наклона α винтового конвейера к горизонту.

Производительность винтового конвейера при наклонном перемещении материала уменьшается, что связано со значительным уменьшением коэффициента заполнения. В связи с этим в формулу расчета производительности введен поправочный коэффициент C . Установлена следующая зависимость коэффициента C от угла наклона α конвейера к горизонту: при $\alpha = 5^\circ$ $C = 0,9$; при $\alpha = 10^\circ$ $C = 0,8$; при $\alpha = 15^\circ$ $C = 0,7$; при $\alpha = 20^\circ$ $C = 0,65$.

По заданной производительности определяют диаметр винта:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{\pi sn\gamma\psi C}}.$$

Определенный по производительности диаметр винта при транспортировании кусковых материалов с максимальным размером куска d_{\max} проверяют на возможность пропуска материала. При транспортировании рядового материала должно выполняться условие $D \geq (4 \dots 6) d_{\max}$, а при транспортировании сортированного материала – $D \geq (8 \dots 10) d_{\max}$. Такая проверка вызвана следующими соображениями: при диаметре винта D допускается перемещение 80 % кусков диаметром $d_1 = 0,1D$ и 20 % – кусков размером $d_2 = 0,25D$.

Шаг винта в среднем принимают равным $s = 0,8D$. Транспортирование тяжелых, а также абразивных материалов рекомендуется осуществлять конвейерами с винтами, имеющими шаг, $s = (0,5 \dots 0,6)D$. При таком шаге винта обеспечивается большая равномерность транспортирования материала. Для хорошо сыпучих материалов рекомендуются винты с шагом $s = 1,0D$.

Коэффициент заполнения ψ выбирается в зависимости от вида перемещаемого материала по табл. 4.3

4.3. Коэффициент заполнения ψ в зависимости от вида перемещаемого материала

Груз	ψ
Легкий, мелкий, сыпучий, неабразивный; насыпная плотность $\rho_n = 480 \dots 640$ кг/м ³ (кальцинированная сода, порошковая известь)	0,4
Среднего веса, неабразивный, мелкозернистый; $\rho_n = 640 \dots 800$ кг/м ³	0,4
Малоабразивный, зернистый или мелкокусковой; $\rho_n = 640 \dots 1200$ кг/м ³ (соль)	0,3
Абразивный, мелкокусковой, перемешанный с пылью; $\rho_n = 800 \dots 1600$ кг/м ³ (кусковая известь, гипс, сланец)	0,25
Высокоабразивный, кусковой или вязкий (флотационный колчедан, огарок и т.д.)	0,125

Скорость вращения винта зависит от его диаметра D и вида материала. Необходимую частоту вращения винта можно определить по формуле

$$n = K / \sqrt{D},$$

где $K = 60; 45; 30$ соответственно для легкого неабразивного, тяжелого неабразивного и тяжелого абразивного материалов; D – диаметр винта, м.

При проектировании винтовых конвейеров следует руководствоваться следующими рекомендациями: не следует выбирать малые диаметры и увеличивать скорость вращения винта, особенно при транспортировании абразивных, твердых и кусковых материалов. Увеличение скорости вращения винта вызывает повышенный износ винта и желоба, крошение частиц материала, рост энергозатрат и неравномерное перемещение материала. В связи с этим для повышения производительности конвейера целесообразно увеличивать диаметр винта. Стандарт предусматривает следующую частоту вращения винта: $n = 9,5; 11,8; 15; 19; 23,6; 30; 37,5; 47,5; 60; 75; 95; 118$ и 150 об/мин. Частоту вращения винта ленточного винтового конвейера принимают $n = 22...45$ об/мин при транспортировании абразивных материалов и $n = 30...60$ об/мин – неабразивных материалов.

Скорость движения материала определяется по формуле

$$v = \frac{ns}{60},$$

где n – частота вращения винта, об/мин; s – шаг винта, м.

Мощность привода винтового конвейера расходуется на преодоление сопротивлений перемещению материала: 1) трения материала о желоб; 2) трения материала о винт; 3) трения в упорных и подвесных подшипниках; 4) сопротивления, возникающие вследствие скопления материала у промежуточных подшипников, а также в результате перемешивания и измельчения материала при его перемещении; 5) потерь трения в приводе.

При расчете мощности привода наклонных винтовых конвейеров следует учитывать дополнительное сопротивление от подъема материала при движении его вверх. Мощность на валу наклонного винтового конвейера рассчитывают с учетом коэффициента сопротивления:

$$N = \frac{Q}{367}(Lk \pm H), \text{ кВт},$$

где Q – производительность винтового конвейера, т/ч; L – горизонтальная проекция пути перемещения материала, м; k – коэффициент сопротивления, который при транспортировании неабразивного сухого материала равен $1,2...1,3$; неабразивного влажного материала $k = 1,5$; малоабразивного (поваренная соль) $k = 2,5$; абразивного (гипс, песок) $k = 3,2$; сильно абразивного и липкого материала (апатитовый концентрат, сера) $k = 4,0$; H – высота подъема материала, м.

С учетом КПД приводного механизма определяют мощность двигателя

$$N_{\text{дв}} = N / \eta.$$

Затем по известной частоте вращения винта n находят крутящий момент на валу винта

$$M_{\text{кр}} = 9550N / n.$$

Осевая сила, действующая на винт

$$P_{\text{ос}} = \frac{M_{\text{кр}}}{r \operatorname{tg}(\varphi + \rho)}, \text{ Н},$$

где r – средний радиус винта, на котором действует сила P , принимается равным $r = (0,7...0,8) D / 2$, м; φ – угол подъема винтовой линии на радиусе r ; ρ – угол трения материала о поверхность винта;

Вал винта рассчитывают как разрезной на сложное сопротивление от эксцентрично приложенной на радиусе r осевой $P_{\text{ос}}$ и поперечной R сил:

$$R = P_{oc} \operatorname{tg} (\varphi + \rho) \frac{l}{L} = \frac{M_{кр}}{r} \frac{l}{L},$$

где l/L – отношение пролета между опорами к полной длине вала. Причем сила R не сосредоточена в одном сечении, а распределена между всеми витками в пролете. Винт проверяют также на деформацию. Прогиб не должен превышать 40 % от зазора между винтом и желобом.

4.6. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ ТРУБЫ

Транспортирующие трубы представляют собой цилиндрический барабан с гладкой или винтовой внутренней поверхностью. Иногда внутри барабана крепятся специальные пересыпные устройства. Барабан бандажами опирается на опорные ролики и вращается от привода.

Принцип действия вращающейся транспортирующей трубы заключается в следующем. Перемещаемый материал подается в трубу со стороны загрузочного торца и, постепенно пересыпаясь во время ее вращения, приобретает при этом поступательное движение вдоль оси трубы. Полые вращающиеся барабаны устанавливаются под некоторым углом наклона к горизонту в сторону транспортирования материала. Транспортирующие трубы с винтовой внутренней поверхностью устанавливаются, обычно, горизонтально. В этих трубах движение материала вдоль оси происходит под действием винтовой ленты или отдельных лопастей, расположенных по винтовой линии.

Наиболее распространены транспортирующие трубы с внутренней винтовой поверхностью (рис. 4.8) в виде винтовой полосы, образующей винтовой желоб. Трубы устанавливаются горизонтально или под небольшим углом наклона к горизонту и имеют следующие габаритные размеры: диаметр 200...1200 мм; длина при одном приводе до 20...25 м. Длина трубы определяется необходимой длиной транспортирования для реализации технологической операции. Скорость вращения трубы составляет 14...45 об/мин, причем она возрастает с уменьшением диаметра трубы. Скорость вращения трубы выбирается из условия недопущения вращения материала вместе с трубой.

В качестве пересыпных устройств применяют продольные полки, по которым пересыпается материал при вращении трубы. Пересыпные устройства увеличивают перемешивание материала и степень его контакта со стенками и с продуваемым сквозь трубу воздухом. В этих трубах часто перемещение материала совмещается с каким-либо технологическим процессом (сушка, обжиг).

Транспортирующие трубы отличаются высокой надежностью в работе, вследствие простоты устройства и предотвращения слипания частиц сыпучего материала и образования агломератов. Кроме того, транспортные трубы отличаются герметичностью, что позволяет использовать их для транспортирования вредных и пылящих грузов.

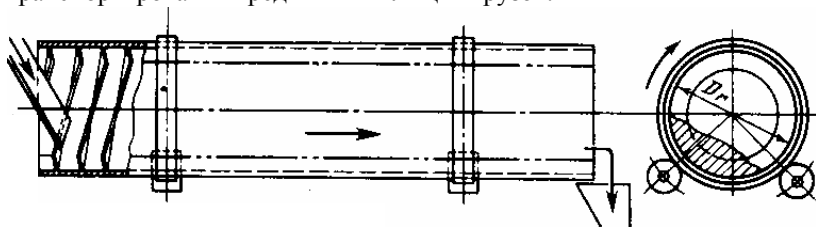


Рис. 4.8. Транспортирующая труба

Трубы удобны для реализации как медленного движения груза и малых производительностей, так и очень высоких производительностей.

В качестве недостатков транспортирующих труб следует отметить их габаритные в высоту и большой вес; высокие энергозатраты (немного меньше, чем у винтовых конвейеров). Капитальные затраты на изготовление труб примерно в 1,5 раза больше, чем у винтовых конвейеров. В трубах сложно осуществить промежуточную загрузку и разгрузку материала. При перемещении абразивного материала внутренняя поверхность трубы подвергается повышенному износу. Винтовые трубы позволяют транспортировать материал лишь под небольшим наклоном вверх.

Трубы с гладкой или винтовой поверхностью применяются для перемещения сильно пылящих и ядовитых сыпучих материалов (мелкоизмельченных ртутных, мышьяковых руд, минеральных красок, фосфоритной муки, кальцинированной соды и т.д.), а также для защиты от загрязнения перемещаемого материала (сахарный песок, лекарственные вещества и т.д.). Если измельчение мелкокусковых материалов допускается дальнейшим применением, то их также можно транспортировать в трубах.

4.6.1. Расчет транспортирующих труб

Скорость вращения трубы должна быть такой, чтобы транспортируемый материал не увлекался центробежной силой во вращение вместе с трубой. Число оборотов, при котором прекращается движение материала вдоль трубы, называется критическим:

$$n_{кр} = \frac{42,3}{\sqrt{D}}, \text{ об/мин,}$$

где D – диаметр трубы, м.

Увеличение скорости вращения трубы приводит к повышению энергозатрат и износу. Поэтому на практике скорость вращения принимают равной

$$n = (0,5...0,6) n_{кр} = (21...27) / \sqrt{D}, \text{ об/мин.}$$

Производительность транспортирующей трубы с винтовой поверхностью определяется по формуле

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} s n \psi \rho_n,$$

где s – ход винта, м; ψ – коэффициент заполнения трубы, для горизонтальных труб $\psi = 0,2...0,3$; ρ_n – насыпная плотность материала, т/м³.

Ход винта, как правило, принимают равным $0,5D$.

Мощность, затрачиваемая на вращение трубы, расходуется на преодоление сопротивления на опорных роликах и на работу подъема пересыпающегося внутри трубы материала. В [17] для расчета указанных составляющих мощности получены при определенных допущениях соответствующие формулы. Однако, полученный по этим формулам результат является приближенным. Поэтому для ориентировочных расчетов мощности двигателя целесообразно пользоваться эмпирической формулой:

$$N_d = \frac{QL}{300} \omega, \text{ кВт,}$$

где L – длина трубы, м; $\omega = 6...10$ – коэффициент сопротивления, зависящий от конструкции трубы и приводного механизма.

4.7. КАЧАЮЩИЕСЯ КОНВЕЙЕРЫ

Качающийся конвейер представляет собой подвешенный или опирающийся на неподвижную раму желоб (трубу), который совершает коле-

бательные движения для перемещения груза, находящегося в желобе (трубе).

Качающиеся конвейеры делят на две группы: конвейеры с большой частотой колебаний (вибрационные) и конвейеры с малой частотой колебаний.

4.7.1. Качающиеся конвейеры с малой частотой колебаний

Качающийся конвейер, в котором перемещение материала осуществляется силами инерции без отрыва его от желоба, называется инерционным. В этих конвейерах амплитуда колебаний желоба составляет 10...150 мм, а частота – 0,67...6,67 колебаний в секунду.

По принципу действия инерционные конвейеры делят на два основных типа: с постоянным и переменным давлением груза на желоб.

К конвейерам с постоянным давлением материала относятся прямолинейно движущиеся конвейеры, у которых ускорение желоба совпадает с траекторией движения желоба и материала и поэтому не оказывает влияния на величину давления материала на желоб.

Конвейер с постоянным давлением груза (рис. 4.9, а) состоит из желоба 1, опорных катков 3 и двухкривошипного привода, кинематическая схема которого показана на рис. 4.9, б. Привод состоит из шатуна 2, коленчатого вала 8, соединительной планки 7, кривошипа 6, клиноременной передачи 5, электродвигателя 4 и маховика 9.

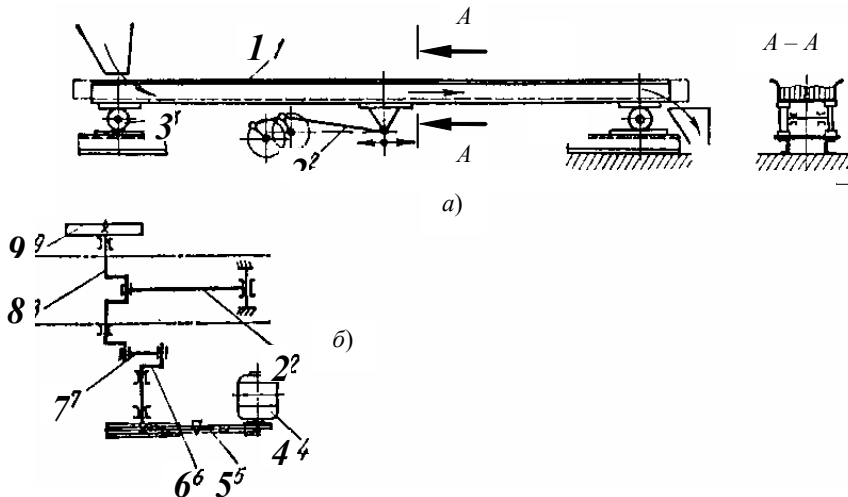


Рис. 4.9. Качающийся конвейер с постоянным давлением груза на дно желоба

Такая кинематическая схема (рис. 4.9, б) обеспечивает прямолинейное переменнo-возвратное движение желоба и перемещение вперед, находящегося в нем материала.

Желоб конвейера с переменным давлением материала совершает продольные качания, которые передаются при помощи кривошипно-шатунного механизма от приводного вала. Так как поддерживающие желоб стержни имеют наклонное положение, то при движении вперед желоб несколько приподнимается, а при движении назад опускается. Частицы материала при движении желоба вперед и вверх благодаря инерции прижимаются к лотку, что увеличивает силу трения, вследствие чего частицы материала движутся вместе с лотком. При движении лотка назад и вниз инерция материала уменьшает его давление на желоб. При определенных условиях желоб выскальзывает из-под материала, который получает поступательное движение по желобу.

Конвейер с переменным давлением материала (рис. 4.10, а) состоит из желоба 1, упругих стоек 4, жестко прикрепленных к желобу и опорной раме под определенным углом к вертикали, рамы 3 и кривошипного привода, кинематическая схема которого показана на рис. 4.10, б. Привод содержит шатун 2, двигатель 5, клиноременную передачу 6, коленчатый вал 8, маховик 7.

При такой кинематической схеме конвейера давление материала на желоб при прямом и обратном ходе различно.

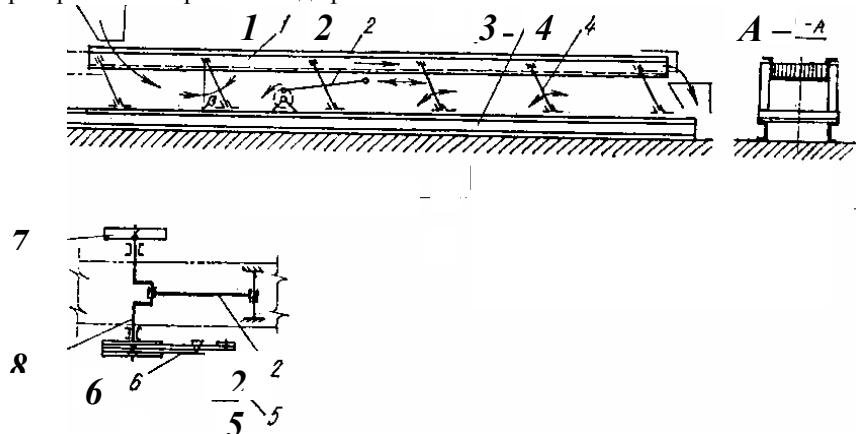


Рис. 4.10. Качающийся конвейер с переменным давлением груза на дно желоба

Достоинствами инерционных конвейеров являются простота конструкции, удобства в эксплуатации, надежность, компактность. Кроме того, качающиеся конвейеры с малой частотой колебаний позволяют совмещать операцию перемещения материала с его сортировкой.

К недостаткам качающихся конвейеров относятся повышенный износ желоба при перемещении абразивных материалов, непригодность для перемещения липких материалов, большое пылеобразование при транспортировании пылевидных веществ, высокие динамические нагрузки и неуравновешенность машины.

Качающиеся конвейеры с малой частотой колебаний применяются для перемещения сыпучих материалов в горизонтальном или наклонном направлении и изготавливаются длиной до 15 м при производительности до 100 м³/ч. В химической промышленности качающиеся конвейеры применяются для очистки и сортировки материалов, т.е. в качестве грохотов.

4.7.2. Расчет конвейеров с малой частотой колебаний

Качающиеся конвейеры с малой частотой колебаний рассчитываются из условия обеспечения постоянного контакта материала с желобом, т.е. при перемещении материал не должен подбрасываться над желобом. Соответствующее этому условию максимальное число колебаний желоба равно

$$n_{\max} = 30 \sqrt{\frac{1}{r \operatorname{tg} \beta}}, \text{ об/мин,}$$

где r – радиус эксцентрика, м; β – угол между опорными стержнями и вертикалью.

Средняя скорость движения материала по желобу рассчитывается по формуле

$$v = 0,23 n r f \operatorname{tg} \beta, \text{ м/с,}$$

где n – частота колебаний желоба в минуту; f – коэффициент трения движения материала о желоб.

Скорость движения материала по горизонтальному желобу, как правило, составляет 0,1...0,2 м/с (в среднем 0,15 м/с).

Производительность качающегося конвейера определяется по формуле

$$V = 3600 b S v \text{ или } Q = 3600 b h v \rho_1, \text{ т/ч,}$$

где b – ширина желоба, м; h – высота слоя: для порошкообразных материалов принимается равной 20...30 мм, для мелкокусковых 40...60 мм и для среднекусковых материалов $h \geq 70$ мм; ρ_1 – плотность разрыхленного материала, т/м³, в среднем $\rho_1 = (0,6...0,8)\rho_n$; ρ_n – насыпная плотность материала, т/м³.

Мощность привода конвейера определяется по формуле

$$N = \frac{QL}{367} W, \text{ кВт},$$

где L – длина конвейера, м; $W = 6...10$ коэффициент сопротивления, зависящий от конструкции конвейера и абразивности материала.

4.7.3. Вибрационные конвейеры

Качающийся конвейер, в котором перемещение материала осуществляется микробросками с отрывом части материала от желоба, называется вибрационным. Вибрационные конвейеры характеризуются амплитудой колебаний в интервале 0,5...1,5 м и частотой колебания более 7,5...50 колебаний в секунду.

Вибрационные конвейеры классифицируют по следующим признакам: 1) по направлению перемещения груза – горизонтальные, пологонаклонные и вертикальные; 2) по способу крепления грузонесущего элемента – на свободных упругих подвесках – амортизаторах и на наклонных направляющих стойках; 3) по количеству одновременно колеблющихся масс – одномассные, двухмассные, многомассные; 4) по динамической уравновешенности – неуравновешенные и уравновешенные; 5) по количеству грузонесущих элементов (желобов или труб) – одноэлементные и двухэлементные; 6) по характеристике и настройке упругой системы – с резонансной, дорезонансной или зарезонансной настройкой.

Вибрационный конвейер подвесной конструкции со свободно колеблющейся одномассной системой (рис. 4.11, а) состоит из грузонесущего элемента 1 – трубы или желоба, свободно подвешенного на амортизаторах 2 и получающего направленные колебания от электромеханического центробежного привода-вибратора 3, расположенного под углом $\beta = 20...30^\circ$ к направлению колебания ниже или выше грузонесущего элемента. Имеются также конструкции вибрационных конвейеров, в которых грузонесущий элемент опирается на амортизаторы.

Принцип действия вибрационного конвейера заключается в следующем. Под действием привода рабочий элемент совершает возвратно-поступательное движение большой частоты с небольшой амплитудой. При этом перемещаемый материал приобретает текучесть и транспортируется в заданном направлении. Движение транспортируемого сыпучего материала осуществляется в виде непрерывно следующих друг за другом микрополетов частиц материала с их отрывом от желоба.

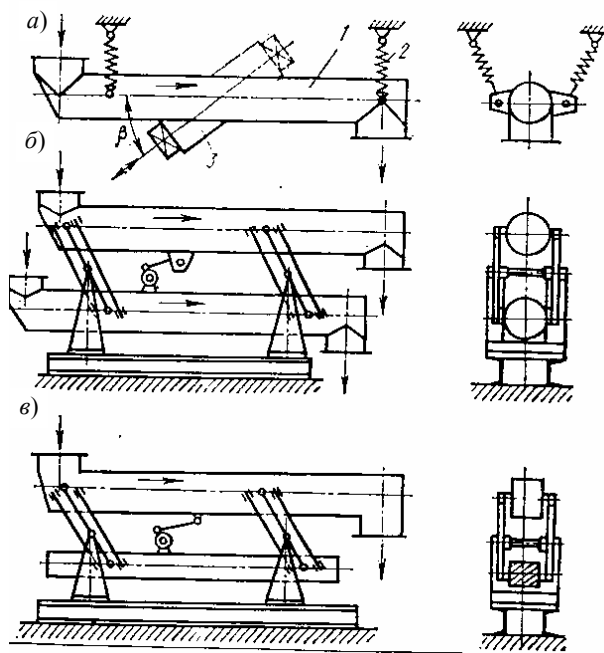


Рис. 4.11. Вибрационные конвейеры

Такое движение частиц обеспечивается при условии, когда направленная вниз вертикальная составляющая ускорения трубы превышает ускорение свободного падения.

Широкое применение в промышленности получили горизонтальные двухтрубчатые динамически уравновешенные виброконвейеры на упругих стойках (рис. 4.11, б). Для работы этих конвейеров характерно противоположное движение труб: когда одна труба движется вперед, другая – назад. При этом транспортируемый материал в обеих трубах всегда движется в одном (заданном) направлении. Применяются также однотрубные вибрационные конвейеры на упругих стойках с эксцентриковым вибратором, уравновешивающим элементом в которых является специальная балка (рис. 4.11, в).

Вибрационные конвейеры применяются для транспортирования кусковых, зернистых и порошкообразных материалов. Транспортирование пылящих (апатитовый концентрат, фосфоритная мука, сода), ядовитых (мышьяковистые руды, кремнефтористый натрий), горячих (обесфторенные фосфаты после обжиговой печи), выделяющих газы, а также химически агрессивных материалов – далеко не полный перечень предпочтительного применения вибрационных конвейеров. Среди качающихся наиболее перспективными являются вибрационные конвейеры, в которых транспортируемый материал не крошится, не пылит и практически не вызывает изнашивания желоба.

Вибрационные конвейеры дороже и тяжелее ленточных конвейеров.

Вследствие этого при обеспечении одинаковых эксплуатационных параметров предпочтение следует отдавать ленточным конвейерам.

Грузоносущими элементами качающихся конвейеров являются стандартные трубы и желоба, которые изготавливают сварными из листовой стали толщиной 3...5 мм. При транспортировании абразивных материалов трубы и желоба изготавливают из износостойкой стали. Трубы и желоба имеют, как правило, прямоугольное сечение. Для перемещения пылевидных материалов используют закрытые желоба прямоугольного сечения или трубы. Ширина желоба или диаметр трубы определяется по производительности конвейера. В типовых конструкциях подвесных виброконвейеров применяют трубы диаметром 160, 200, 320 и 400 мм. Длина подвесных конвейеров – до 4 м, однотрубных конвейеров опорной конструкции – до 35 м, двухтрубных – до 50 м.

Загрузочные и разгрузочные отверстия конвейера имеют следующие размеры: для труб – не менее $1,5D$, для желобов с прямоугольным сечением – не менее $1,5B$ (D – диаметр трубы; B – ширина желоба).

В качестве упругих элементов в качающихся конвейерах применяются плоские единичные рессоры и пакеты из них, витые цилиндрические и плоские пружины, а также резинометаллические блоки. Рессоры и пружины изготавливают из сталей 55С2, 60С2, 60С2Н2А, имеющих допустимое напряжение изгиба $[\sigma_{и}] = 100...110$ МПа.

В качестве возбудителей колебаний грузоносущего элемента в конвейерах чаще всего применяются электромеханические (центробежные и эксцентриковые) и электромагнитные приводы.

Центробежные приводы, в свою очередь, подразделяются на дебалансные с маятниковым (упругошарнирным) креплением и самобалансные направленного действия с двумя разделенными дебалансными мотор-вибраторами.

Электромагнитные приводы выполняются в виде однотактных и двухтактных вибраторов с частотой колебаний 50 Гц. Однотактный вибратор имеет мощность до 1 кВт и применяется для конвейеров легкого и среднего типов, имеющих производительность до 40 м³/ч. Мощность двухтактных электромагнитных вибраторов составляет 0,5...8 кВт. Они применяются для двухмассных подвесных конвейеров с производительностью 50...650 т/ч. Рекомендуется применять электромагнитный привод в конвейерах малой длины (до 2,5...6 м).

Технические характеристики вибраторов, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в [14].

4.7.4. Расчет вибрационного конвейера

Производительность горизонтального вибрационного конвейера определяется по формуле

$$Q = 3600F_0v\rho\psi,$$

где F_0 – площадь поперечного сечения рабочего элемента (трубы или желоба), m^2 ; v – средняя скорость движения материала, m/c ; ρ – плотность материала, t/m^3 ; ψ – коэффициент заполнения поперечного сечения трубы или желоба.

Коэффициент заполнения ψ принимается равным: для трубы круглой формы 0,5...0,6, для трубы квадратного или прямоугольного сечения 0,6...0,8, для открытого желоба 0,6...0,8. Меньшие значения коэффициента заполнения принимаются для порошкообразных и пылевидных материалов, а большие – для зернистых и кусковых.

Скорость движения материала в горизонтальных вибрационных конвейерах составляет $v = 0,1...0,3$ m/c и только при транспортировании хорошо сыпучих материалов может увеличиваться до 0,5 m/c .

Производительность виброконвейера значительно уменьшается при подаче материала наклонно вверх. В связи с этим угол подъема ограничивают величиной до 15° .

Диаметр трубы D или ширину желоба B проверяют по максимальным размерам типичных кусков d' транспортируемого материала:

$$D \geq d'x, \quad B \geq d'x,$$

где x – коэффициент, принимаемый для сортированного материала $x = 3...5$ и для рядового материала $x = 2...3$.

4.8. ГРАВИТАЦИОННЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Гравитационные транспортные устройства применяются для перемещения груза сверху вниз под действием силы тяжести: при подаче материала в бункеры, для передачи от затворов и питателей к конвейерам, при перегрузке с одного конвейера на другой и при укладке материала на месте.

К гравитационным транспортным устройствам относятся желоба, спускные трубы, винтовые спуски, каскадные спуски и непрерывные роликовые конвейеры (рольганги).

4.8.1. Спускные устройства

Спускные открытые желоба (лотки) применяются для перемещения штучных и непылящих кусковых материалов. Пылящие материалы перемещают с помощью закрытых спускных труб. Трубы с разветвлениями используют для перегрузки материала с одного конвейера на другие.

Спускные желоба (лотки) изготавливают корытообразной формы, немного суживающимися к выходной части. Желоба со стороны загрузочного конца крепятся с помощью шарнира, а второй конец – с помощью тяги изменяемой длины. Такая конструкция подвеса позволяет регулировать угол наклона спускного желоба.

При транспортировании по желобу кускового материала или штучных грузов с максимальным размером d_{max} ширина желоба принимается равной $B \geq 3d_{max}$, а высота бортов $0,4B$.

Диаметр спускной трубы при транспортировании мелкодисперсного материала должен быть не меньше 300 мм.

Спускные желоба и трубы изготавливают сварными из стальных листов. При перемещении неабразивных материалов толщина стального листа принимается равной 3...4 мм, а при перемещении абразивных материалов (колчедан, сера, фосфорит) – 4...8 мм.

К преимуществам спускных труб и желобов относятся: отсутствие приводного механизма и, как следствие, отсутствие каких-либо энергозатрат; простота конструкции и обслуживания.

В качестве недостатков следует отметить повышенный износ труб и желобов при перемещении абразивных материалов, незначительное истирание и измельчение материала, забивание труб влажными и слеживающимися материалами.

Для предотвращения износа труб и желобов их стенки футеруют съемными броневыми листами, крепление которых осуществляется болтами с потайными головками. Футеровочные плиты также изготавливают из чугуна, резины и дерева. В целях уменьшения истирания и измельчения транспортируемого материала скорость его движения по трубе или желобу ограничивают. Максимальная скорость движения материала в спускных трубах и лотках не должна быть больше 1,5...2 м/с.

Установка на спускных трубах вибраторов позволяет исключить образование пробок при транспортировании слеживающихся и налипающих на стенки материалов. Угол наклона самотечного устройства должен обеспечивать перемещение материала вниз самотеком с заданной скоростью. Неправильный выбор угла наклона может вызвать либо застревание материала на лотке, либо его перемещение с недопустимой скоростью, приводящей к измельчению и истиранию частиц материала. Для нормального перемещения материала угол наклона спускных труб должен превышать угол внешнего трения материала о внутреннюю поверхность трубы на 5...10°. Скорость v движения материала по желобу или трубе зависит от угла наклона и начальной скорости v_0 :

$$v = \sqrt{2gH(1 - f_c \operatorname{ctg} \alpha) + v_0^2},$$

где H – разность уровней; $H = L \sin \alpha$; L – длина спускной трубы (желоба); f_c – коэффициент сопротивления желоба (трубы); α – угол наклона, необходимый для достижения конечной скорости v .

При средней скорости движения перемещаемого по трубе (желобу) материала $v_{\text{ср}} = 1$ м/с и среднем для наиболее распространенных сыпучих материалов значении угла внутреннего трения $\varphi = 37^\circ$ коэффициент сопротивления спускного желоба (трубы) $f_c = f \left(1 + 1,38 \frac{h}{B} \right)$, где f – коэффициент трения движения материала о желоб (трубу); h – высота слоя материала в желобе (трубе); B – ширина желоба (трубы).

Угол наклона спускной трубы, необходимый для достижения конечной скорости материала v , определяют по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2gHf_c}{2gH + v_0^2 - v^2}.$$

При движении материала самотеком, т.е. при начальной скорости $v_0 = 0$, величина конечной скорости

$$v = \sqrt{2gH(1 - f_c \operatorname{ctg} \alpha)}.$$

Для обеспечения движения материала по трубе или желобу необходимо выполнение условия $\operatorname{tg} \alpha \geq f_c$.

Так как движение материала в трубе является ускоренным, то величина конечной скорости может оказаться больше предельного значения, допустимого для данного материала, что повлечет его дробление и измельчение. Чтобы несколько замедлить движение материала, в конструкции спускной трубы предусматривается установка конечного участка с углом наклона, меньшим, чем угол наклона основного участка трубы. В табл. 4.4 приведены данные по снижению скорости движения материала в спускных трубах.

4.4. Зависимость скорости движения материала в спускных трубах от угла поворота трубы

Угол поворота, град	Уменьшение скорости, %	Угол поворота, град	Уменьшение скорости, %
10	3	60	55
20	7	70	75
30	15	80	90
40	25	90	100
50	37	–	–

При проектировании спускных труб следует стремиться к минимальному количеству поворотов. Это обусловлено тем, что при изменении направления движения происходит удар струи материала о стенку, вызывающий повышенный износ стальных труб (особенно при транспортировании абразивных материалов). Кроме того, переход от одного угла наклона трубы к другому необходимо выполнять плавным, а в месте перегиба следует предусматривать люк для принудительной выгрузки застрявшего в трубе материала.

Размеры поперечного сечения труб и желобов определяются величиной кусков сыпучего материала и требуемой производительностью трубы (табл. 4.5).

4.5. Размеры спускных труб и желобов

Максимальный размер кусков перемещаемого материала, мм	Минимальная ширина трубы (желоба), мм	Высота, мм	
		закрытой трубы	бортов открытого желоба (лотка)
25	200	150	100
40	300	200	150
65	400	250	200
100	500	300	200
150	600	350	250
250	800	450	300
400	1000	600	400

Поперечное сечение спускной трубы F_0 проверяется на пропускную способность по формуле

$$F_0 = \frac{Q}{3600\psi\rho_n v},$$

где Q – производительность спускной трубы, т/ч; ψ – коэффициент заполнения $\psi = 0,5...0,6$ – для открытых желобов и $\psi = 0,35...0,5$ для закрытых труб; ρ_n – плотность материала, т/м³; v – скорость движения сыпучего материала на данном участке трубы, м/с.

4.8.2. Винтовые и каскадные спуски

Для спуска материалов, преимущественно штучных, с большой высоты (при невозможности размещения наклонной плоскости вдоль прямой) целесообразно применять винтовые (спиральные) спуски, в которых желоб образует винтовую линию.

Винтовые спуски позволяют уменьшить скорость движения груза путем замены свободного падения на скольжение груза по винтовой плоскости и представляет собой расположенный по винтовой линии желоб, изготовляемый из стали, дерева или чугуна. Чтобы центробежная сила, возникающая при перемещении груза по спиральному спуску, не сбросила груз с

его поверхности, наружную сторону спирали делают приподнятой относительно внутренней стороны с углом наклона $10...15^\circ$.

Не рекомендуется использовать винтовые спуски для перемещения грузов цилиндрической формы (бочки, барабаны), а также хрупких предметов. Мелкозернистые сыпучие материалы (уголь, песок, гравий) целесообразно транспортировать в закрытых спусках. Конструктивно закрытый спуск представляет собой винтовой спуск, помещенный внутри вертикальной трубы.

Шаг винтового спуска определяется из условия перемещения груза:

$$s = 2\pi Rf ,$$

где R – радиус винтового спуска; f – коэффициент трения скольжения, для мешков $f = 0,26...0,3$ в зависимости от влажности воздуха в помещении.

При транспортировании грузов в мешках по деревянным винтовым спускам шаг рекомендуется принимать равным $s = 1,2...2,4$ м.

Радиус винтового спуска до края поверхности определяется по формуле

$$R = \sqrt{(r+c+b)^2 + (l/2)^2} ,$$

где r – радиус стойки (центральной колонны) спуска; $c = 0,05...0,1$ м – расстояние от стойки до края спускаемого груза (мешка, ящика и др.); b – ширина штучного груза (мешка, ящика); l – проекция длины груза, равная $l = l_0 \cos\beta$; l_0 – длина груза, м; β – угол наклона спуска по радиусу R_0 , описываемому центром тяжести груза:

$$R_0 = r + c + b/2 .$$

Угол β принимается равным

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{s}{2\pi R_0} .$$

Ширина рабочей поверхности винтового спуска выбирается по размерам перемещаемых грузов. Чтобы исключить падение грузов, высота бортов должна быть не меньше $1/2...2/3$ высоты груза. Обычно высота бортов принимается равной 220...450 мм. Угол наклона винтовой линии спуска при перемещении тяжелых грузов и мешков принимается равным $20...24^\circ$, а для ящиков – $19...23^\circ$.

С целью предотвращения падения сыпучих материалов с большой высоты для их подачи можно использовать каскадные спуски. Каскадный спуск для сыпучих материалов представляет собой вертикальную шахту с расположенными по спирали наклонными лотками, применяемыми в качестве гасителей скорости.

4.8.3. Роликовые конвейеры (рольганги)

4.8.3.1. Типы конвейеров

Роликовые конвейеры применяются для транспортировки штучных грузов, преимущественно удлиненной формы и состоят из ряда последовательно установленных на прямолинейной или криволинейной раме роликов, на которые опирается перемещаемый груз. Расстояние между роликами выбирается из условия опирания груза в любом положении не менее чем на три ролика.

Роликовые конвейеры могут быть приводными и не приводными, а также стационарными и передвижными. Привод отдельных роликов в приводных конвейерах осуществляется с помощью цепной или ременной передач. При приводе от ременной передачи под роликами 1 (рис. 4.12) устанавливают легкий ленточный конвейер 2 с приводом от электродвигателя

через редуктор и цепную передачу 3. Верхняя ветвь ленты прижимается к роликам и при движении вращает их.

Ролики неприводных конвейеров (рис. 4.13, а) свободно устанавливаются на осях и приводятся во вращение движущимися по ним грузами 4. Неприводные конвейеры устанавливают с наклоном в сторону движения груза, который перемещается под действием силы тяжести. Ролики изготавливают из стальных труб и устанавливают на

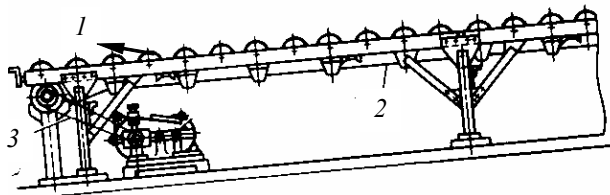


Рис. 4.12. Схема приводного ременного роликового конвейера

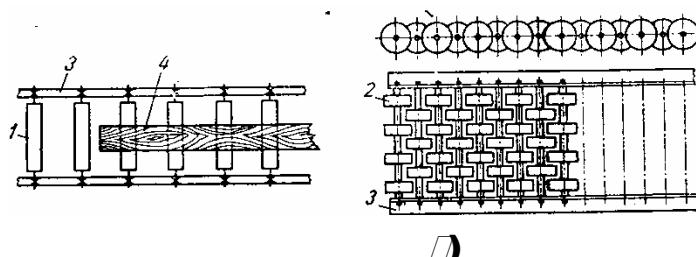


Рис. 4.13. Схема роликовых конвейеров (рольгангов) подшипниках качения на неподвижных осях, укрепленных на станине 3. При транспортировании мелких грузов (длиной менее 200 мм) сплошные ролики 1 заменяются дисковыми 2 (рис. 4.13, б), расположенными в шахматном порядке.

При проектировании роликовых конвейеров следует учитывать особенности транспортирования грузов: сопротивление движению груза на рольганге уменьшается с увеличением диаметра роликов, при этом одновременно увеличивается вес роликов и общая стоимость конвейера. В связи с этим рекомендуется принимать диаметр роликов не более 65...150 мм. Длина роликов должна быть на 50...100 мм больше ширины перемещаемого груза.

4.8.3.2. Расчет роликовых конвейеров

Производительность роликового конвейера

$$Q = 3,6v m_0 / S, \text{ т/ч,}$$

где v – скорость движения груза, м/с; m_0 – масса груза, кг; s – шаг расположения грузов, м.

При шаге роликов s_p и линейной массе груза $q_{гр} = m_0 / s$, масса, приходящаяся на один ролик,

$$q_p = q_{гр} s_p = m_0 s_p / s.$$

Если масса ролика q_0 , диаметр ролика D_p , диаметр цапфы d и коэффициент трения в ней μ , то приведенное к поверхности ролика сопротивление перемещению груза по уклону с углом α от сил трения в цапфе и составляющей веса груза и ролика равно

$$W_{\text{ц}} = q_{\text{p}} g \mu (d / D_{\text{p}}) \cos \alpha \pm q_{\text{p}} g \sin \alpha + q_0 g \mu (d / D_{\text{p}}) .$$

Сопротивление вращению ролика от сил трения между роликом и грузом определяют по формуле

$$W_{\text{тр}} = q_{\text{p}} g f \cos \alpha ,$$

где f – коэффициент трения груза о ролик.

Полное сопротивление вращению одного ролика

$$W = W_{\text{ц}} + W_{\text{тр}} = q_{\text{p}} g [(\mu d / D_{\text{p}} + f) \cos \alpha \pm \sin \alpha] + q_0 g \mu (d / D_{\text{p}}) .$$

Количество роликов на конвейере

$$n = L / s_{\text{p}} ,$$

где L – длина конвейера.

Общее сопротивление вращению всех роликов

$$W_{\text{с}} = W n = W L / s_{\text{p}} .$$

Мощность привода

$$N = W_{\text{с}} \nu / 1000 , \text{ кВт} .$$

Мощность двигателя с учетом КПД механизма

$$N_{\text{дв}} = N / \eta_{\text{м}} .$$

В неприводных роликовых конвейерах сопротивление силе трения перемещению одного груза принимают равным

$$W_0 = W_{\text{с}} l_0 / L ,$$

где l_0 – длина перемещаемого груза.

Общее сопротивление складывается из сопротивления W_0 и сопротивления силе инерции роликов и груза $W_{\text{ин}}$, и объясняется тем, что в неприводных роликовых конвейерах ролики успевают остановиться в период паузы между двумя грузами. Тогда полное сопротивление перемещению

$$W_{\text{общ}} = W_0 + W_{\text{ин}} ,$$

Приравнявая $W_{\text{общ}}$ и $W_{\text{ин}}$ нулю, можно определить предельный угол наклона конвейера α , при котором груз перемещается без усилий. При превышении этого угла груз будет самопроизвольно скатываться вниз по уклону.

4.9. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

4.9.1. Способы пневматического транспортирования

Пневматический транспорт осуществляется при помощи движущегося в трубопроводе воздуха, который увлекает перемещаемый материал.

Наиболее широко применяется первый способ транспортирования сыпучих материалов под давлением или вакуумированием двухфазной среды – смеси воздуха и твердых частиц материала во взвешенном состоянии (аэросмесь). Этот способ используют для перемещения пылевидных и порошкообразных материалов, а также мелкокусковых грузов размером до

60...80 мм на средние и дальние расстояния по трубопроводам малых диаметров (50...200 мм).

При транспортировании сыпучих материалов, обладающих невысокой подвижностью, но поддающихся насыщению воздухом, – соды, кварцевого песка и других материалов, вследствие чего они приобретает повышенную текучесть и подвижность, используют способ механического перемещения аэрированного, т.е. насыщенного воздухом и имеющего свойства жидкотекучести, материала. С помощью этого способа возможно транспортирование материалов на короткие расстояния и при небольшом перепаде высоты (до 25 м).

Способ перемещения груза в отдельных сосудах, движущихся в трубопроводе под действием давления воздушной среды, применяют для транспортирования практически любых насыпных, штучных или пакетированных грузов, размеры которых позволяют легко загружать их в капсулы и осуществлять их беспрепятственную разгрузку.

4.9.2. Сущность пневмотранспортирования аэросмеси

Процесс перемещения материалов осуществляется под действием аэродинамических сил, возникающих в воздушном потоке вследствие разности потенциалов (разности давлений) в начале и конце трубопровода. Транспортируемый материал вводится в трубопровод с помощью загрузочных устройств, захватывается струей воздуха и транспортируется к месту разгрузки. Необходимый перепад давлений в трубопроводе создается различными машинами – воздуходушными вентиляторами, компрессорами, вакуум-насосами (эжекторами).

Разность давлений в трубопроводе может быть создана либо путем нагнетания в трубопровод воздуха, который увлекает материал, поступающий в загрузочное устройство, либо разрежением в трубопроводе, из которого воздух удаляется вакуум-насосом или вентилятором. Во втором случае наружный воздух, входя через приемное устройство в трубопроводе, увлекает за собой частицы перемещаемого материала в смеси с воздухом и транспортирует их в направлении воздушного потока.

Преимущества пневматического транспортирования заключаются в следующем: 1) герметичность установки, исключающей пыление и загрязнение материала; 2) полная механизация процесса загрузки и разгрузки материала; 3) компактность оборудования; 4) возможность перемещения материала по трассе любой конфигурации с протяженностью до 2 км при большом перепаде высоты и большой производительности (200...300 т/ч и более); 5) возможность совмещения транспортирования с технологическими операциями по изменению состояния материала (уплотнение, увлажнение, воздействие химических реагентов и др.); 6) возможность сбора транспортируемых материалов из нескольких мест и перемещения их в один пункт и, наоборот, рассредоточение материала по нескольким местам.

Недостатками пневматического транспортирования являются: 1) высокий удельный расход энергии (в 3...6 раз превышающий энергозатраты для конвейеров); 2) повышенный износ деталей оборудования при перемещении абразивных материалов; 3) возможность измельчения хрупких материалов; 4) необходимость, в ряде случаев, дополнительной очистки отработавшего воздуха перед выбросом в атмосферу.

Пневматические установки не рекомендуется применять для перемещения влажных, липких, способных слеживаться и уплотняться под небольшим давлением материалов, материалов с размером частиц более 50...80 мм, а также портящихся при интенсивном контакте с воздухом или ударов о стенки трубопровода.

4.9.3. Схемы установок транспортирования аэросмеси

Различают три системы пневматического транспортирования (рис. 4.14) по способу создания разности давлений в трубопроводе: всасывающая

(вакуумная), при которой материал загружается и перемещается в результате разрежения воздуха в транспортном трубопроводе; нагнетательная (напорная), при которой перемещение материала происходит в результате нагнетания и избыточного давления воздуха в транспортном трубопроводе; всасывающе-нагнетательная, при которой в одной части трубопровода создается разрежение, а другая работает под давлением.

При транспортировании материала из нескольких мест в одно используют всасывающие системы, которые обеспечивают перепад давления порядка 40..80 кПа. транспортирование этими системами возможно только на короткие расстояния при малом перепаде высоты.

Во всасывающей системе транспортирования (рис. 4.14, а) материал из одной или нескольких куч 1 засасывается соплами 2 в трубопровод 3 и перемещается в циклон 4. В циклоне происходит гашение скорости частиц при ударе их о стенки корпуса и отделение воздуха

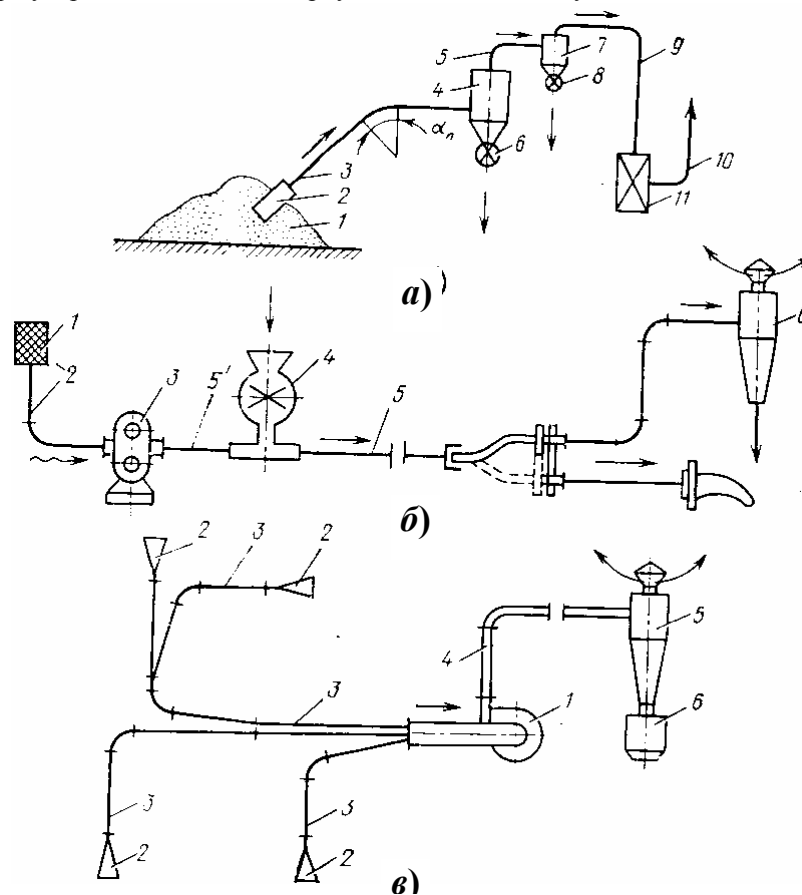


Рис. 4.14. Системы пневматического транспортирования

от материала. Затем материал через шлюзовой затвор 6 выводится наружу к месту разгрузки, например в бункер. Не вполне очищенный воздух из циклона по трубопроводу 5 поступает в фильтр 7 на доочистку от пыли. Пыль из фильтра удаляется через затвор 8, а очищенный воздух поступает по трубопроводу 9 в вентилятор 11, который и выбрасывает его через выпускную трубу 10 в атмосферу.

Условия работы вакуум-насоса во всасывающей системе достаточно тяжелые, потому что в насос поступает загрязненный воздух. По этой причине рабочие детали насоса быстро изнашиваются. Для уменьшения износа следует стремиться к максимально возможной очистке воздуха.

Всасывающие пневматические установки применяют для перемещения зернистого и порошкообразного материала (огарковой пыли, фтористого натрия). В случае транспортирования абразивных сыпучих материалов целесообразно вакуум-насосы заменять паровыми эжекторами.

Нагнетательные пневматические системы применяют для транспортирования материала по разветвленному трубопроводу из одного места в несколько приемных пунктов. Нагнетательные установки экономичнее всасывающих по расходу энергии и позволяют перемещать тяжелые, пылевидные и мелкокусковые материалы на значительные расстояния при большом перепаде высоты. Давление воздуха в нагнетательных установках составляет 200...800 кПа.

В нагнетательной системе (рис. 4.14, б) воздух засасывается воздуходувкой 3 из атмосферы через фильтр 1 по трубопроводу 2. Перемещаемый материал с помощью питателя 4 подается к транспортному трубопроводу 5, где он увлекается воздухом и направляется в разгрузочный циклон 6. В циклоне происходит гашение скорости смеси и выпадение из нее материала, а воздух выходит в атмосферу. Воздуходувка работает в благоприятных условиях, так как через нее проходит только чистый воздух.

Во всасывающе-нагнетательной системе (рис. 4.14, в) возбудитель потока вентилятор 1 создает в левой ветви системы всасывание, а в правой ветви – нагнетание. При реализации данной схемы транспортирования весь поток перемещаемого материала проходит через вентилятор, что создает особо тяжелые условия его эксплуатации. В связи с этим к конструкции вентилятора предъявляются повышенные требования. В таких системах применяют пылевые вентиляторы. Во всасывающе-нагнетательных системах воздух засасывает материал через несколько улавливателей-приемников 2 и по трубопроводам 3 подает его через вентилятор 1 в трубопровод 4 и далее в циклон 5. В циклоне происходит выделение частиц материала из воздушного потока. Частицы материала из циклона выгружаются в бункер 6, а очищенный воздух через выхлопную трубу выбрасывается в атмосферу.

Всасывающе-нагнетательные системы целесообразно применять в случае необходимости транспортирования материала к одному пункту на значительные расстояния, но такую задачу выполнить с помощью одной всасывающей установки невозможно. При использовании смешанной системы транспортирования рекомендуется выгрузку материала, например из вагонов, производить всасыванием, а дальнейшее перемещение – нагнетанием.

По величине давления или разрежения пневматические установки для аэромеси могут быть: 1) низкого давления (разрежения) – разность давлений в трубопроводе до 11,5 кПа; 2) среднего давления (разрежения) – разность давлений до 20 кПа; 3) высокого разрежения – разность давлений 40...70 кПа и высокого сжатия (давления) – 80...100 кПа.

Установки низкого давления применяются для транспортирования легких материалов, а среднего и высокого давления – для транспортирования на значительные расстояния более тяжелых материалов.

4.9.4. Элементы пневмотранспортного оборудования

Основной частью пневматической транспортной установки является трубопровод, служащий для перемещения материала. При проектировании трубопроводов следует исходить из минимального количества закруглений (отводов), создающих местные сопротивления, увеличивающие удельный расход воздуха и энергии и снижающие производительность установки.

Трубопровод изготавливают из цельнотянутых стальных труб диаметром 50...240 мм. При транспортировке абразивных материалов применяют трубы толщиной 10...12 мм. Наибольшему износу при перемещении материалов подвержены колена и отводы. В связи с этим колена и отводы изготавливают чугунами литыми с отбеленной внутренней поверхностью и утолщенной задней стенкой из-за интенсивного изнашивания ее струей перемещаемого материала, вследствие изменяющегося направления движения. При перемещении малоабразивных материалов в местах изгибов следует устанавливать отводы радиусом 2,5...3 м. При транспортировании абразивных материалов (колчеданный огарок, апатитовый концентрат и

др.) колена изготавливают с утолщенной до 30...40 мм внешней стенкой и с радиусом не менее шести диаметров. Трубопроводы рекомендуется прокладывать в закрытом помещении. При эксплуатации вне помещения трубопровод должен быть надежно теплоизолирован, чтобы исключить в нем конденсацию влаги.

Во всасывающих пневматических установках в качестве воздушных насосов применяют лопастные и коловратные насосы и центробежные вентиляторы, а в нагнетательных установках – компрессоры поршневые и ротационные общепромышленного типа с ресивером.

При необходимости дополнительной очистки воздуха применяют мокрые (водяные), тканевые и центробежные фильтры. Мокрый фильтр представляет собой сосуд, заполненный водой и имеющий ряд технологических штуцеров. Загрязненный воздух подается в сосуд, проходит через слой воды, очищается от пыли и очищенный выходит наружу. Тканевые (рукавные) фильтры состоят из нескольких последовательно расположенных слоев ткани в виде мешка. Пылевоздушная смесь поступает внутрь мешков; при прохождении воздуха пыль остается на мешках. Для удаления из ткани пыли, понижающей проницаемость, фильтры периодически встряхиваются с помощью специального устройства. Очищенный воздух из фильтра выводится в общий коллектор и из него выпускается наружу. Наибольшее распространение для окончательной очистки воздуха получили рукавные (тканевые) фильтры.

В нагнетательных пневмоустановках для охлаждения и очистки воздуха от воды и масла, содержащихся в подаваемом компрессором воздухе, между компрессором и устройством подачи материала в транспортный трубопровод размещают охладитель и водомаслоотделитель. Охладитель со встроенным в его корпус змеевиком для холодной проточной воды снижает температуру нагретого в компрессоре воздуха до 30...50 °С. Устанавливаемый за охладителем водомаслоотделитель изготавливают в виде фильтра или отбойного щита, размещенного на пути струи воздуха.

Материал в нагнетательный трубопровод, находящийся под избыточным давлением, подают с помощью специальных пневмовинтовых питателей. Винтовой питатель состоит из винта переменного диаметра или переменного шага, вращающегося в коническом или цилиндрическом корпусе. Вращение винту передается от электродвигателя. Перемещаемый материал подается непосредственно в корпус питателя. Вследствие постепенного уменьшения диаметра или шага винта материал по мере продвижения спрессовывается и в таком виде непрерывным столбом поступает в транспортный трубопровод. Попадая в струю сжатого воздуха, материал в трубопроводе разрыхляется и смешивается с воздушным потоком. Спрессовывание материала в корпусе питателя необходимо для исключения просачивания сжатого воздуха к месту его загрузки.

В пневматических установках применяют стационарные и передвижные винтовые питатели. Преимущественно изготавливают стационарные питатели производительностью 20...200 т/ч при дальности транспортировки до 200 м.

Винтовые питатели характеризуются высокими энергозатратами и повышенным износом винта и корпуса; их срок службы составляет 1200...500 ч. В связи с этим винтовые питатели применяются, обычно, только для перемещения пылевидных, малоабразивных материалов.

Наибольшее распространение в химической промышленности получили камерные питатели, что объясняется отсутствием в них быстроизнашиваемых деталей и меньшими энергозатратами. Они применяются при транспортировании на большие расстояния порошкообразных, в том числе и абразивных, материалов, поддающихся рыхлению воздухом и образующих с ним смесь.

Более равномерную подачу материала обеспечивает двухкамерный питатель с верхней выгрузкой [17].

В качестве недостатков камерных питателей следует отметить сравнительно большие габариты по высоте и периодичность работы.

4.9.5. Расчет пневмотранспортных установок

Физическая сущность пневматического перемещения сыпучих материалов заключается в свойстве частиц удерживаться во взвешенном состоянии в струе воздуха при достаточной скорости движения последнего. При этом воздействие на частицу материала тем интенсивнее, чем с большей скоростью движется воздух.

Расчет установок для пневматического транспортирования сыпучих материалов выполняется в следующей последовательности: 1) в зависимости от вида сыпучего материала определяют скорость витания и выбирают скорость потока воздуха; 2) по заданной концентрации смеси и производительности определяют расход воздуха и диаметр трубопровода; 3) рассчитывают гидравлическое сопротивление и необходимую разность давлений воздуха; 4) по расходу воздуха и давлению (разрежению) подбирают компрессор или вакуум-насос.

Минимальная скорость воздуха в трубопроводе должна быть достаточной для поддержания частиц материала во взвешенном состоянии. Эта скорость зависит от скорости витания v , которая определяется из равенства веса частицы материала и подъемной силы встречного потока воздуха. Скорость витания зависит от аэродинамических свойств частиц материала, являющихся функцией их геометрической формы, размеров и массы.

Скорость витания определяется по формуле

$$v = k \sqrt{\frac{\rho}{\rho_B}} d, \text{ м/с,}$$

где ρ – плотность материала т/м^3 ; ρ_B – плотность воздуха, кг/м^3 ; d – диаметр частиц перемещаемого материала, м; k – коэффициент, характеризующий форму и размер частиц материала, для шара $k = 10 \dots 170$.

Меньшие значения k принимаются для частиц меньшего диаметра. Приведенные значения k соответствуют диапазону изменения размеров частиц от $1 \cdot 10^{-5}$ до $7 \cdot 10^{-2}$ м. При выполнении ориентировочных расчетов плотность воздуха для нагнетательных установок высокого давления рекомендуется принимать равной $\rho_B = 1,6 \dots 2,0 \text{ кг/м}^3$, а для всасывающих установок – $\rho_B = 0,8 \dots 0,95 \text{ кг/м}^3$.

Давление воздуха в трубопроводе пневматических установок уменьшается вдоль трубопровода по направлению движения материала. Так как расход воздуха постоянный, то вследствие понижения давления увеличивается скорость воздуха. В связи с этим в установках всасывающего типа минимальная скорость воздуха наблюдается у сопла, а максимальная – у насоса. В установках нагнетательного типа минимальная скорость имеет место у питателя и компрессора, а максимальная – на выходе, т.е. скорость увеличивается от места загрузки к месту выгрузки, а давление соответственно падает.

Минимальная скорость воздуха в трубопроводе выбирается из условия движения сыпучего материала и принимается больше скорости витания.

На участках трубопровода с давлением, близким к атмосферному, т.е. на выходе в нагнетательной установке и у сопла во всасывающей, скорость воздуха определяется по формуле

$$v_B = \alpha \sqrt{\rho} + \beta L_{\text{пр}}^2,$$

где α – коэффициент, учитывающий размер частиц материала, (принимается по табл. 4.6); ρ – плотность частиц материала, т/м^3 ; $\beta = (2 \dots 5) 10^{-5}$ – коэффициент, меньшие значения принимаются для су-хих пылевидных материалов; $L_{\text{пр}}$ – приведенная длина транспортирования, м.

4.6. Значение коэффициента α

Вид транспортируемого материала	Размер типичных частиц, мм	α
Пылевидный	0,001...1	10...16
Зернистый однородный	1...10	17...20
Мелкокусковой однородный	10...20	17...22
Среднекусковой однородный	40...80	22...25

Приведенная длина трубопровода

$$L_{\text{пр}} = \Sigma l_{\text{г}} + \Sigma l_{\text{в}} + \Sigma l_{\text{экв}} + \Sigma l_{\text{эп}},$$

где $\Sigma l_{\text{г}}$ – длина горизонтальных участков; $\Sigma l_{\text{в}}$ – длина вертикальных участков; $\Sigma l_{\text{экв}}$ – длина, эквивалентная коленам; $\Sigma l_{\text{эп}}$ – длина, эквивалентная переключателям трубопровода.

4.10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

Сущность гидравлического транспортирования заключается в перемещении насыпного груза в смеси с водой по трубам. Смесь материала с водой называется пульпой.

Различают три основные схемы перемещения пульпы: самотечная, напорная и смешанная.

В самотечной схеме перемещение пульпы осуществляется по желобам с небольшим уклоном в сторону движения.

В напорной схеме (рис. 4.15) пульпа всасывается землесосом 3 из приемного устройства 1 и по трубопроводу 4 подается на обезвоживающее сито 6, с которого материал поступает в приемный бункер 7, а вода стекает в отстойник 8. С помощью насоса 5 вода по трубопроводу 2 возвращается в приемное устройство 1. В этой схеме возможно транспортирование как по горизонтали, так и с подъемом вверх.

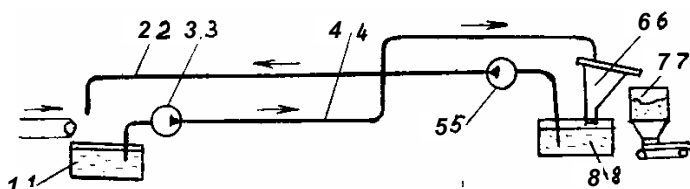


Рис. 4.15. Напорная схема гидравлического транспорта

В смешанной схеме (рис. 4.16) пульпа в пределах цеха перемещается самотеком по желобу 1 и попадает в приемник 4 эжекторного гидроэлеватора 5. В напорное сопло гидроэлеватора с помощью насоса 2 высокого давления подается вода, которая вместе с пульпой проходит через диффузор в трубопровод 3.

Гидравлический транспорт применяется на химических заводах, в основном, для удаления отходов в отвал. Если необходима промывка материала водой, то для его подачи из аппарата в аппарат также можно использовать гидравлический транспорт.

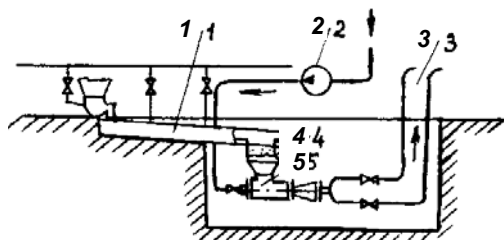


Рис. 4.16. Смешанная схема гидравлического транспорта

На некоторых сернокислотных заводах гидравлический транспорт применяется для удаления огарка из печных отделений в отвал. При этом полностью исключаются выделения пыли и тепла. Преимуществами гидравлического транспорта являются: возможность транспортирования на большие расстояния без перегрузок по сложной трассе с подъемами под любым углом и по вертикали; отсутствие механического оборудования на трассе трубопровода; высокая производительность при большой длине перемещения (до 10 км); герметичность; простота устройства и эксплуатации; отсутствие потерь материала при транспортировании; возможность совмещения транспортирования с другими технологическими процессами (охлаждение, промывка и др.).

Недостатками гидравлического транспорта являются: значительный расход воды; износ трубопроводов, насосов и гидроэлеваторов при транспорте абразивных материалов; ограничения по виду и характеристикам перемещаемых материалов.

Гидравлические транспортные системы могут быть открытыми и закрытыми. Для открытой системы характерно однократное использование воды, которая затем исключается из цикла. В открытой системе расходуеться большое количество воды и требуются очистные устройства для очистки воды перед сбросом в водоем. В закрытой системе вода используется многократно, поэтому отпадает необходимость в сложных очистных устройствах.

Мощность, затрачиваемая гидротранспортной установкой на перемещение материала

$$N = \rho_0 \frac{QH}{360\eta\mu}, \text{ кВт},$$

где ρ_0 – плотность воды, кг/м³; Q – объемная производительность, м³/ч; H – полный напор в установке, м; (равен сумме потерь во всасывающем и нагнетательном трубопроводах; η – КПД центробежного насоса; μ – коэффициент насыщения, равный отношению объемного количества материала к полному количеству гидросмеси:

$$\mu = \frac{1}{1+\beta},$$

где β – отношение объема воды в смеси к объему полезного груза.

При осуществлении гидравлического транспортирования необходимо обеспечивать максимально возможное значение коэффициента насыщения. Это объясняется тем, что увеличение плотности пульпы, например от 1,1 до 1,2 т/м³, соответствует повышению производительности в два раза. В то же время абсолютные затраты мощности за счет увеличения напора возрастают всего на 9 %.

Гидравлическое транспортирование целесообразно осуществлять при концентрации пульпы, соответствующей критической скорости, при которой гидросмесь перемещается без осаждения материала в горизонтальных трубах.

Контрольные вопросы

1. Область применения, преимущества и недостатки ленточных конвейеров.
2. Какие требования предъявляются к резиноканевым лентам?
3. Какие применяют способы разгрузки материала с ленты?
4. Назначение предохранительных устройств в ленточных конвейерах.
5. Чем определяется предельный угол наклона цепных конвейеров?
6. Назначение и классификация ковшовых элеваторов.
7. Назовите способы заполнения ковшей элеватора материалом.
8. В чем заключается расчет элеваторов?
9. Какие конвейеры целесообразно применять для транспортирования вязких и тестообразных материалов?
10. Под каким углом наклона к горизонту возможна подача материала винтовыми конвейерами?
11. Какие имеются рекомендации при выборе типа винта в зависимости от вида транспортируемого материала?
12. Назначение, преимущества и недостатки транспортирующих труб.
13. Какие материалы целесообразно транспортировать с помощью вибрационных конвейеров?
14. Назовите способы пневматического транспортирования материалов.
15. Проведите сравнительный анализ систем пневматического транспортирования.
16. В чем заключается сущность пневматического транспортирования материалов?
17. Особенности эксплуатации транспортирующих машин для сыпучих материалов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Производство и переработка зернистых материалов связаны с выполнением размерных технологических процессов: измельчение, классификация, смешивание, транспортировка и др. для рациональной организации этих и других процессов необходимо знание конструктивных особенностей и принципа действия соответствующего оборудования.

В учебном пособии рассмотрено оборудование, применяемое при переработке сыпучих материалов: измельчители, классификаторы, смесители, питатели и дозаторы, а также машины для транспортирования. Материал, изложенный в учебном пособии, является одной из составных частей курса «Машины и аппараты химических производств» и предусмотрен для изучения Государственным образовательным стандартом высшего профессионального образования по направлению подготовки дипломированного специалиста 655400 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии».

Авторы надеются, что знакомство с изложенным материалом окажет студентам практическую помощь при курсовом и дипломном проектировании, а также повысит уровень их знаний и профессиональной подготовки.

Список ЛИТЕРАТУРЫ

1. Процессы и аппараты химической технологии. Явления переноса, макрокинетика, подобие, моделирование, проектирование: в 5 т. Т. 2. Механические и гидромеханические процессы / Д.А. Баранов [и др.]; под ред. А.М. Кутепова. М. : Логос, 2001. 600 с.
2. Клушанцев, Б.В. Дробилки. Конструкции, расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек. М. : Машиностроение, 1990. 320 с.
3. Конструирование и расчет машин химических производств / Ю.И. Гусев [и др.]. М. : Машиностроение, 1985. 408 с.
4. Мартынов, В.Д. Строительные материалы и монтажное оборудование / В.Д. Мартынов, Н.И. Алешин, Б.П. Морозов. М. : Машиностроение, 1990. 352 с.
5. Андреев, С.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / С.Е. Андреев, В.А. Петров, В.В. Зверевич. М. : Недра, 1980. 415 с.
6. Сиденко, П.М. Измельчение в химической промышленности / П.М. Сиденко. М. : Химия, 1977. 368 с.
7. Справочник по обогащению руд. Подготовительные процессы. М. : Недра, 1982. 366 с.
8. Барский, М.Д. Фракционирование порошков / М.Д. Барский. М. : Недра, 1980. 328с.
9. Мизонов, В.Е. Аэродинамическая классификация порошков / В.Е. Мизонов, С.Г. Ушаков. М. : Химия, 1989. 160 с.
10. Макаров, Ю.И. Аппараты для смешивания материалов / Ю.И. Макаров. М. : Машиностроение, 1973. 216 с.
11. Катальмов, А.В. Дозирование сыпучих материалов / А.В. Катальмов, В.А. Любартович. Л. : Химия, 1990. 240 с.
12. Генералов М.Б. Механика твердых дисперсных сред в процессах химической технологии : учебное пособие для вузов / М.Б. Генералов. Калуга : Изд-во Н. Бочаровой, 2002. 592 с.
13. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-12. Машины и аппараты химических и нефтехимических производств / М.Б. Генералов [и др.]. М. : Машиностроение, 2004. 832 с.
14. Кузьмин, А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. Минск : Высшая школа, 1983. 350 с.
15. Таубер, Б.А. Подъемно-транспортные машины : учебник для вузов / Б.А. Таубер. М. : Экология, 1991. 528 с.
16. Вайсон, А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайсон. М. : Машиностроение, 1989. 536 с.
17. Гурфинкель, М.А. Транспортные и погрузочно-разгрузочные машины в химической промышленности / М.А. Гурфинкель, С.Ф. Сорокин, Л.Г. Уликовский. М. : Машиностроение, 1960. 495 с.
18. Зенков, Р.Л. Машины непрерывного транспорта / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. М. : Машиностроение, 1987. 432 с.
19. Додонов, Б.П. Грузоподъемные и транспортные устройства / Б.П. Додонов, В.А. Лифонов. М. : Машиностроение, 1990. 248 с.
20. Виноли, И.И. Грузоподъемные и транспортные устройства / И.И. Виноли. М. : Машиностроение, 1967. 196 с.
21. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьяков. М. : Машиностроение, 1983. 487 с.
22. Погрузочные машины для сыпучих и кусковых материалов / К.С. Гурков [и др.]. М. : Машиностроение, 1962. 280 с.

23. Пертен, Ю.А. Крутонаклонные конвейеры / Ю.А. Пертен. Л. : Машиностроение, 1977. 216 с.
24. Погрузочно-разгрузочные машины и складское оборудование промышленных предприятий / под ред. Я.Л. Немец. М.: Машиностроение, 1970. 526 с.
25. Конвейеры : справочник / под ред. Ю.А. Пертена. Л. : Машиностроение, 1980. 250 с.
26. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров. М. : Высшая школа, 1985. 520 с.
27. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко [и др.]. Киев : Вища школа, 1978. 576 с.
28. Долгунин, В.Н. Быстрые гравитационные течения зернистых материалов: техника измерения, закономерности, технологическое применение / В.Н. Долгунин, В.Я. Борщев. – М. : «издательство Машиностроение-1», 2005. – 112 с.