

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Забайкальский государственный университет»
(ФГБОУ ВПО «ЗабГУ»)

Н.Е. Курбатов, Е.Н. Вараница, Е.Н. Курбатов

**ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ. КОНСТРУКЦИЯ, РАСЧЕТ
И ПОТРЕБИТЕЛЬСКИЕ СВОЙСТВА**

Учебное пособие к выполнению курсового проекта по дисциплине «Конструкция, расчет и потребительские свойства дорожных машин», для студентов специальности 190109.65 «Наземные транспортно-технологические средства» и направления 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

Чита
РИК ЗабГУ
2013

УДК 625.76.08
ББК 39.311 – 06 - 5
К 93

Рецензенты:

- 1) В.Г. Зедгенизов, д-р техн. наук, профессор,
зав. каф. «СДМ и гидросистемы» НИ ИрГТУ
- 2) С.Я. Березин, д-р техн. наук, профессор
кафедры ТБСА и У ЗабГУ

Курбатов, Н.Е.

К 93 Дорожные машины. Конструкция, расчет и
потребительские свойства: учеб. пособие / Н.Е. Курбатов,
Е.Н. Вараница, Е.Н. Рыбас. – Чита: ЗабГУ, 2013. – 253 с.

ISBN 978- 5-9293-0672-3

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 190109.65 «Наземные транспортно-технологические средства» и направления 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». Представлен обзор дорожно-строительных материалов и их механических характеристик, конструктивные решения дробильно-сортировочного оборудования и методика расчета основных узлов и деталей, элементы экономических расчетов.

Утверждено и рекомендовано к изданию решением редакционно-издательского совета ЗабГУ.

УДК 625.76.08
ББК39.311 – 06 - 5
К 93

Ответственный за выпуск канд. техн. наук А.В. Лесков

ISBN 978- 5-9293-0672-3 Забайкальский государственный университет, 2013
Курбатов Н.Е., Вараница Е.Н., Курбатов Е.Н., 2013

Предисловие

Учебный план подготовки специалистов при изучении курса «Конструкция, расчет и потребительские свойства дорожных машин» предусматривает выполнение курсового проекта, который предполагает в своей основе самостоятельную работу студентов, усвоивших не только теоретическую часть данной дисциплины, но и материал таких общетехнических дисциплин, как «Теория механизмов и машин», «Детали машин», «Сопротивление материалов» и др. В данной ситуации студент становится автором конкретного проекта, мобилизующего все его знания, полученные ранее. Так как он еще не стал инженером, а только готовится к этому, ему необходима определенная помощь в плане восстановления в памяти полученной до этого момента информации. Именно поэтому в пособии представлен материал, частично уже известный, но имеющий определенный акцент в направлении тематики предстоящего проектирования, приводятся примеры курсовых проектов, выполненных самими же студентами. Преемственность дисциплин – это, на наш взгляд, один из основных ключей к пониманию сложного целого,

которое в реальной трудовой жизни специалиста может оказаться намного серьезней.

Настоящее учебное пособие предназначено для студентов специальности 190109.65 «Наземные транспортно-технологические средства» и направления 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». В качестве примеров приведены курсовые проекты студентов гр.СТМ-08 Булаева Е.А., Таракановского И.А. и студента гр. СДМ-08 Киселева В.Н. ЗабГУ.

Долевое участие авторов: Курбатов Н.Е. – предисловие, введение, гл. 1, 2, 7, 8, приложение; Вараница Е.Н. –гл. 1, 3, 4, 9; Курбатов Е.Н. – гл.5, 6, 7, приложение.

Введение

Подъем промышленного и сельскохозяйственного производства, непрерывное увеличение грузовых и пассажирских перевозок, рост производственных, административных и культурных связей требуют значительного развития автомобильного транспорта и дорожной сети. Для выполнения этих работ необходимо огромное количество дорожно-строительных материалов. Для устройства только 1 км дорожной одежды с асфальтобетонным покрытием (при ширине проезжей части 7 м) необходимо примерно 2200 м³ щебня, 1500 м³ песка, 100 т минерального порошка, 90 т битума.

Для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог и сооружений применяют разнообразные природные и искусственные материалы. Природные строительные материалы добывают в местах их образования, обычно в верхних слоях земной коры. В большинстве случаев они могут быть использованы без сложной дополнительной переработки например, глина, песок, гравий, природные асфальты и др. Сравнительно несложная добыча и механическая обработка имеют цель придать материалу только нужные размеры, форму, состояние поверхности.

Искусственные строительные материалы изготавливают по специальной технологии из природного сырья или отходов промышленности, из смеси разных материалов, причем свойства исходных составляющих претерпевают физико-химические изменения, в результате чего получается новый материал с новыми свойствами, отличаю-

щийся от исходного сырья. Так, в результате обжига отформованных изделий из глин получают кирпич, черепицу, трубы; обжигом мергеля и последующим помолом продуктов обжига изготавливают цемент; после уплотнения смеси щебня, песка, цемента и воды и последующего отвердевания смеси получают цементобетон.

В процессе работы инженеру приходится систематически решать задачи, связанные со строительными материалами, так как скорость строительства, качество и стоимость работ связаны с их наличием и правильным применением. Необходимо отметить, что большинство случаев (более 70 %) преждевременного разрушения сооружений обусловлено низким качеством и неправильным применением строительных материалов, нарушением технологии их переработки, изготовления из них конструкций и изделий.

При приемке материалов, поступающих на объекты в готовом виде, задача инженера сводится к умению проверить качество, организовать их правильную перевозку, хранение и использование. При добыче, переработке и изготовлении материалов на месте строительства (например, каменных материалов, различных бетонов) инженер организует и руководит работами в карьерах, на бетонных заводах, полигонах и базах. В этом случае необходимо не только глубоко знать свойства исходного сырья, но и умело организовать технологию производства материалов. Наряду с этим инженер обязан организовать систематический текущий контроль производства материалов и изделий, их хранение и использование. На основе глубоких знаний свойств материалов, опираясь на законы физики, химии, механики, он в каждом конкретном случае должен правильно выбрать материал, определить наиболее целесообразные технологические приемы, обеспечивающие создание прочного, долговечного и экономного сооружения. Это достаточно сложные инженерные задачи, требующие

творческого подхода к ним.

1. Природные каменные дорожно-строительные материалы

1.1.Классификация природных каменных дорожно-строительных материалов

Природными каменными материалами называют материалы, полученные из горных пород путем механической обработки без изменения их основных свойств (дроблением, рассевом, раскалыванием, распиловкой, теской и др.).

По назначению природные каменные материалы делят на изделия для дорожного строительства, мостов, подземных и гидротехнических сооружений, архитектурно-строительные изделия и облицовочные плиты. Кроме того, горные породы широко используются как сырьевые материалы для изготовления многих строительных материалов: керамики, стекла, цемента, извести, гипса и др. В процессе производства этих материалов состав, строение и свойства исходных горных пород изменяются. Таким образом, горные породы являются главной минерально-сырьевой базой дорожно-строительных материалов.

Горными породами называют природные агрегаты минералов более или менее постоянного состава.

Минералы — это однородные по химическому составу и физическим свойствам природные тела. Горные породы, состоящие из одного минерала, называют мономинеральными (например, мрамор), из нескольких — полиминеральными (например, гранит).

В природе свыше 7000 минералов и их разновидностей, но лишь около 100 минералов встречаются наиболее часто, входя в со-

став главнейших горных пород. Эти минералы называют *породообразующими*. Минералы, представленные в горных породах в незначительном количестве, называют *редкими*. Свойства горных пород и природных каменных материалов из них определяются главным образом составом и количеством породообразующих минералов, однако в ряде случаев редкие минералы [например, пирит (FeS_2)] существенно влияют на строительные свойства горных пород.

1.2. Классификация горных пород

Известно около 1000 видов горных пород. По происхождению (генезису) они делятся на три группы: изверженные (магматические), осадочные и метаморфические (видоизмененные) (табл. 1.1).

Изверженные (магматические) горные породы. Они образовывались в результате застывания расплавленной магмы в недрах земли или на ее поверхности. Породы, образовавшиеся в толще земной коры, называются интрузивными (глубинными), а на поверхности — эффузивными (излившимися). Различные условия охлаждения магмы в глубинах и на поверхности земной коры обуславливают различные свойства изверженных горных пород.

Интрузивные (глубинные) изверженные горные породы образуются в условиях высокого давления и медленного и равномерного охлаждения. В этом случае происходит полная раскристаллизация магмы и образуются плотные массивные полнокристаллические породы (типа гранита).

Эффузивные (излившиеся) магматические горные породы изливаются на поверхность земли в виде лавовых потоков при быстром снижении температуры и давления и удалении газов и паров, растворенных в магме. В этих условиях образуются породы со скрытокри-

сталлической структурой, а иногда с большой пористостью (например, базальт).

Таблица 1.1

Генетическая группа	Генетическая подгруппа		Горные породы
Изверженные (магматические) породы	Массивные	Глубинные (интрузивные)	Гранит, сиенит, диорит, габбро
		Излившиеся (эффузивные)	Порфир, порфирит, диабаз, липарит, трахит, андезит, базальт
Осадочные породы	Обломочные	Рыхлые	Вулканический пепел, пемза
		Цементированные	Вулканический туф, трассы, туфолавы
	Механические (обломочные) отложения	Рыхлые	Глина, песок, гравий, природный щебень, валуны
		Цементированные	Песчаники, конгломераты, брекчии
	Химические осадки		Гипс, ангидрит, магнезит, известковые туфы, доломиты, некоторые известняки
	Органогенные отложения		Известняки, мел, ракушечник, диатомит, трепел
Метаморфические (видоизмененные) породы	Продукты видоизменения изверженных пород		Гнейсы
	Продукты видоизменения осадочных пород		Кварциты, мрамор, гли-

		нистые сланцы
--	--	---------------

Для эффузивных (излившихся) пород характерна порфировая структура, а когда кристаллизация не успевает произойти - стекловатая. Излившиеся породы, образовавшиеся в палеозойскую эру, называют древними, а в более позднее время - молодыми.

Обломочные рыхлые изверженные породы образовались при извержении магмы на поверхность земли вместе с парами и газами. Быстрое охлаждение при снижении давления приводит к образованию отдельностей пористого стекловатого строения (пемза, вулканические пески, пеплы). Если эти обломки попадали в расплавленную магму или со временем слеживались, образовывались цементированные изверженные породы (вулканические туфы, трассы, туфолавы).

Изверженные породы по степени насыщения кремнеземом классифицируют на кислые, средние, основные и ультраосновные (табл. 1.2).

В зависимости от условий образования и содержания SiO_2 можно прогнозировать изменение основных свойств изверженных пород. При высоком содержании SiO_2 , что свидетельствует о большом количестве свободного кремнезема, происходит кристаллизация в виде зерен и скоплений зерен кварца - твердого минерала, затрудняющего обработку породы. С уменьшением количества SiO_2 и увеличением содержания темноокрашенных минералов (пироксенов, амфиболов) возрастает вязкость, плотность, породы легче поддаются обработке и, как правило, окраска породы меняется от светлой до темной.

Осадочные горные породы. Они образовались в результате разрушения и выветривания изверженных пород, осаждения из водных растворов минеральных веществ, или в результате осаждения, накопления и уплотнения продуктов жизнедеятельности раститель-

ных и животных организмов. В зависимости от условий образования их разделяют на механические (обломочные), химические и органические осадочные породы.

Осадочные горные породы характеризуются крайне разнообразными техническими свойствами, что объясняется условиями образования пород: перерывы в отложении осадков, а также разная их крупность; принос извне различных примесей; разная степень уплотнения и цементации; разный состав природного цемента. Для осадочных горных пород характерной особенностью являются пластовая форма залегания, их слоистость, пористость, нередко растворимость в воде, зависимость состава и свойств породы от климата и содержания органических остатков.

Таблица 1.2

Изверженные горные породы	Состав породы		Вид породы		
	Химический (содержание SiO ₂ , %)	Минеральный	Глубинные	Излившиеся	
				Древние	Молодые
Кислые	Свыше 65	Полевые шпаты, кварц, слюды	Гранит	Кварцевый порфит, вулканический туф	Липарит
Средние	52 – 65	Полевые шпаты (ортоклаз), роговая обманка, биотит	Сиерит	Ортоклазовый порфит	Трахит
		Полевые шпаты (плаггиоклаз), роговая обманка, биотит, ангит	Дионит	Порфирит	Андезит
Основные	40 - 52	Полевые шпаты (часто лобрадор), авгит, иногда оливин	Габбро	Диабаз	Базальт
Ультраосновные	Менее 40	Авгит	Пироксенит	-	-
		Авгит, оливин, рудные минералы	Перидотит	-	Пикрит
		Оливин, рудные минералы	Дунит	-	-

Механические (обломочные) осадочные породы подразделяют

на рыхлые и цементированные. Являясь продуктами разрушения изверженных пород и их последующего переотложения, рыхлые механические отложения могут быть угловатыми (глыбы, щебень, песок, глины) или окатанными (валуны, галька, гравий). В дальнейшем, подвергаясь уплотнению и цементации природными цементами (кремнеземистым, известковым, железистым, глинистым, битуминозным и др.), образуются цементированные механические осадочные породы (песчаники, конгломераты и брекчии).

Осадочные породы химического происхождения образуются в результате выпадения из растворов химических осадков в водах морей, усыхающих водоемов, минерализованных источников.

Осадочные породы органогенного происхождения образуются в результате накопления, уплотнения и цементации остатков растений (фитогенные) и животных (зоогенные) организмов, таких, как скелеты губок, кораллы, панцири, раковины и др. К фитогенным относят диатомиты, большинство трепелов и опок, торф; к зоогенным - известняк-ракушечник, мел, коралловые известняки. К органогенным породам относят ископаемые угли (бурый, каменный, антрацит), нефть, асфальты. Органогенные осадочные породы отличаются большой пористостью, малой прочностью и водоустойчивостью, многие породы размокают или растворяются в воде.

Метаморфические (видоизмененные) горные породы. Эти породы образовались из изверженных или осадочных пород под воздействием геологических факторов (высокой температуры, давления, а иногда и химических процессов). Метаморфизм выражается в изменении структуры, текстуры, а иногда минерального состава породы. Метаморфизация магматических пород, как правило, ухудшает их конструктивно-механические свойства за счет перекристаллизации и перегруппировки составляющих их минералов с образованием полосча-

тых текстур. Часто эта полосчатость переходит в сланцеватость, и тогда породы приобретают резкую анизотропию механических свойств: прочность их параллельно сланцеватости резко падает. Метаморфизация осадочных пород, наоборот, обычно улучшает их строительно-механические свойства за счет образования массивной текстуры и равномерно-зернистой структуры (например, мрамор).

По объему земная кора состоит на 95 % из изверженных, 4 % метаморфических и 1 % осадочных горных пород. При этом осадочные породы находятся на поверхности и занимают 3/4 поверхности суши.

Из разрабатываемых месторождений скальных горных пород на долю осадочных приходится около 50 %, изверженных — 47,5 %, остальное — на долю метаморфических горных пород (табл. 1.3).

Таблица 1.3

Генетическая группа	Горные породы	Удельный вес месторождений, % от общего количества
Магматические породы	Гранит	30,0
	Диорит	1,4
	Сиенит	1,2
	Габбро	2,7
	Андезит	1,8
	Кварцевый порфит	4,5
	Базальт	2,3
	Туф	1,8
	Диабаз	1,8
	Итого	47,5
Осадочные породы	Известняки и доломиты	35,5
	Песчаники	13,7
	Итого	49,2
Метаморфические породы	Мраморы	1,0
	Кварциты	0,6
	Гнейсы	2,7

	Итого	4,3
--	-------	-----

1.3.Техническая характеристика основных горных пород как сырья для дорожно-строительных природных каменных материалов

В качестве сырья для природных каменных дорожно-строительных материалов широко используются горные породы всех трех генетических групп: изверженных, осадочных и метаморфических. Кроме химического и минерального составов, структуры, текстуры, на свойства породы влияет степень выветривания.

Изверженные (магматические) горные породы. Глубинные изверженные горные породы характеризуются кристаллической структурой и плотной текстурой. К ним относятся гранит, сиенит, диорит, габбро.

Гранит — наиболее распространенная глубинная магматическая горная порода. Он представляет собой массивную, равномерно зернисто-кристаллическую породу плотного сложения, состоящую в основном из кварца (20 . . . 40 %), полевого шпата, ортоклаза, реже плагиоклаза (40 . . . 80 %), слюды, иногда роговой обманки и автита (5 . . . 20 %). Цвет гранитов серый или красный с разными оттенками. Граниты залегают в земной коре в виде массивов из параллелепипедальных и кубовидных отдельностей.

Граниты характеризуются истинной плотностью 2700 кг/м³, средней плотностью 2600 кг/м³, малым водонасыщением, большой прочностью (120 . . . 200 МПа) и устойчивостью против выветривания.

Из гранитов можно изготавливать все виды каменных материалов — рваные, колотые, дробленые, тесаные и полированные. Красивая окраска некоторых разновидностей гранитов позволяет исполь-

зовать их для отделочных работ. Граниты неогнестойки, утрачивают прочность при температуре выше 800°C.

Сиениты по минеральному составу отличаются от гранитов отсутствием кварца (или небольшим содержанием его) и преобладанием полевого шпата (ортоклаза или кислого плагиоклаза). Структура сиенитов обычно равномерно кристаллическая, окраска серая, красная, темно-зеленоватая. Их истинная плотность 2800 кг/м³, средняя плотность 2500 . . . 2800 кг/м³, пористость и водонасыщение незначительны. Прочность при сжатии у сиенитов колеблется в пределах 150 . . . 250 МПа. По сравнению с гранитами они несколько мягче, лучше полируются и более вязки. Применение сиенитов то же, что и гранитов.

Диориты состоят из плагиоклаза (около 75 %), роговой обманки, реже биотита и авгита. Структура равномерно кристаллическая, окраска преобладает от темно-зеленоватой до черно-зеленой, средняя плотность 2700 . . . 2900 кг/м³, прочность при сжатии 150 . . . 300 МПа — в среднем выше, чем у гранитов и сиенитов. Они отличаются повышенной вязкостью и устойчивостью против выветривания.

Габбро — горная порода, состоящая в основном из плагиоклаза (около 50 %) и пироксена; реже в состав габбро входят роговая обманка, оливин и биотит. Структура габбро обычно равномерно крупнокристаллическая, окраска темно-зеленая, оливково-зеленая и коричнево-зеленая, средняя плотность 2900 . . . 3160 кг/м³, прочность при сжатии до 350 МПа, но у крупнозернистых разновидностей уменьшается до 100 МПа. Чем меньше полевого шпата и чем равномернее и мельче кристаллы минералов габбро, тем выше устойчивость породы против выветривания. Габбро наряду с высокой прочностью обладает большой вязкостью, что несколько затрудняет разработку.

Излившиеся изверженные горные породы характеризуются порфировой мелкокристаллической и стекловатой структурами. К

ним относятся кварцевый порфир, липариты, ортоклазовые порфиры и трахиты, диабазы, андезиты, базальты и др.

Кварцевый порфир обладает порфировой структурой с вкраплением в основную массу как бы оплавленных кристаллов кварца. По минеральному составу он аналогичен гранитам, цвет чаще красный, бурый, а иногда зеленоватый, средняя плотность $2400 \dots 2550 \text{ кг/м}^3$, прочность при сжатии $130 \dots 180 \text{ МПа}$, погодоустойчив. Качество кварцевых порфиров для производства дорожных каменных материалов повышается с уменьшением количества и размеров вкрапленников. Чем больше стекловатой массы, тем больше хрупкость кварцевого порфира. Каменные материалы из кварцевых порфиров применяют в виде щебня, бута, колотой и тесаной шашки, для декоративных целей и др.

Липариты — нововулканические породы, аналогичные по составу граниту. Цвет белый, серый, светло-желтый, а иногда красноватый. Структура липаритов часто микропорфировая с повышенным содержанием стекловатой фазы. Наряду с плотными встречаются пористые его разновидности. Каменные материалы из плотных, скрытокристаллических липаритов применяют наравне с материалами из кварцевых порфиров. Так, например, из них может быть получен высококачественный щебень.

Диабазы — преимущественно мелкокристаллические породы, состоят из полевого шпата и авгита. Характерной особенностью диабазов является переплетное строение. Средняя плотность диабаза до $2800 \dots 3000 \text{ кг/м}^3$, прочность при сжатии в среднем около 200 МПа , иногда до 400 МПа . Они хорошо полируются. Особенности строения диабаза позволяют изготавливать из него хороший штучный камень — разнообразные плиты, брусчатку, шашку. Щебень из диабаза обладает высокими качествами для приготовления асфальтобетонов и чер-

ного щебня. Аналогичны диабазам по техническим свойствам промежуточные породы — габбро-диабазы.

Андезиты состоят из плагиоклаза и одного или нескольких темно окрашенных минералов: амфибола, авгита- и др. Структура порфировая. Андезиты обладают окраской от светлой до темно-серой. Средняя плотность их колеблется в пределах 2650 . . . 2750 кг/м³, они прочны (120 . . . 240 МПа), тверды, хорошо поддаются расколу, погодоустойчивы.

Базальты — породы темного цвета, плотные, обычно скрытокристаллической структуры, состоят из плагиоклаза и авгита. В базальтах не все минералы успели выкристаллизоваться, вследствие чего порода содержит некоторое количество стекловатой фазы.

Технические свойства базальтов крайне различны: средняя плотность 2700 . . . 3200 кг/м³, они тверды и обладают высокой прочностью, достигающей 200, иногда 500 МПа. Базальты в месторождениях часто разбиты трещинами на столбчатые (иногда шаровидные и плиточные) отдельности, что в значительной мере облегчает их разработку, но ограничивает возможность изготовления из них крупных монолитов. По внешним признакам хорошее качество базальта определяется темной окраской, равномерным мелкокристаллическим сложением.

Осадочные горные породы. Осадочные обломочные породы, или механические отложения, — продукты выветривания магматических, метаморфических или ранее образованных осадочных пород. Различают рыхлые и сцементированные обломочные породы.

Рыхлые осадочные горные породы — скопление продуктов выветривания скальных горных пород. Вследствие этого их минеральный состав аналогичен минеральному составу исходных материнских пород. По происхождению (генезису) рыхлые обломочные гор-

ные породы могут быть: речные (русловые, пойменные и дельтовые осадки), водно-ледниковые (зондровые, озоново-камовые и моренные), озерные и морские (прибрежные и глубинные), ветровые (дюнные, барханные, бугристо-кучевые, грядовые). По крупности окатанных обломков рыхлые горные породы условно делят на валуны, гальку, гравий и песок.

Валунный камень — глубоокатанные, преимущественно округлой формы, обломки скальных горных пород размерами более 100 мм. Качество валунного камня обуславливается минеральным составом породы, крупностью и формой обломков, а также степенью выветривания. Лучший по качеству (свежести) валунный камень из магматических пород, находящийся длительное время под слоем грунта или под водой, где он лучше защищен от выветривания. Валунный камень, отложенный на поверхности земли, более затронут выветриванием, вследствие чего качество его ниже за счет большого количества отходов при предварительной сортировке собранного валуна и дальнейшей его колки и дробления.

Валуны размером до 250 мм называют сырцом, так как их можно применять для дорожных работ (например, мощение) без дополнительной обработки. Более крупные валуны используют для получения каменного материала (шашки, щебня) путем раскалывания и дробления. Галька представляет собой окатанные водой обломки горных пород размером от 100 до 70 мм. Она обладает теми же свойствами, что и мелкий валунный камень. Гальку применяют для устройства оснований, дренажей, но чаще измельчают и используют как щебень.

Гравий — рыхлое скопление окатанных обломков исходных горных пород размером от 70 до 5 мм. В месторождениях карьерный гравий может залегать в виде сплошных скоплений, отдельных слоев,

линз, гнезд, содержать различное количество примесей в виде галечников, песка, глинистого вещества. Наиболее загрязнен примесями моренный гравий. Более рентабельны для разработки его сплошные покровные отложения.

Минеральный состав гравия, форма зерен и степень их окатанности зависят от характеристики мест его образования, условий переноса обломочного материала. Гравийно-песчаные месторождения характеризуются значительными колебаниями гранулометрического состава и характера загрязненности. В том случае, когда гравийный материал содержит песка более 50 %, его называют гравийно-песчаным. Крупный рядовой гравий состоит из зерен размером 5 ... 70 мм, а средний рядовой - 5 ... 40 мм.

Гравийно-песчаные заводы в процессе отсева, дробления, промывки выпускают фракционированный гравий крупностью 20 ... 70 мм, щебень — 5 . . . 40 мм за счет дробления валунов и крупного гравия, а также песок.

Песок — рыхлая зернистая порода, образовавшаяся в результате естественного разрушения горных пород, крупностью зерен до 5 (3) мм. В песке иногда имеются частицы мельче 0,14 мм, которые называют пылевидными (0,14 . . . 0,005 мм) и глинистыми (мельче 0,005 мм). В зависимости от минерального состава различают пески: кварцевые (кварца более 90%), кварцево-полевошпатовые, полевошпатовые (полевых шпатов более 90%), кварцево-слюдистые (с содержанием чешуек слюды свыше 10 %), глауконитовые (с примесью железистых соединений) , ракушечные, содержащие значительное количество обломков ракушек, гумозные (с содержанием органических соединений более 0,5 %) и др. Наиболее прочными являются кварцевые пески. Цвет песка обусловлен примесями: чистые кварцевые пески — белые, сероватые; окрашенные окислами железа — желтые, бу-

рые, вишнево-красные; глауконитовые — зеленые.

Форма и характер поверхности зерен песка зависят от условий образования: речной, озерной, морской, дюнный пески состоят из частиц округлой формы с гладкой поверхностью; ледниковый и овраженный пески — из частиц угловатой формы с шероховатой поверхностью. Пески имеют истинную плотность около 2650 кг/м^3 , насыпную плотность от 1400 до 1800 кг/м^3 и пустотность в пределах от 25 до 50%.

Сцементированные осадочные породы образовались из рыхлых в результате цементации их природными цементами — кремнеземистыми, железистыми, известняковыми, глинистыми. Наибольшее применение в дорожном строительстве находят песчаники.

Песчаники представляют собой породы, состоящие из мелких зерен минералов, связанных природным цементом. По минеральному составу зерна песчаника обычно состоят из кварца. Сравнительно редко встречаются песчаники, состоящие из сцементированных обломков полевых шпатов и из смеси обломков кварца, полевого шпата, слюд. В песчаниках, кроме породообразующего минерала, имеются примеси и других минералов — оксидов, силикатов и др. Цвет песчаника крайне разнообразен и бывает от белого до темно-серого, от розового до красно-бурого, что зависит от окраски частиц, но главным образом от цементирующего вещества и примесей. Залегают песчаники, как правило, в виде массивов, разбитых на плиты.

В зависимости от цементирующего вещества и примесей различают глинистый, кремнистый, железистый, известковый (карбонатный), гипсовый, битуминозный и другие песчаники. Наибольшей прочностью, твердостью и устойчивостью против выветривания обладают плотные, мелкозернистые, кремнистые песчаники. Однако они плохо поддаются обработке, дают неправильный раковистый раскол с

острым режущим ребром и отличаются хрупкостью. Гладкая поверхность раскола, сравнительно легкая обламываемость ребер при уплотнении определяют низкое качество щебня.

Песчаники, обладая разнообразными техническими свойствами, находят применение в дорожно-мостовом строительстве в основном как местные материалы в виде бута, колотой шашки, щебня и реже штучного камня.

Конгломераты состоят из гравия и гальки, сцементированных природными цементами (кремнистыми, карбонатными, железистыми). Аналогичная порода, но состоящая из угловатых обломков горных пород, носит название брекчии. Конгломераты и брекчии применяют как местный материал для получения щебня.

Осадочные породы органического происхождения образовались в результате уплотнения и цементации отмерших организмов, многие породы отличаются значительной пористостью, некоторые растворяются в воде. Свойства органических пород, как и других осадочных, колеблются в широких пределах. В дорожном строительстве используют карбонатные (известняки, мел, известняки - ракушечники) и кремнистые (диатомиты, трепелы, опоки) органические осадочные породы.

Известняки — горные породы, состоящие главным образом из углекислого кальция (CaCO_3). В большинстве случаев известняки органического происхождения образовались в результате уплотнения и цементации минеральных остатков отмерших растительных и простейших беспозвоночных животных организмов и лишь небольшая часть известняков образовалась в результате отложения углекислого кальция горячих источников, например известковые туфы (химические осадки).

По структуре и текстуре различают следующие разновидности

известняков: плотные, кристаллические, мраморовидные, пористые, ракушечниковые, туфовые и землистые (мел).

В зависимости от состава различают известняки доломитизированные (заметная примесь магнезита), глинистые (мергелистые), кремнистые, железистые, битуминозные и др. Цвет известняков в зависимости от примесей бывает белый, красноватый, зеленоватый, серый.

Технические свойства известняков разнообразны и зависят от состава, структуры и текстуры. Однородные плотные скрытокристаллические известняки, зерна которых сцементированы кальцием, отличаются высокой прочностью (в среднем до 120 МПа), хорошей обрабатываемостью и сравнительно небольшой истираемостью. Дополнительный кремнистый цемент повышает прочность до 150 МПа и больше, но увеличивает хрупкость, твердость и обуславливают гладкий, раковистый раскол. Примесь глинистого вещества заметно снижает качество известняка как строительного материала.

Мраморовидные известняки (переходные породы от известняка к мрамору) состоят из зерен кальцита, тесно связанных между собой небольшим количеством карбонатного цемента, а иногда и примесей. Прочность при сжатии их колеблется в пределах 90 .. . 150 МПа.

Известняки-ракушечники состоят из ракушек различных моллюсков, по названию которых и дают наименования отдельным их разновидностям. Ракушки разного строения и величины цементированы цементом с большим или меньшим количеством разных примесей (глинистых, органических веществ, кварца). Ракушечники характеризуются большой пористостью, крупными порами и пустотами, малой прочностью (0,4 ... 0,5 МПа), малой средней плотностью (600 . . . 1500 кг/м³), воздухопроницаемостью, малой теплопроводностью и

погодоустойчивостью. Они легко обрабатываются и поддаются распиловке. В связи с этим известняки-ракушечники применяют в виде блоков правильных форм для кладки стен.

Известняки используют преимущественно как местный материал в виде бута, щебня, шашки для мощения, штучных блоков. Из плотных перекристаллизованных известняков изготавливают плиты, блоки и высокосортный щебень для дорожного строительства. Известняки используют также в производстве извести, цемента и др.

Мел представляет собой мягкую, землистого сложения слабоцементированную породу, состоящую на 60 ... 70 % из остатков известковых скелетных образований планктонных организмов и мелких обломков кальцита. Плотные разновидности мела с заметным количеством примесей кремния применяют как местный материал для устройства дорожных оснований и др.

Доломит — двойная углекислая соль кальция и магния $[\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2]$ — минерал доломит] с примесями глинистого, железистого, кремнистого и других веществ. Доломиты несколько тверже известняков. Плотные и окремненные разновидности отличаются значительной прочностью и повышенной погодостойчивостью. В строительстве дорог их применяют наравне с известняками.

Метаморфические (видоизмененные) горные породы. Гнейсы — горные породы грубо - или тонкосланцеватой и ленточной (полосчатой) текстур, образовавшихся в результате видоизменения гранитов, кварцевых порфиров и других пород. Минеральный состав гнейсов может быть разнообразным, но чаще они состоят из ортоклаза, авгита и др. В гнейсах минералы как бы сжаты и располагаются параллельно некоторой плоскости, что обуславливает неодинаковые свойства в разных направлениях. Обычно гнейсы в направлении, перпендикулярном к сланцеватости, обладают значительной прочностью при

сжатии (150 . . . 200 МПа), но наличие хорошо выраженной сланцеватости в ряде случаев несколько ограничивает область применения их в дорожном строительстве.

Способность отделяться от плоскости сланцеватости облегчает добычу и переработку гнейсов, однако при разделении глыб получают куски плитообразной формы, а при дроблении на щебень образуется заметное количество плоских и вытянутых щебенков (лещадки и иглы), что снижает качество щебня. Чем ближе гнейсы по текстуре стоят к гранитам, тем выше их качество. Ленточные и полосчатые гнейсы — худшие их разновидности.

Гнейсы распространены в местах выхода магматических горных пород. Их используют для изготовления щебня, бутового камня, шашки для мощения.

Кварциты — равномерно кристаллические плотные горные породы, состоящие из мелких зерен кварца, сцементированных кремнистым веществом. Кварциты характеризуются большой плотностью, прочностью, хрупкостью и твердостью, при разломе они образуют гладкую поверхность с острыми режущими ребрами. Отрицательными признаками кварцитов являются трудная их обрабатываемость, гладкость поверхности раскола и острые ребра щебня. Кварциты используют для строительных работ в виде бутового камня, щебня.

Мрамор — кристаллическая порода зернистой структуры, сложенная из минералов кальцита с примесью доломита и др. Окраска чистого мрамора белая, но в зависимости от примесей он может быть красный, розовый (от примесей железистых соединений и марганца), серый и черный (от примесей органических веществ) и др. Мрамор характеризуется средней плотностью около 2700 кг/м^3 , твердостью 3 ... 4, незначительным водо-поглощением и прочностью при сжатии до 300 МПа. Мрамор хорошо поддается распиловке, обработке, шлифов-

ке.

Горные породы становятся дорожно-строительными материалами после их добычи из земной коры и переработки. В дорожном строительстве наибольшее распространение получили щебень, гравий, песок, бутовый камень, шашка и брусчатка для мощения, бортовые камни, плиты тротуарные.

Огромное количество горных пород перерабатывается для получения заполнителей бетонов (асфальто-, цемента-, пласт-бетонов), которые являются ведущими материалами для различных конструктивных слоев дорожных одежд.

Бутовый камень (бут) получают при разработке карьеров посредством отделения кусков породы взрывом или ударными инструментами (перфораторами, кирками, ломами и др.). Наиболее удобны для выработки бутового камня плитовидные и слоистые породы.

Бутовый камень имеет неправильную форму и различные размеры, но не более 60 см по наибольшему измерению. По форме бутовый камень бывает постелистый и рваный. Предел прочности при сжатии бутового камня не менее 20 МПа. Бутовый камень применяют для кладки фундаментов, мостовых устоев, укрепления откосов насыпей и берегов рек, кладки подпорных стен.

Брусчатый камень (брусчатка) имеет форму усеченной пирамиды с параллельными прямоугольными основаниями. Основным сырьем являются изверженные горные породы. В зависимости от размеров брусчатый камень делят на высокий (БВ), средний (БС) и низкий (БН), имеющие высоту соответственно 160, 130 и 100 мм. Длина верхней грани 250 или 200 мм, ширина 125 или 100 мм. Благодаря высоким декоративным свойствам и долговечности брусчатый камень применяют для мощения площадей, городских дорог и пр.

Бортовые камни — параллелепипедальные бруски длиной в

среднем от 700 ... 2000 мм, высотой 200 .. . 6000мм, шириной 80 . . . 200 мм с наклонной или вертикальной лицевой гранью. Бортовые камни могут быть прямоугольные и криволинейные, их верхняя часть, выступающая над покрытием, обтесана чисто, а нижняя - грубо (рис. 1.1). Бортовые камни применяют для отделения проезжей части дороги от тротуаров, газонов и др.

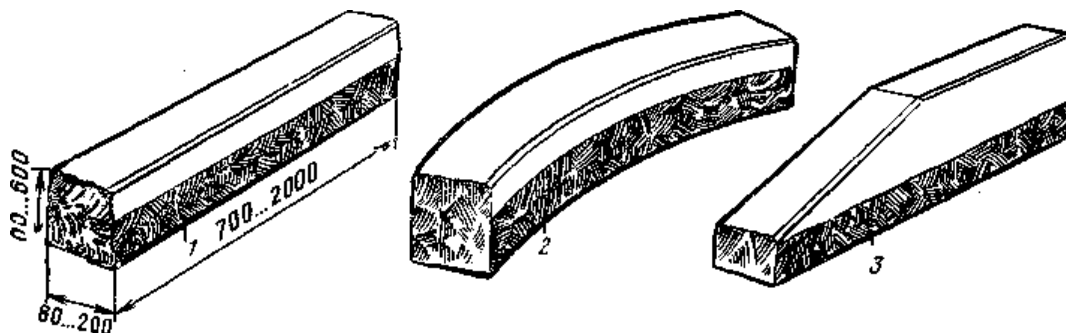


Рис. 1.1 Бортовой камень:

1 — прямой; 2 — лекальный; 3 — для съездов

Камни для облицовки могут быть плитообразные (толщиной 15 ... 25 см) и утолщенные с пирамидальной хвостовой частью (толщиной не менее 20 см).

Плиты парапетные или карнизные для мостов и набережных изготавливают следующих размеров (см): парапетные — длиной 100 . . . 200, шириной не менее 90 и толщиной 20 ... 30; карнизные — длиной 100 . . . 200, шириной не менее 50 и толщиной 20 ... 30. Блоки и плиты для облицовки набережных, мостовых устоев и быков подвергают тщательной обработке с лицевой стороны.

Плиты тротуарные изготавливают из слоистых и сланцеватых горных пород. Они должны иметь форму прямоугольной или квадратной плиты размером от 20 до 80 см с относительно ровной поверхностью лица и постели толщиной не менее 4 ... 5 см и не более 12 ... 15 см.

Требования к щебню. Щебень — продукт дробления скальных

или рыхлых (гравия, валунов) горных пород. По крупности щебень разделяют на фракции (мм): 5(3) ... 10; 10 ... 20; 20 ... 40; 40 ... 70. В отдельных случаях находят применение и фракции 70 ... 120 и 120 ... 150 мм. Зерновой состав каждой фракции должен удовлетворять требованиям ГОСТ 8267-82:

Таблица 1.4

Диаметр отверстий контрольных сит, мм	наименьший размер зерна d	0.5(d+D)	Наибольший размер зерна D	1.25D
Полные остатки на ситах, % по массе	от 90 до 100	от 30 до 80	до 10	до 0.5

Из этого следует, что в данной фракции щебня, например 20 ... 40 мм, поставляемой на строительство, зерен размером мельче 20 мм не должно быть более 10 %, а зерен крупнее 1,25 D (50 мм) - не более 0,5 %. Эти требования необходимы для строгого соблюдения зернового состава отдельных фракций, из которых приготавливают минеральные смеси с определенным составом.

В щебне нормируют содержание зерен пластинчатой (лещадной) и игловатой форм. К зернам пластинчатой и игловатой форм относят соответственно такие зерна, толщина или ширина которых менее длины в 3 раза и более. По форме зерен щебень подразделяют на три группы (содержание зерен пластинчатой и игловатой форм, % по массе): кубовидная — до 15; улучшенная — от 15 до 25; обычная — от 25 до 35.

Смесь зерен щебня кубовидной формы дает наиболее плотную упаковку. Наличие в щебне зерен пластинчатой и игловатой форм приводит к увеличению межзерновой пустотности в смеси. Кубовид-

ные зерна также обладают большей прочностью, чем зерна пластинчатой и угловатой форм

В щебне нормируют содержание пылевидных и глинистых частиц. К пылевидным и глинистым частицам относят частицы размером менее 0,05 мм, кроме того, выделяют комки глины с крупностью частиц от 1,25 мм до наибольшего размера зерен щебня данной фракции при смеси фракций. Для всех видов и марок щебня по прочности содержание глины в комках в общем количестве пылевидных и глинистых частиц не должно превышать 0,25 % по массе. В щебне из магматических и метаморфических пород содержание пылевидных и глинистых частиц по массе не должно превышать 1 %, в щебне из осадочных пород марок от 600 до 1200 - 2 %, а марок от 200 до 400 - 3 %. Морозостойкость щебня характеризуют числом циклов замораживания и оттаивания. Разрешается оценивать морозостойкость щебня по числу циклов насыщения в растворе сернокислого натрия и высушивания. По морозостойкости щебень подразделяют на марки 15,25,50, 100,200 и 300.

Щебень может быть получен также при дроблении валунов и гравия. Он должен содержать дробленых зерен не менее 80 % по массе. К дробленным относят зерна с околотой поверхностью более чем наполовину.

Таблица 1.5

Марка гравия по дробимости	Потеря в массе, %	Марка гравия по истираемости	Потеря в массе, %
Др. 8	До 8	И - I	До 20
Др. 12	Свыше 8 до 12	И - II	Свыше 20 до 30
Др. 16	Свыше 12 до 16	И - III	Свыше 30 до 40
Др. 24	Свыше 16 до 24	И - IV	Свыше 40 до 50

Из всех природных каменных материалов, используемых в дорожном строительстве, щебень является основным. Его используют самостоятельно для строительства щебеночных слоев или в смеси с другими материалами. При ремонте и содержании автомобильных дорог щебень является основным компонентом защитных слоев и слоев износа, обеспечивающих должную шероховатость поверхности покрытия.

Требования к гравию. Гравий — сыпучий зернистый материал с окатанной поверхностью, получаемый после отсева природных гравийно-песчаных смесей. Гравий разделяют по крупности аналогично щебню. Применяется также рядовой гравий с крупностью от 5 до 40 или от 5 до 70 мм. Прочность гравия характеризуют его маркой, определяемой по дробимости при сжатии (раздавливании в цилиндре) (табл. 1.5). Марки гравия по истираемости в полочном барабане устанавливают в соответствии с табл. 1.5 (ГОСТ 8268 - 82).

Содержание зерен слабых пород, а также пылевидных и глинистых частиц должно быть таким, как и в щебне. По морозостойкости гравий подразделяют на такие же марки, как и щебень.

Область применения гравия практически такая же, как и щебня, однако вследствие окатанности зерен гравия прочность конструктивных слоев на нем ниже, чем на щебне. Гравий применяют для строительства покрытий переходного типа, оснований, дренажных водоотводных сооружений, как крупный заполнитель в цементно- и асфальтобетоне.

Требования к песку. Качество песка для строительных работ оценивают зерновым и минералогическим составом, содержанием пылевидных, глинистых, илистых частиц и органических примесей, плотностью и пустотностью. В отдельных случаях возникает необходимость в определении дополнительных свойств: износо- и морозо-

стойкости, фильтрационной и потенциально реакционной способности и др.

Песок подразделяют на три вида: природный, обогащенный и фракционированный; дробленый, дробленый обогащенный и дробленый фракционированный; дробленый из отсевов и дробленый обогащенный из отсевов.

Зерновой состав песка является основным его классификационным признаком, по которому определяют его пригодность для строительных целей. Определяют зерновой состав путем отсева на ситах размером 5; 2,5; 1,25; 0,63; 0,315 и 0,14мм.

$$M_K = \frac{A_{2,5} + A_{1,25} + A_{0,63} + A_{0,315} + A_{0,14}}{100},$$

где $A_{2,5}$ и др. полные остатки на ситах, %.

По модулю крупности и полному остатку на сите № 0,63 пески подразделяют на четыре группы (табл. 1.6).

Таблица 1.6

Группа песка	Модуль крупности M_K	Полный остаток на сите №63, % по массе
Крупный	Свыше 2,5	Свыше 45
Средний	Свыше 2,0 до 2,5	Свыше 30 до 45
Мелкий	Свыше 1,5 до 2,0	Свыше 10 до 30
Очень мелкий	Свыше 1,0 до 1,5	До 10

Для устройства дорожных одежд и в качестве заполнителей для цементобетонов используют крупный, средний и мелкий пески. Если пески не удовлетворяют по зерновому составу указанным требованиям, то применяют обогащенные или фракционированные пески. В качестве укрупняющей добавки к мелким пескам используют крупную фракцию дробленых песков, дробленых песков из отсевов или природного песка.

Содержание зерен, проходящих через сито № 014, в природ-

ных и дробленых песках не должно превышать 10 %, в обогащенных - 5 %. Наличие зерен крупнее 5 мм не должно превышать в природных и обогащенных песках соответственно 10 и 5 %, а в дробленых из отсевов - 15%.

Таблица 1.7

Песок		Содержание пылевидных, глинистых и илистых частиц, определяемое отмучиванием. В том числе содержание глины в комках
		% по массе, не более
Природный	3,0	0,50
Обогащенный	2,0	0,25
Фракционированный:		
крупная фракция	0,5	0,10
мелкая фракция	1,5	0,20
Дробленый	4,0	0,35
Дробленый обогащенный	2,5	0,25
Дробленый фракционированный:		
крупная фракция	1,0	0,10
мелкая фракция	2,0	0,20
Дробленый из отсевов	5,0	0,30
Дробленый обогащенный из отсевов	3,0	0,35

Вторым показателем качества песка является содержание в нем пылевидных, глинистых и илистых частиц, определяемое отмучиванием.

Количество этих частиц в песке не должно превышать значений, приведенных в табл. 1.7.

2. Машины и оборудование для измельчения нерудных материалов

2.1. Общие сведения

Процесс измельчения характеризуется крупностью исходного материала, поступающего на измельчение, крупностью и зерновым составом продукта измельчения и степенью измельчения. Крупность каждого куска смеси характеризуется его линейными размерами: длиной l , шириной b и толщиной c , а также диаметром d . Он может равняться среднеарифметическому значению длины, ширины и толщины куска, т. е. $d = (a + b + c)/3$, среднегеометрическому значению этих величин, т. е. $d = (abc)^{1/3}$, или диаметру окружности, описанной вокруг ширины и толщины куска

$$d = (b^2 + c^2)^{1/2}.$$

Крупность массы горной породы, поступающей на измельчение, зависит от процентного содержания в ней кусков различного размера, т. е. от ее зернового состава. Зерновой состав массы может определяться по ее поверхности путем использования планограмм и фотопланограмм, по которым определяется суммарная площадь, занимаемая кусками различной крупности. При этом относительная площадь (в %), занимаемая кусками определенного размера, принимается равной относительному содержанию кусков той же крупности в горной массе. Тогда крупность исходной массы будет характеризоваться средневзвешенным размером (м)

$$D_{св} = (d_1x_1 + d_2x_2 + \dots + d_nx_n)/100,$$

где d_i — крупность кусков, м; x_i — содержание этих кусков в горной массе, %.

Зерновой состав продукта измельчения определяется рассевом материала на наборе сит с круглыми отверстиями, шаг которых равен 5 мм при $D_{max}=40$ мм и 10 мм при $D_{max}=100$ мм. Масса материала (кг), подвергаемого рассеву, связана с наибольшим размером кусков d_{max} зависимостью $M_{np}=0,02d_{max}^2 + 0,5d_{max}$. В результате отсева материал разделяется на классы, каждый из которых взвешивается, после чего определяется его процентное содержание в общей массе продукта. Для получения более точных результатов рассев производят несколько раз и затем определяют среднеарифметические значения одномерных классов. По полученным выражениям строят кривую зернового состава (рис. 2.1). По оси абсцисс откладывают размер отверстий сит, по оси ординат — содержание материала, крупнее данного диаметра.

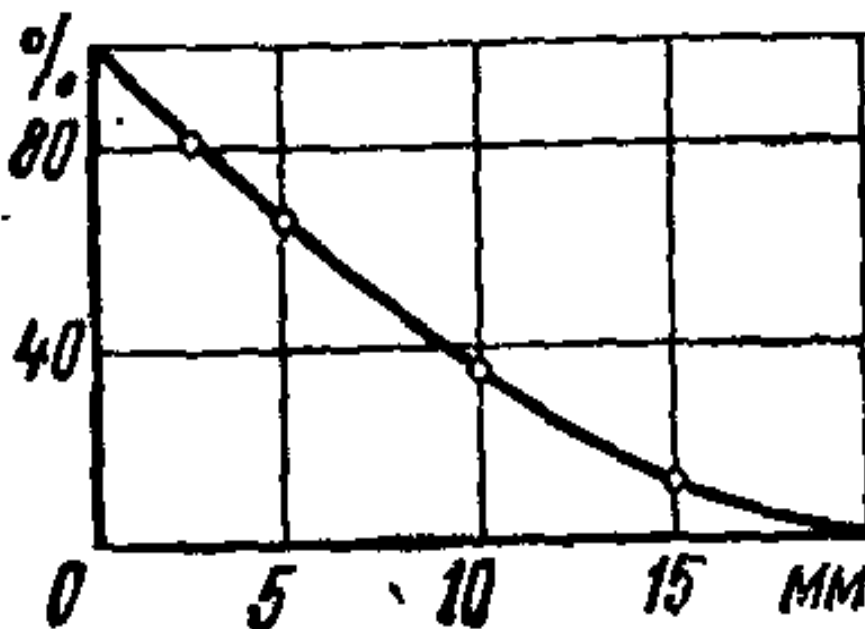


Рис.2.1. График зернового состава готового продукта

По крупности исходного материала D и продукта измельчения

d различают следующие виды измельчения:

Дробление:	D , мм	d , мм
крупное.....	1200...1500	100...300
среднее.....	100...300	30...100
мелкое.....	30...100	5...30
Помол:		
грубый.....	5...30	0.1...5
тонкий.....	0.1...5	0.05...0.1
сверхтонкий	менее 0.1	менее 0.05

Степень измельчения материала i представляет собой отношение размера кусков исходного материала к размеру кусков продукта измельчения:

$$i = D/d,$$

причем величинами D и d могут быть как максимальные размеры кусков, так и средневзвешенные размеры исходного материала и продукта измельчения. В последнем случае значения i поручаются наиболее точными. Степень измельчения изменяется в широких пределах: при дроблении — от 3 до 20, а при помолу достигает 1000.

2.2. Основы теории процесса измельчения

Горные породы, подвергаемые измельчению, представляют собой сложные полиминеральные среды, в которых зерна отдельных минералов связаны между собой силами сцепления. Различают два вида сил сцепления — силы, действующие внутри зерен (внутрикристаллические), и силы, действующие между зернами (межкристаллические). Наибольшее влияние на эффективность измельчения оказы-

вает вторая группа сил, так как разрушение отдельных кусков происходит по наиболее слабым местам — плоскостям спайности. Значение этих сил определяется разнообразными факторами и не поддается точному определению. Кроме того, энергоемкость процесса измельчения в дробильных машинах зависит от размеров, формы и однородности кусков, их физико-механических свойств, влажности и т. д. Поэтому конечной целью теоретических исследований процессов измельчения является получение (в общем виде) зависимостей между расходуемой энергией и отдельными характеристиками измельчаемого материала.

Наиболее известными гипотезами, устанавливающими такие зависимости, являются теории дробления Риттингера и Кирпичева — Кика. Теория Риттингера (1867) устанавливает взаимосвязь между работой, затраченной на измельчение материала, и вновь образованной при этом поверхностью кусков, т.е.

$$A = k \cdot \Delta S,$$

где A — работа, затраченная на измельчение, Н·м, k — коэффициент пропорциональности, Н/м; ΔS — величина вновь образованной поверхности, м².

Экспериментального подтверждения данной гипотезы Риттингер не привел, но предложил методику определения величины вновь образованной поверхности. С этой целью измельчению подвергались куски кубической формы, разрушение которых происходило по взаимно перпендикулярным плоскостям. Обозначив длину ребра исходного куска через D и степень измельчения через i , получим: при $i_1 = 2$ (рис. 1.3,а) кусок разделяется тремя взаимно перпендикулярными плоскостями. В результате деления получится $2^3=8$ кубиков. Следовательно, вновь образованная поверхность $\Delta S = 8 \cdot 6(D/2)^2 - 6D^2 = 6D^2$ и может быть записана в виде $\Delta S = 6D^2(i_1 - 1)$. Работа измельчения

$A_1 = k \cdot 6D^2(i_1 - 1) = k_1 \cdot (i_1 - 1)$. При $i=3$ (рис. 1.3,б) кусок разделяется шестью взаимно перпендикулярными плоскостями. В результате деления получается $3^3=27$ кубиков. Вновь образованная поверхность $\Delta S = 27 \cdot 6(D/3)^2 - 6D^2 = 12D^2$ и может быть записана в виде $\Delta S = 6D^2(i_2 - 1)$. Работа измельчения $A_2 = k \cdot 6D^2(i_2 - 1) = k_1 \cdot (i_2 - 1)$. Следовательно, при степенях измельчения i_n и i_m следует

$$A_n/A_m = (i_n - 1)/(i_m - 1).$$

При больших степенях измельчения получим

$$A_n/A_m = i_n/i_m.$$

При измельчении объема материала V (m^3) в кусках, средневзвешенный размер которых $D_{св}$, число таких кусков равно $V/D_{св}^3$. Учитывая, что на разрушение одного куска затрачивается работа $A = k \cdot 6D_{св}^2(i - 1)$, на измельчение объема материала потребуется работа $A = k \cdot 6D_{св}^2(i - 1) / V / D_{св}^3 = k \cdot 6(i - 1) / V / D_{св}$. Приняв плотность материала равной ρ , на разрушение материала массой m затратится работа

$$A = 6k \cdot (i - 1) \cdot m / \rho \cdot D_{св}$$

или

$$A = k_R \cdot (i - 1) \cdot m / D_{св}.$$

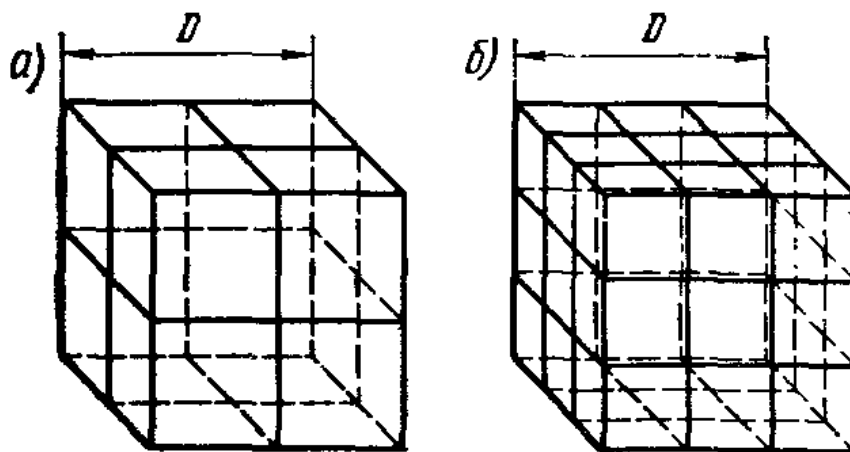


Рис. 2.2 Схема разрушения куска по теории Риттингера:

a – при $i=2$; *б* – при $i=3$

В этой зависимости является необходимым определением ко-

эфициента k_R , что снижает ее практическое значение.

Теория Кирпичева — Кика устанавливает зависимость между расходуемой на измельчение работой A и объемом V (массой m) разрушаемых тел.

В 1874 г. проф. В. Л. Кирпичев впервые сформулировал закон подобия для тел, находящихся в упругом состоянии, согласно которому

$$A_1/A_2 = V_1/V_2 = m_1/m_2.$$

В 1885 г. проф. Кик опубликовал работу, в которой закон подобия В. Л. Кирпичева был распространен на область пластических деформаций хрупких материалов, что вполне допустимо. Согласно ей работа, затрачиваемая на измельчение, $A = \sigma^2 V / (2E)$, где σ — напряжение, возникающее при разрушении материала, Н/м²; V — объем измельчаемого куска, м³; E — модуль упругости, Н/м².

Учитывая, что физико-механические свойства конкретного материала являются величиной постоянной, закон Кирпичева — Кика может быть записан в следующем виде:

$$A = kV.$$

Согласно этому закону работа измельчения одного куска кубической формы с длиной ребра D равна $A = kD^3$. При измельчении материала массой m и плотностью ρ в кусках крупностью $D_{св}$ методика определения работы разрушения аналогична рассмотренной ранее в теории Риттингера. Следовательно, $A = kD_{св}^3 m / (\rho D_{св}^3) = km / \rho = kV$.

Ввиду того что k/ρ для данного материала является величиной постоянной,

$$A = k_1 m.$$

Общим недостатком рассмотренных теорий является то, что каждая из них учитывает лишь часть затрачиваемой в процессе измельчения энергии: первая — на непосредственное образование но-

вых поверхностей, возникающих за пределом упругости (пластичности); вторая — на упругую деформацию измельчаемого материала. Поэтому в последующем было распространено мнение, что каждая из гипотез справедлива для различных стадий измельчения: теория Риттингера не учитывает затрат энергии на упругую деформацию материала и поэтому справедлива для процесса помола, где происходит интенсивное образование новых поверхностей; наоборот, теория Кирпичева — Кика предполагает, что основная часть работы измельчения затрачивается на упругую деформацию материала, происходящую при дроблении.

Эти теории дополняют друг друга, так как в реальном процессе измельчения горных пород одновременно происходят процессы деформации материала и образования новых поверхностей. В 1940 г. П. А. Ребиндер предложил формулу расхода энергии при измельчении материала, которая объединяет рассмотренные выше теории:

$$A = k_1 \Delta V + k_2 \Delta S,$$

где k_2 и k_1 — коэффициенты пропорциональности; ΔV — объем деформированного материала; ΔS — вновь образованная поверхность. Недостатком данной формулы является отсутствие методики определения коэффициентов.

В 1951 г. Ф. Бонд выдвинул гипотезу процесса измельчения, в которой математически объединил теорию Риттингера и Кирпичева — Кика. Теория Ф. Бонда была представлена А.К.Рундквистом в виде следующей зависимости:

$$A = k_p i^{n-1} m / D_{cp}^{n-1}.$$

Подставляя в эту зависимость значения n , равные 2; 1,5 и 1, можно получить выражения законов Риттингера, Бонда и Кирпичева — Кика соответственно.

Анализируя рассмотренные гипотезы, следует отметить, что

ни одна из них не является универсальной: одни учитывают расход энергии на преодоление упругих деформаций в материале (гипотеза Кирпичева — Кика), другие увязывают расход энергии с конечными результатами процесса — степенью измельчения (гипотезы Риттинге-ра и Бонда). Условностью рассмотренных гипотез является исследование процесса разрушения тел правильной геометрической формы под действием равномерно распределенных сжимающих нагрузок. Однако, как показывают многочисленные исследования процесса измельчения, в дробильно-помольных машинах разрушение материала происходит под действием сосредоточенных нагрузок, что значительно меняет ход процесса. В связи с этим непосредственное использование гипотез измельчения для технико-экономического и конструктивного расчета дробильно-помольных машин весьма затруднено и требует введения поправочных коэффициентов, получаемых, как правило, экспериментально.

2.3. Классификация машин и оборудования для измельчения материалов

Измельчение горных пород может производиться механическим, физическим и химическим способами. Наиболее распространен механический способ, при котором материал разрушается в машине под воздействием движущегося рабочего органа. На материал могут действовать нагрузки от раздавливания, излома, удара, раскалывания и истирания. При раздавливании происходит сжатие материала между двумя плоскими дробящими органами (рис. 2.3,а); при ударе — столкновение материала с дробящим органом (рис. 2.3,б); при раскалывании — сжатие материала между расположенными напротив друг друга острыми гранями дробящих органов (рис. 2.3,в); при разламывании — сжатие материала между расположенными в шахматном по-

рядке острыми гранями дробящих органов (рис. 2.3,г); при истирании — трение разрушаемого материала о дробящий орган (рис. 2.3,д).

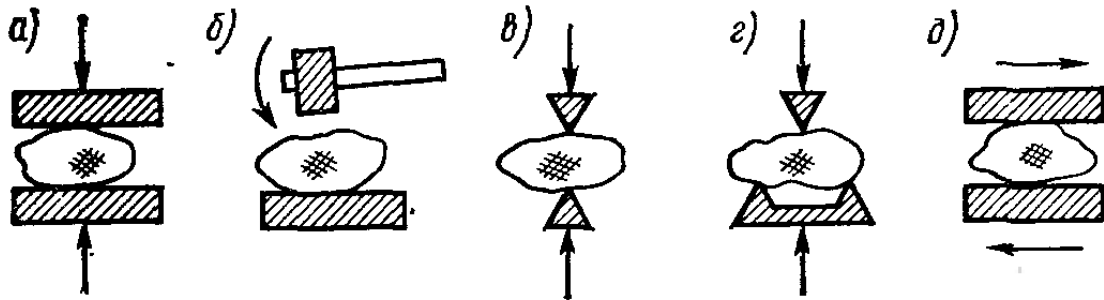


Рис. 2.3. Схемы воздействия внешних нагрузок на измельчаемый материал

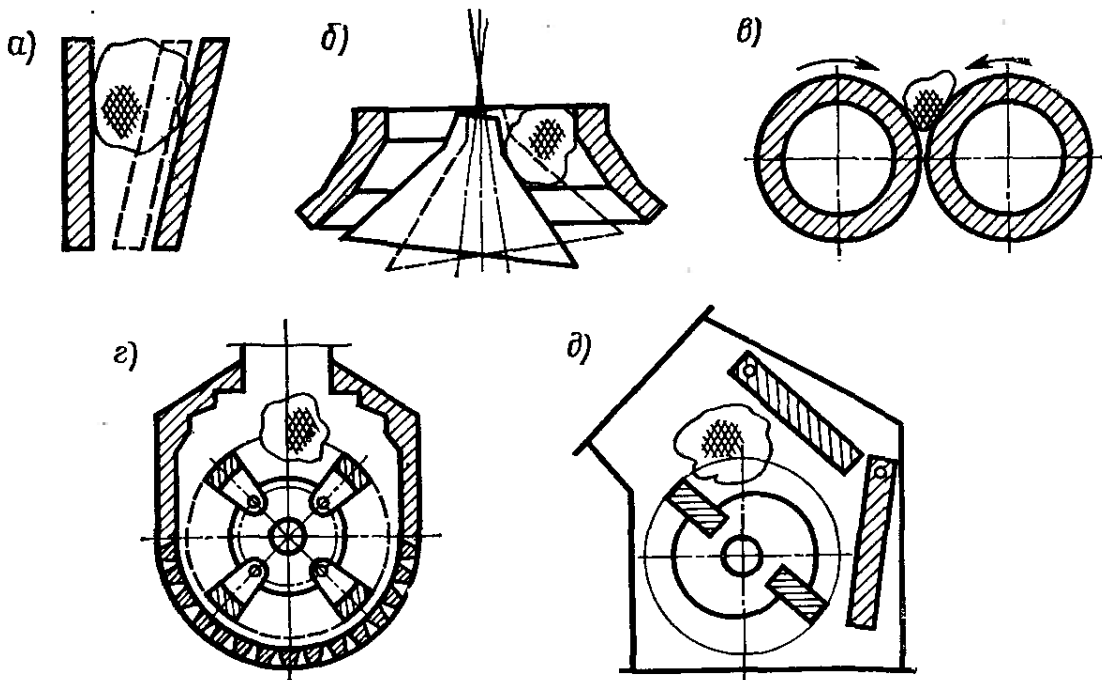


Рис. 2.4 Схемы дробилок

В реальных условиях эти нагрузки действуют на материал в различных сочетаниях.

Измельчение механическим способом производится в дробилках и мельницах в зависимости от крупности исходного материала. Дробилки

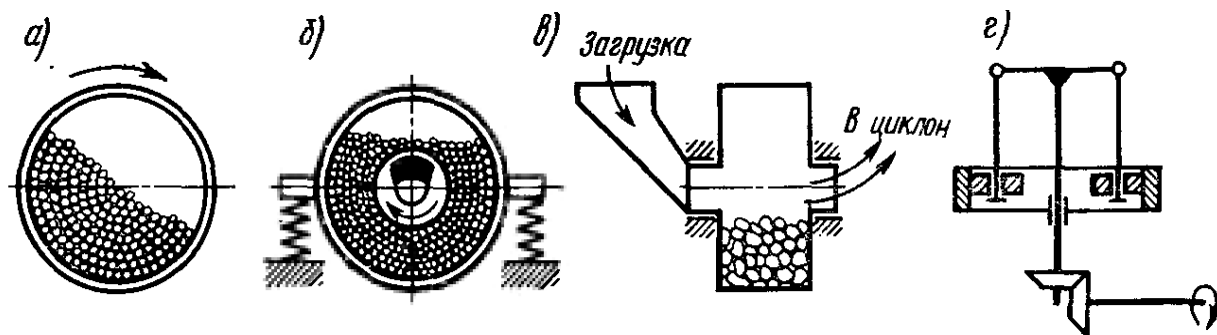


Рис.2.5 Схемы мельниц:

а – барабанная, вращающаяся с мелющими телами; б – тоже, вибрационная; в – барабанная, вращающаяся с самоизмельчение частиц о стенке барабана; г – роликотаятниковая

Измельчение механическим способом производится в дробилках и мельницах в зависимости от крупности исходного материала. Дробилки классифицируются по конструкции и принципу действия на следующие типы: щековые (рис. 2.4, а), в которых дробление материала происходит между двумя щеками под действием раздавливающих, раскалывающих и истирающих нагрузок; конусные (рис. 2.4, б), в которых материал дробится между двумя коническими поверхностями, одна из которых совершает круговые колебательные движения эксцентрично по отношению к другой под действием раздавливающих, изламывающих и истирающих нагрузок; валковые (рис. 2.4, в), в которых материал дробится между вращающимися навстречу друг другу валками под действием раздавливающих и истирающих нагрузок; ударного действия, которые подразделяются на две группы: молотковые (рис. 2.4, г) и роторные (рис. 2.4, д). В первых материал дробится под ударами шарнирно подвешенных молотков, а также истиранием о стенки корпуса и колосниковую решетку. В роторных дробилках материал дробится под ударами биллов, жестко закрепленных на роторе, при ударе кусков об отбойные плиты, а также при соударении кусков.

Помольное оборудование (мельницы) по конструкции и принципу действия классифицируются на следующие виды: барабанные (рис. 2.5,а...в), в которых материал измельчается внутри вращающегося или вибрирующего барабана с помощью мелющих тел (шары, стержни, ролики) или при соударении частиц материала между собой под действием ударных и истирающих нагрузок, с повышенной скоростью движения рабочих органов (рис. 2.5,г) — среднеходовые шаровые, валковые и роликотятниковые, в которых измельчение материала происходит между рабочим органом мельницы и каким-либо основанием путем раздавливания и частичного истирания.

3. Щековые дробилки

3.1. Классификация и область применения

Щековые дробилки применяются для крупного и среднего дробления пород высокой и средней прочности ($\sigma_{в} \leq 250$ МПа). Рабочий процесс щековых дробилок происходит в камере дробления - замкнутом пространстве, образованном подвижной и неподвижной щеками. Разрушение кусков материала осуществляется при сближении подвижной и неподвижной щек (рабочий ход); продвижение кусков по высоте камеры дробления и выход раздробленного материала из нее происходят при отходе подвижной щеки от неподвижной (холостой ход). Следовательно, щековые дробилки являются машинами циклического действия, у которых цикл соответствует одному обороту приводного вала.

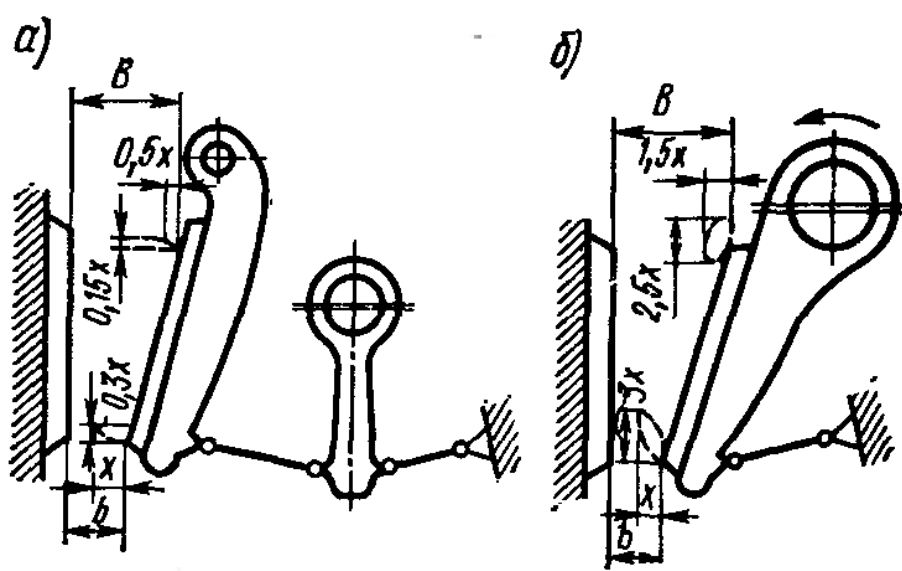


Рис.3.1 Кинематические схемы щековых дробилок

В зависимости от кинематической схемы щековые дробилки подразделяются на две основные группы: с простым (рис. 3.1,а) и сложным (рис.3.1,б) движением подвижной щеки. У дробилок с про-

стым качанием щеки вращательное движение эксцентрикового приводного вала преобразуется с помощью шатуна и распорных плит в качательное движение подвижной щеки, подвешенной на неподвижной оси; при этом траектории точек подвижной щеки представляют собой дуги окружностей с центром в точке подвеса. У дробилок со сложным качанием щеки последняя подвешена непосредственно на эксцентриковом приводном валу, а в нижней части шарнирно соединена с распорной плитой, что обеспечивает точкам ее поверхности движение по замкнутым траекториям. В верхней части камеры дробления траектории представляют собой эллипсы, близкие по форме к окружности; в нижней части — вытянутые эллипсы. Для сравнения кинематических особенностей обоих типов щековых дробилок рассмотрим составляющие хода подвижных щек в горизонтальном и вертикальном направлениях. За базу отсчета принята величина проекции хода нижней части подвижной щеки в направлении, перпендикулярном неподвижной щеке — x .

У дробилок с простым качанием щеки вертикальные составляющие хода подвижной щеки весьма малы и составляют $(0,3 \dots 0,15) x$, что обеспечивает ее малый износ и длительный срок эксплуатации. В то же время горизонтальная составляющая хода подвижной щеки в верхней части невелика $(0,5 x)$, что ухудшает условия разрушения крупных кусков материала и снижает производительность дробилки. В дробилках со сложным качанием вертикальное перемещение щеки велико $(2,5 \dots 3) x$, что приводит к быстрому износу рабочих органов и невозможности дробления абразивных и высокопрочных материалов. В то же время наличие большого хода сжатия в верхней части камеры дробления позволяет разрушать, в этих машинах крупные куски материала.

К достоинствам дробилок с простым качанием щеки следует отнести также значительный выигрыш в силе при дроблении кусков

больших размеров и высокой прочности и рациональное распределение действующих усилий в элементах машины. Недостатками этого типа дробилок являются значительные металлоемкость, энергоемкость, габариты машины, отсутствие побуждающего действия при разгрузке материала, громоздкость конструкции. Дробилки со сложным качанием щеки более компактны, обладают меньшей массой и мощностью приводного двигателя, высокой уравновешенностью подвижных частей, большей производительностью, однако узел эксцентрикового вала работает в тяжелых условиях и требует сложного конструктивного решения. У этих машин наблюдается повышенный износ дробящей плиты.

Общим недостатком щековых дробилок является их цикличность работы, что вызывает пульсирующие нагрузки на двигатель и требует установки уравновешивающих устройств (маховиков). Кроме того, качательные движения деталей машин, обладающих значительной массой, вызывают динамические нагрузки в узлах машины и в фундаменте.

Основным параметром щековых дробилок являются размеры приемного отверстия (горизонтальное сечение камеры дробления в самой широкой верхней части): ширина B и длина L . Другим важным параметром этих дробилок является ширина выходного отверстия b , определяемая как наименьшее расстояние между дробящими плитами в камере дробления при максимальном отходе подвижной щеки. Этот параметр - переменный: значение b можно регулировать специальным устройством для изменения крупности продукта или в случае износа дробящих плит.

3.2. Конструкции дробилок с простым качанием щеки

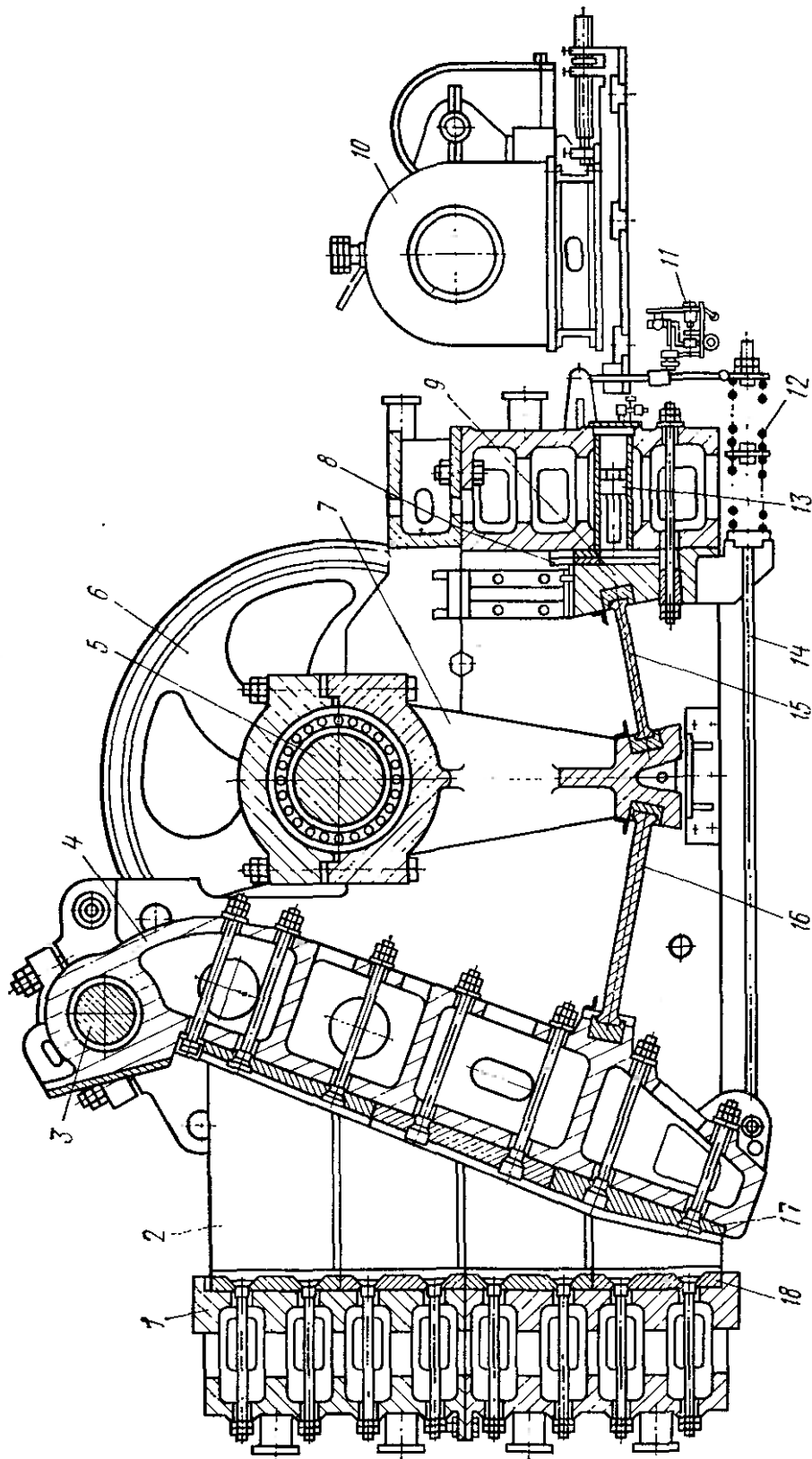


Рис. 3.2 Дробилка с простым качанием щеки

Дробилка с простым качанием щеки (рис. 3.2) состоит из станины 1, подвижной щеки 4, распорных плит 16 и 15, шатуна 7, приводного эксцентрикового вала 5, шкива 6, привода 10 (основного и вспомогательного), узлов жидкой и густой смазки. Станина является ограждающим элементом дробилки, воспринимающим возникающие при работе усилия и обеспечивающим жесткость конструкции. Станина образуется передней, задней и двумя боковыми стенками.

Передняя и задняя стенки имеют коробчатую форму, боковые — ребристую. Станины выполняются цельными и составными. Цельные станины изготавливаются в виде отливки или цельносварной конструкции. Составные станины состоят из двух-трех частей, имеющих горизонтальный разъем и соединенных болтами. Такие станины более удобны при транспортировке и монтаже. На станине монтируются основные узлы дробилки. Камера дробления образуется неподвижной и подвижной щеками и боковыми стенками станины, которые футеруются сменными износостойчивыми плитами 2. Форма камеры дробления оказывает существенное влияние на процесс измельчения. При криволинейной форме нижней части камеры производительность машины увеличивается за счет более равномерного прохождения материала от приемного отверстия до выходной щели; одновременно повышается срок службы дробящих плит.

Основной рабочий орган дробилки — подвижная щека — представляет собой отливку коробчатой формы. В верхней части щека подвешена на оси 3, а в нижней — имеются паз для установки передней распорной плиты 16 и прилив для крепления тяги 14 замыкающего устройства. Щека футеруется сменными дробящими плитами 17 с рифленной рабочей поверхностью. В крупных дробилках плиты — составные и крепятся к щекам болтами с потайной головкой. Дробящие плиты изготавливаются из высокомарганцовистой стали, способной к упрочнению в

холодном состоянии в результате наклепа. Такими же дробящими плитами 18 футеруется неподвижная щека. Движение подвижной щеки осуществляется от приводного вала через шатун 7 и распорные плиты. Приводной вал размещен в коренных подшипниках, закрепленных в выемках боковых стенок станины. На центральной (эксцентриковой) части вала подвешен шатун, преобразующий вращательное движение вала в возвратно-поступательное. В крупных дробилках шатун состоит из головки и корпуса, стягиваемых болтами при сборке с главным валом. В нижней части шатуна размещены пазы с вкладышами для установки передней 16 и задней 15 распорных плит. Приводной вал и шатун установлены в специальных подшипниках качения, выдерживающих значительные динамические нагрузки. Распорные плиты соединяют шатун с подвижной щекой и задней стенкой станины. При движении шатуна концы распорных плит совершают колебательное движение: при движении шатуна вверх угол между плитами увеличивается и они раздвигаются, перемещая подвижную щеку к неподвижной — происходит рабочий ход; при движении вниз расстояние между концами плит уменьшается и подвижная щека отходит от неподвижной — совершается холостой ход. Отходу подвижной щеки способствуют пружины 12, наде-тые на тягу 14.

Цикличность работы щековой дробилки (наличие рабочего и холостого ходов) вызывает неравномерную нагрузку на двигатель и неравномерную частоту вращения приводного вала. Для выравнивания этих параметров на концах вала установлены массивные детали вращения — маховики, один из которых одновременно выполняет функцию ведомого шкива в ременной передаче привода. Маховики установлены на подшипниках скольжения и аккумулируют энергию во время холостого хода щеки, отдавая ее при рабочем ходе. С эксцентриковым валом маховики связаны фрикционными муфтами, играющими роль

предохранительных устройств. Ширина выходной щели дробилки регулируется путем изменения расстояния между задней стенкой станины и упором 9 с помощью прокладок 8. Отжим упора производится гидродомкратом 13, смонтированным в задней стенке дробилки и работающим от передвижной насосной станции 11.

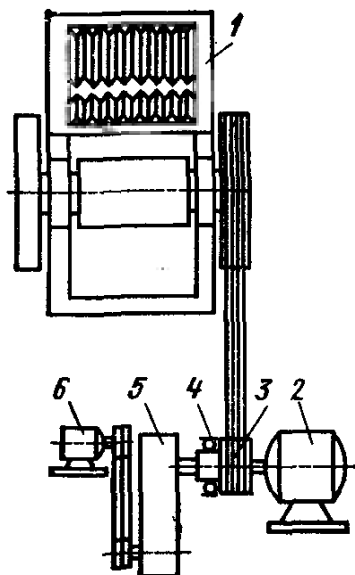


Рис. 3.3. Схема привода крупной щековой дробилки

Крупные дробилки с простым качанием щеки имеют два привода — главный и вспомогательный. Главный привод, состоящий из электродвигателя 2 (рис. 3.3), упругой муфты и ведущего шкива 3 клиноременной передачи, используется для запуска дробилки на холостом ходу и при ее длительной работе. Вспомогательный привод, состоящий из электродвигателя 6 малой мощности (7 ... 14 кВт), редуктора 5 с большим передаточным числом и обгонной муфты 4, обеспечивает пуск дробилки 1 под завалом. Вспомогательный привод «трогает с места» механизм дробилки. Когда частота вращения вала главного электродвигателя превысит частоту вращения ведомого вала редуктора, вспомогательный привод с помощью муфты 4 автоматиче-

ски отключается. Наличие вспомогательного привода позволяет значительно снизить мощность главного электродвигателя, что улучшает технико-эксплуатационные показатели машины.

На дробилках устанавливаются две станции смазки: жидкой — для непрерывной смазки коренных и шатунных подшипников эксцентрикового вала и густой — для периодической смазки втулки оси подвижной щеки и опор распорных плит.

Дробилки с простым качанием щеки предназначены для первичного дробления прочных и особо прочных пород при большой крупности исходного материала и применяются на стационарных дробильно-сортировочных предприятиях большой мощности.

3.3. Конструкции дробилок со сложным качанием щеки

Дробилка со сложным качанием щеки (рис. 3.4) имеет цельносварную станину, ее боковые стенки выполнены из стального листа и сварены с передней стенкой 1 коробчатого сечения и задней стенкой 6. Подвижная щека 3, выполненная в виде стальной отливки, установлена в двухрядных сферических подшипниках на эксцентриковом приводном валу 4, от которого получает движение. Вращение вала 4 осуществляется шкивом-маховиком 5 от электродвигателя с помощью клиноременной передачи. В нижней части щеки имеются паз, куда вставляется упор распорной плиты 9, и выступ для установки тяги 8 замыкающего устройства, в состав которого входит также пружина 7. Подвижная и неподвижная щеки футеруются дробящими плитами 10 и 11. Боковые стенки камеры дробления оснащены футеровкой 12. Для предотвращения вылета кусков материала из камеры дробления под приемным отверстием дробилки установлен защитный кожух 2.

Регулировка ширины выходной щели производится клиновым механизмом, расположенным в задней балке станины и состоящим из ползуна 1 (рис. 3.5), двух клиньев 2, упирающихся скосами на ползун, вала 5 с левой и правой резьбой, привода — электродвигателя 3 и

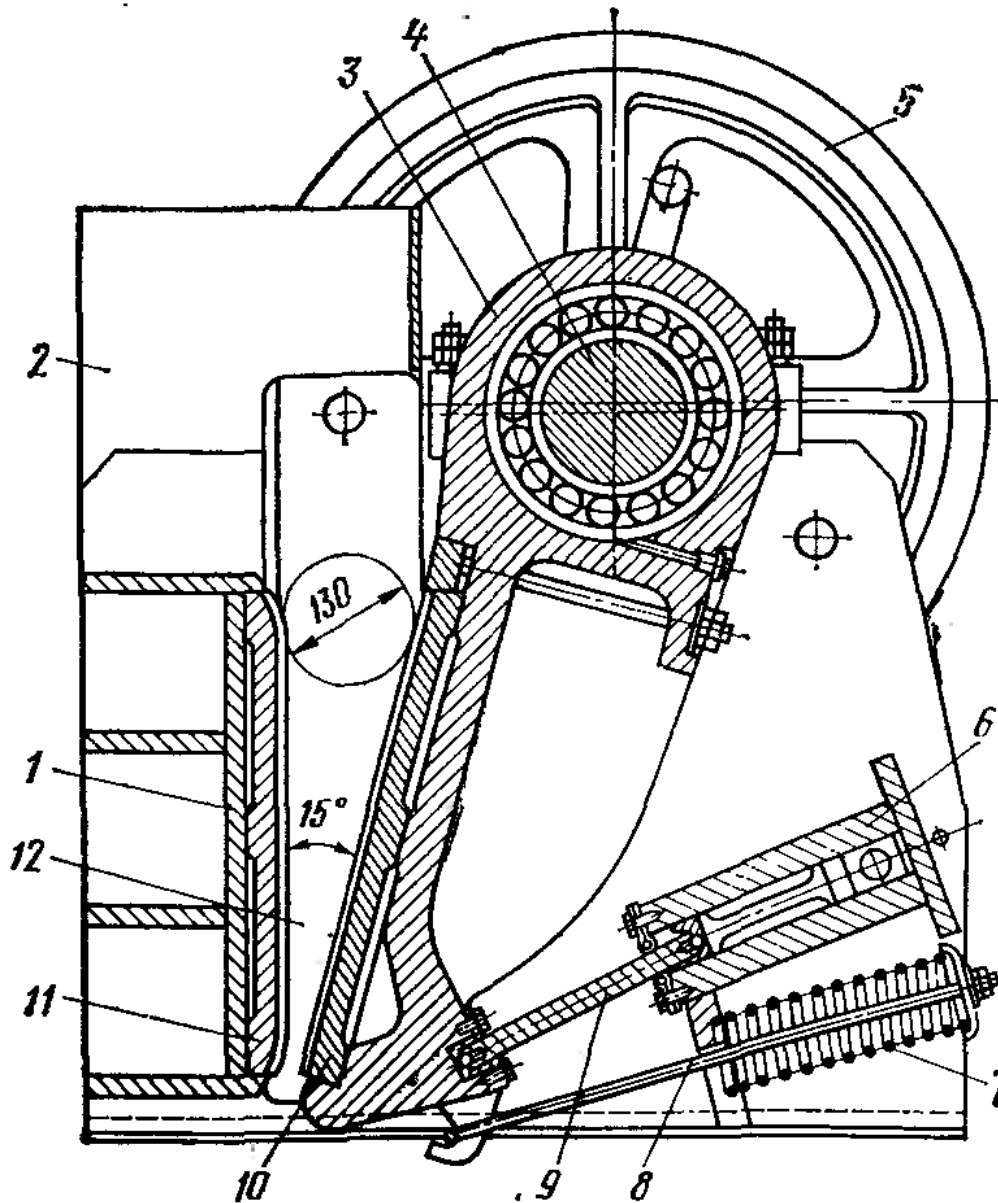


Рис. 3.4. Дробилка со сложным качанием щеки

червячного редуктора 4. На противоположном конце вала закреплен храповой рычаг 6 ручного привода. При вращении вала в одну или другую сторону клинья будут сходиться или расходиться, перемещая ползун, который упирается в распорную плиту. Соответственно раз-

мер выходной щели будет уменьшаться или увеличиваться. Этот механизм может также использоваться для отвода щеки при попадании в машину недробимого предмета.

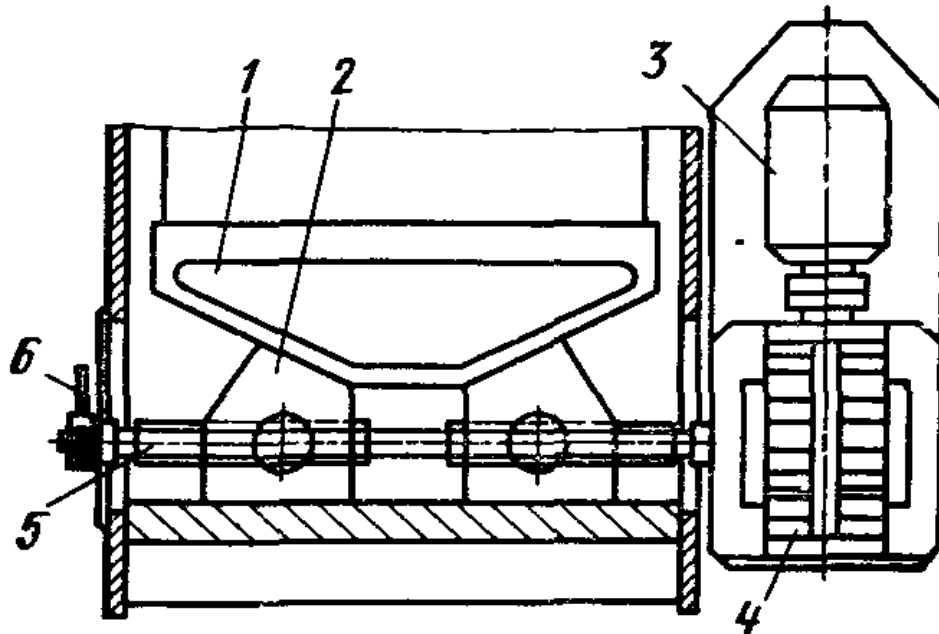


Рис. 3.5 Механизм регулирования ширины выходной щели

Предохранительными элементами в дробилках со сложным качанием щеки могут быть распорная плита (разрушающийся предохранитель) или рычажно-пружинный механизм, встроенный в шкив-маховик (неразрушающийся предохранитель). В последнем случае шкив-маховик свободно посажен на приводной вал 9 (рис. 3.6) дробилки. На ободе маховика 4 расположен упор 5, в паз которого входит ролик 6 рычага 7, шарнирно укрепленного на водиле 8. Водило жестко соединено с приводным валом. В направляющих рычага размещен ползун 2, который, с одной стороны, упирается в пружину 3, а с другой — через распорное звено 1 присоединен к водилу. При работе дробилки без перегрузок механизм благодаря соответствующей натяжке пружины жестко фиксирует шкив-маховик по отношению к приводному валу. При возникновении в машине перегрузок ролик

выжимается из паза упора и, преодолевая сопротивление пружины, поворачивает рычаг и распорное звено относительно водила на некоторый угол, а пружина фиксирует их в этом положении. Шкив-маховик отсоединяется от водила и свободно вращается на валу. В этот момент срабатывает конечный выключатель, и отключается электродвигатель дробилки.

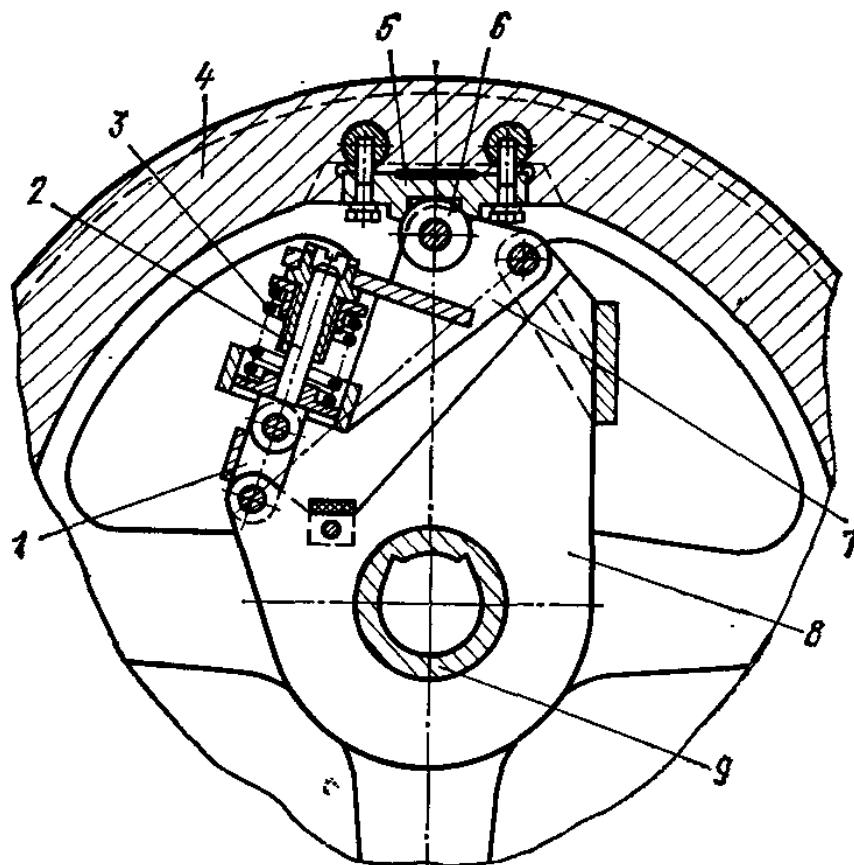


Рис. 2.6 Предохранительное устройство

Равномерность вращения приводного вала дробилок со сложным качанием щеки обеспечивается установкой маховиков, один из которых одновременно является шкивом. На небольших дробилках вместо двух маховиков устанавливается один с увеличенным маховым моментом. В этом случае для обеспечения динамической балансировки машины на противоположном конце вала закреплен проти-

вовес. Дробилки со сложным качанием щеки применяются в основном для среднего дробления горных пород на передвижных дробильно-сортировочных установках и заводах небольшой мощности.

3.4. Расчет основных параметров режима работы дробилок

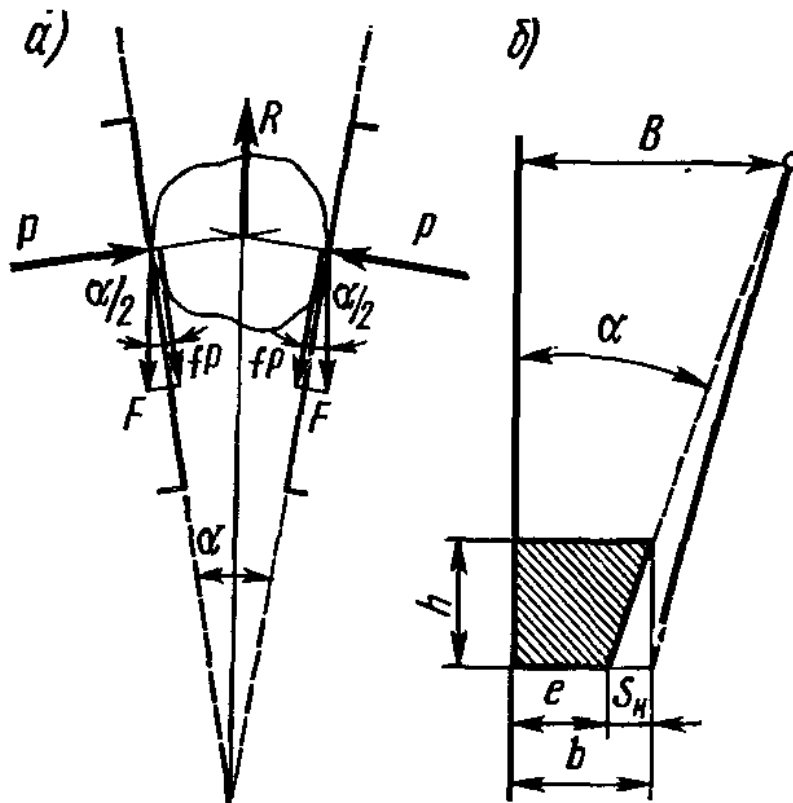


Рис. 3.7. Схемы к расчету угла захвата (а), частоты вращения приводного вала и производительности щековой дробилки (б)

К параметрам, характеризующим рабочий процесс щековых дробилок и эффективность их работы, относятся угол захвата, ход подвижной щеки, оптимальная частота вращения приводного вала, производительность и мощность привода машины.

Углом захвата α щековых дробилок называется угол между

неподвижной и подвижной щеками. Величина угла захвата оказывает влияние на интенсивность процесса измельчения материала: чрезмерные значения α приводят к снижению производительности дробилки, а недостаточные — к снижению степени измельчения материала. Для определения оптимального значения α рассмотрим силы, действующие на кусок материала в дробящем пространстве (рис. 3.7,а): силы P , действующие на кусок со стороны дробящих щек, и силы трения fP . Равнодействующая усилий сжатия P стремится вытолкнуть кусок из дробящего пространства, а силы трения fP препятствуют этому (f — коэффициент трения скольжения между дробящей плитой и куском). Предельным значением α является такой угол, при котором кусок будет дробиться, не выталкиваясь (массой куска пренебрегаем из-за ее малости по сравнению с силами P), т. е. $R \leq \sum F$. Сила $R = 2P \sin \alpha/2$, а $\sum F = 2fP \cos \alpha/2$. Следовательно, условием равновесия куска при предельном α является выражение $2P \sin \alpha/2 \leq 2fP \cos \alpha/2$. Преобразуя выражение, получим $\sin \alpha/2 \leq f \cos \alpha/2$ или $f \geq \tan \alpha/2$.

Коэффициент трения скольжения можно выразить через угол трения φ , тогда, окончательно, получаем условие дробления: $\alpha \leq 2\varphi$.

Коэффициент трения скольжения камня по металлу равен 0,3, что соответствует углу $16^\circ 40'$. Отсюда угол захвата щековых дробилок может достигать 33° , однако в реальных условиях это значение значительно ниже ($19 \dots 24^\circ$) ввиду неправильной формы кусков материала и динамического характера приложения нагрузки.

Ход подвижной щеки (мм) должен быть больше значения линейной деформации куска материала, необходимой для его разрушения, т. е. $S > eD$, где $e = \sigma_{сж} / E$ — относительное сжатие куска; D — диаметр куска. В реальных условиях, когда куски материала имеют неправильную форму с многочисленными уступами, для их разрушения требуется значительно больший S . Следовательно, пользуясь эмпирическими форму-

лами, получим: для дробилок с простым качанием щеки $S_B=(0,01 \dots 0,03)B$, $S_H = 8+0,26B$; для дробилок со сложным качанием щеки $S_B = (0,06 \dots 0,03)B$, $S_H=7+0,1b$, где S_B и S_H — ход сжатия в верхней и нижней точках камеры дробления; B и b — размеры загрузочного отверстия и выходной щели, мм.

Оптимальная частота вращения приводного вала (об/с) определяется из условия обеспечения наибольшей производительности дробилки. Если предположить, что материал выпадает из машины под действием силы тяжести при отходе подвижной щеки от неподвижной, то частота вращения приводного вала должна быть такой, что за время t_1 отхода щеки раздробленный материал, находящийся на высоте h (рис. 3.7,б) от выходной щели, должен выпасть из машины (высота h соответствует уровню, при котором ширина камеры дробления равна ширине разгрузочной щели b во время наибольшего отхода подвижной щеки S_H).

При частоте вращения вала дробилки меньше оптимальной число кусков выпадаемого материала в единицу времени уменьшится и, следовательно, снизится производительность дробилки. То же произойдет и при чрезмерной частоте вращения, когда время выпадения материала будет уменьшено. Следовательно, при оптимальной частоте вращения приводного вала время t_1 отхода подвижной щеки должно быть равным времени t_2 выпадения материала под действием силы тяжести с высоты h , т. е. $t_1 = t_2$. Время отхода щеки принимаем равным половине оборота вала, тогда при частоте вращения вала n (об/с) $t_1=1/(2n)$. Из рис. 3.7,б следует, что $h=S_H/tga$. Это же значение h из условия свободного падения куска равно $h=gt^2/2$, где g — ускорение свободного падения. Приравняв значения h , получим $S_H/tga = gt^2/2$, откуда $t_2=(2S_H/gtga)^{1/2}$. Следовательно, из условия $t_1 = t_2$ получим $1/(2n) = (2S_H/(gtga))$, откуда оптимальная частота вращения приводного вала

$$n=1/2(gtga)/(2S_H).$$

Производительность щековых дробилок ($\text{м}^3/\text{с}$) рассчитывается из предположения, что выгрузка материала из машины происходит только при отходе подвижной щеки. За это время выпадает готовый продукт объемом V (м^3), заключенный в призме трапецеидального сечения (на рис. 2.7,6 — заштрихованный участок). Производительность дробилки $\Pi=\mu Vn$, где μ — коэффициент разрыхления материала в объеме V ($\mu=0,4 \dots 0,75$); n — частота вращения, об/с.

Окончательно

$$\Pi = \mu n L S_H (e+b)/(2tga),$$

где L — ширина камеры дробления..

Мощность приводного электродвигателя (кВт) определяется по формуле, выведенной на основе теории Кирпичева — Кика:

$$N = \sigma_v n L (D^2 - d^2) / 10^3 E,$$

где σ_v — предел прочности разрушаемого материала на сжатие, Па; n — частота вращения приводного вала, об/с; D — крупность загружаемых кусков, м; d — крупность готового продукта, м; E — модуль упругости разрушаемого материала, Па.

3.5. Расчет нагрузок в элементах конструкции щековых дробилок

Прочностный расчет щековых дробилок сводится к определению действующих в деталях машины напряжений и сравнению их с допускаемыми напряжениями для материала этих деталей.

При расчете на прочность необходимо определить действующие в элементах машины нагрузки (величину, направление и характер действия) на основании известной мощности электродвигателя

привода дробилки или известного усилия дробления (суммарной нагрузки на дробящую плиту). У большинства строительных машин (в том числе и у щековых дробилок) усилия, действующие в деталях машин, изменяются по величине, что влечет за собой возникновение переменных во времени напряжений. Известно, что в условиях многократного действия переменных напряжений детали машин разрушаются при напряжениях, меньших не только предела прочности их материала (σ_B), но и часто меньших предела текучести (σ_T).

Таблица 3.1

Определение пределов выносливости для симметричного и пульсирующего циклов нагружения

Материал	Вид деформации	Предел выносливости для циклов	
		симметричного	пульсирующего
Сталь углеродистая 4-2014	Изгиб Растяжение-сжатие Кручение	$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$ $\sigma_{-1,p} = 0,3\sigma_B$ $\tau_1 = 0,25\sigma_B$	$\sigma_0 = 0,65\sigma_B$ $\sigma_{0,p} = 0,45\sigma_B$ $\tau_{0,k} = 0,35\tau_B$
Сталь легированная	Изгиб Растяжение-сжатие Кручение	$\sigma_{-1} = 0,5\sigma_B$ $\sigma_{-1,p} = 0,3\sigma_B$ $\tau_{-1,k} = 0,3\sigma_B$	$\sigma_0 = 0,85\sigma_B$ $\sigma_{0,p} = 0,45\sigma_B$ $\tau_{0,k} = 0,45\sigma_B$
Чугун серый	Изгиб Растяжение-сжатие Кручение	$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B$ $\sigma_{-1,p} = 0,25\sigma_B$ $\tau_{-1} = 0,35\sigma_B$	$\sigma_0 = 0,65\sigma_B$ $\sigma_{0,сж} = 0,55\sigma_B$ $\tau_{0,k} = 0,5\sigma_B$

Свойство металлов разрушаться под действием переменных напряжений через определенный промежуток времени называют *усталостью металлов*, а предельное напряжение, которое деталь выдерживает без разрушения заданное число циклов, — *пределом выносливости*. Величина предела выносливости для каждой марки металла определяется путем непосредственных испытаний образцов

этих металлов на выносливость или по эмпирическим зависимостям. В табл. 3.1 приведены зависимости, по которым определяют пределы выносливости для симметричного и пульсирующего циклов.

Одним из методов определения коэффициента запаса является метод частных коэффициентов. Сущность его заключается в том, что коэффициент запаса определяют как произведение ряда коэффициентов:

$$n = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5,$$

где K_1 — коэффициент, учитывающий отношение σ_T/σ_e материала детали:

σ_T/σ_B	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K_1	1,12	1,2	1,28	1,36	1,4

K_2 — коэффициент, учитывающий точность расчета. При высокой точности расчета $K_2=1$. Если расчет приводит к заведомо заниженным напряжениям, то $K_2>1$ и в этом случае можно рекомендовать $K_2 = 1,1 \dots 1,2$;

Таблица 3.2

Определение значений коэффициента динамики

Машина	Характер работы	Значение K_d
Токарные станки, вентиляторы	С наибольшими толчками малой частоты и малой вибрацией	1,05
Поршневые машины	С толчками большой частоты и вибрацией	1,08
Компрессоры, продольно-строгальные станки	Со значительными толчками и ударами	1,12
Лесопильные рамы	С резко меняющейся, неравномерной нагрузкой	1,17
Прокатные станы, землеройные машины, дробилки	С резкими толчками и ударами	1,25

K_3 — коэффициент, учитывающий динамику нагрузки (табл. 3.2);

K_4 — коэффициент концентрации напряжений [];

K_5 — коэффициент, учитывающий работу деталей в условиях высоких температур [].

Для инженерных расчетов деталей из чугуна и легких сплавов рекомендуется принимать $n = 3 \dots 3.5$.

Расчет шатуна. При движении шатуна от точки А к точке А' (по часовой стрелке) (рис. 2.8, а) в нем возникает растягивающее усилие P_t , изменяющееся по линейному закону от 0 до P_{max} . Исходным параметром для определения P_t является мощность приводного двигателя. При этом работа, совершаемая электродвигателем за один оборот приводного вала, должна равняться работе, совершаемой за это же время шатуном. Среднее значение усилия P_t за один оборот вала

$$P_{cp} = (0 + P_{max}) / 2 = P_{max} / 2.$$

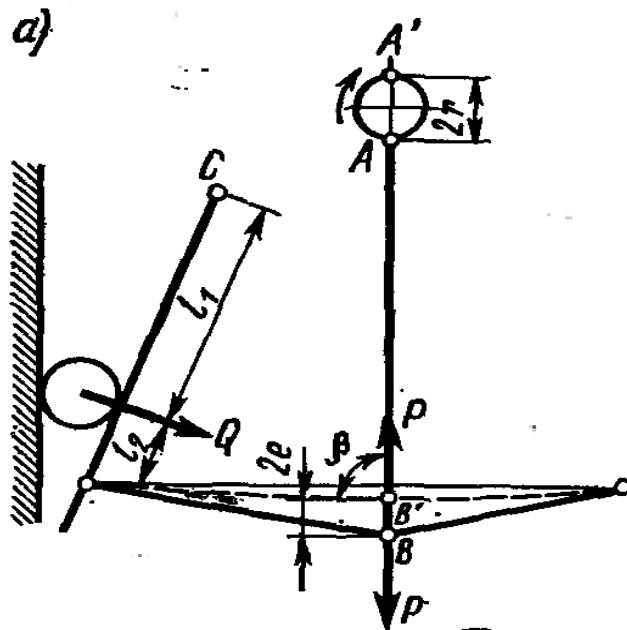


Рис. 3.8,а. Общая схема к прочностному расчету дробилки с простым качанием щеки

Следовательно,

$$A=N/\omega=P_{cp}2r=P_{max}r,$$

где N — мощность двигателя, Вт; ω —угловая скорость приводного вала, рад/с; r — эксцентриситет приводного вала, м; P_{max} — наибольшее усилие в шатуне за один оборот приводного вала, Н.

Учитывая возможные перегрузки и динамику процесса измельчения, вводится коэффициент превышения номинальной нагрузки, равный 1,5, т. е. $P_{расч}=1,5P_{max}$.

Напряжение в шатуне от действия растягивающих нагрузок (МПа)

$$\sigma=P_{расч}/S\leq[\sigma]_p$$

где S — площадь поперечного сечения шатуна, м²; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение материала шатуна на растяжение, МПа.

Кроме растягивающих усилий при движении шатуна от его качания возникают инерционные силы, вызывающие изгибающие усилия. Для их определения применяется упрощенный метод расчета со следующими допущениями: 1) масса шатуна распределена равномерно по его длине; 2) наибольшее значение изгибающих нагрузок в шатуне возникает при расположении его перпендикулярно эксцентриковой части приводного вала; 3) значения ускорений точек шатуна изменяются вдоль длины по линейному закону. При этих допущениях расчет шатуна сводится к расчету двухопорной балки, нагруженной распределенной нагрузкой (рис. 3.8, б).

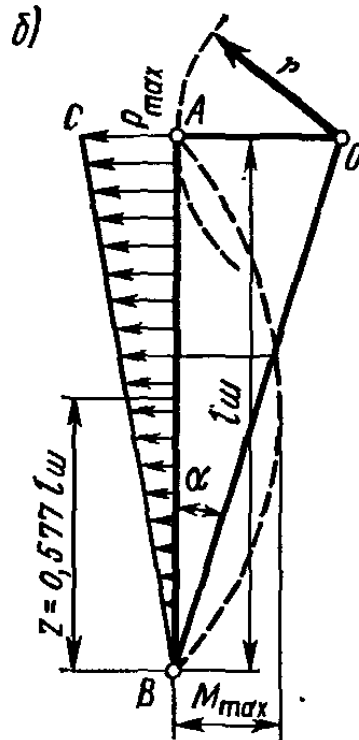


Рис. 3.8,б. Схема инерционных сил, действующих на шатун

Угловое ускорение точки A шатуна $j_A = r\omega^2$, а сила инерции в этой точке $P_{i,A} = m_l r\omega^2 = Gr\omega^2 / gl_{ш}$, где m_l — единичная масса шатуна, т. е. масса, приходящаяся на единицу его длины, кг/м; G — сила тяжести шатуна, Н; $l_{ш}$ — длина шатуна, м; ω — угловая скорость шатуна, рад/с.

Равнодействующая сил инерции (Н) $R_i = P_{i,A} l_{ш} / 2 = G / (2gr\omega^2)$. При инерционной нагрузке, распределенной по закону треугольника, наибольший изгибающий момент M_{max} (Н·м) будет в сечении, отстоящем от точки B на расстоянии $z = 0,577 l_{ш}$:

$$M_{max} = 0,128 R_i l_{ш}.$$

Подставляя в эту формулу значение R_i , получим

$$M_{max} = 0,064 (G/g) \cdot r\omega^2.$$

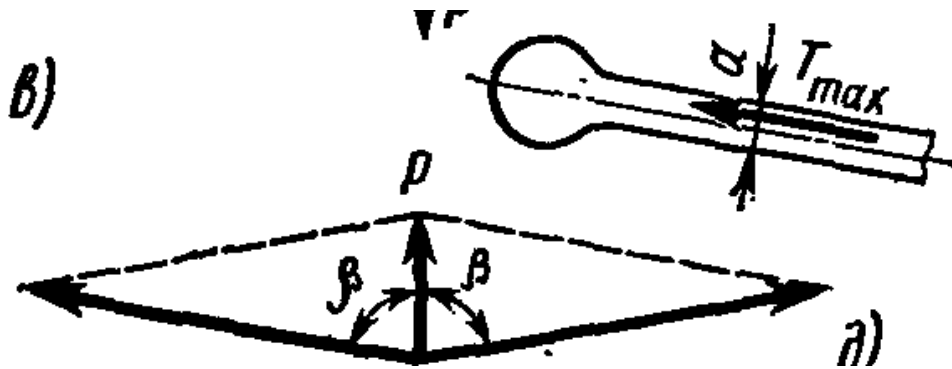


Рис. 3.8, в. Силы, действующие в распорных плитах

Суммарное напряжение, возникающее в опасном сечении шатуна (МПа),

$$\sigma = P_{\text{расч}}/S + (-)M_{\text{max}}/W,$$

где W — момент сопротивления поперечного сечения шатуна, м^3 .

Расчет распорных плит производится по наибольшему значению сжимающего усилия T_{max} и изгибающему моменту M , возникающему от внецентренного приложения этой силы (рис. 3.8,в) при изменении положения опорных поверхностей сухарей или при износе распорных плит и сухарей. Сила (Н), возникающая в распорной плите при расположении шатуна в точке A' (рис. 3.8,а),

$$T_{\text{max}} = P_{\text{max}} / (2 \cos \beta),$$

где β — угол между шатуном и распорной плитой ($\beta = 80 \dots 88^\circ$).

Напряжение в распорной плите (МПа)

$$\sigma = T_{\text{max}}/S + (-) T_{\text{max}}a/W \leq [\sigma],$$

где S — площадь расчетного сечения распорной плиты, м^2 ; a — расстояние от продольной оси распорной плиты до линии действия силы T_{max} , м; W — момент сопротивления сечения плиты, м^3 .

При использовании распорной плиты только как кинематического элемента машины она рассчитывается на выносливость в условиях пульсирующего цикла нагружения; если же она дополнительно

играет роль предохранительного устройства, расчет производится на предельную прочность материала. В первом случае $[\sigma]=\sigma_0/n$; во втором — $[\sigma]=\sigma_b/n$ (σ_0 — предел выносливости материала плиты при пульсирующем цикле нагрузки; σ_b — предел прочности на изгиб; n — коэффициент запаса прочности)!

Расчет подвижной щеки. Усилие T_{max} , передаваемое распорной плитой подвижной щеке, можно разложить на две составляющие (Н): T_1 — нормальную к поверхности щеки и T_2 , действующую вдоль щеки (рис. 3.8,з):

$T_1=T_{max}\cos\gamma$, $T_2=T_{max}\sin\gamma$, где $\gamma=(90-\delta)-(90-a)=a-\delta$. Усилие дробления $Q(Н)$ определяется из условия равновесия системы действующих на щеку сил относительно точки C ее подвеса $\sum M_C=Ql_1-T_1L=0$, где l_1 — расстояние от точки приложения силы Q до точки C , м; L — длина подвижной щеки от точки C до точки соединения с распорной плитой, м. Отсюда $Q=T_1L/l_1=T_{max}\cos(a-\delta)L/l_1$

Суммарное напряжение в щеке (МПа)

$$\sigma=M_H/W+(-)T_2/S\leq[\sigma],$$

где M_H — изгибающий момент в опасном сечении щеки, Н·м; W — момент сопротивления сечения щеки, м³; S — площадь поперечного сечения щеки, м².

Расчет маховиков заключается в определении их суммарной массы m (кг) и диаметра D (м) исходя из заданных значений неравномерности вращения маховиков δ (обычно $\delta=0,015\dots 0,035$). Во время холостого хода подвижной щеки происходит нарастание угловой скорости маховиков с ω_{min} до ω_{max} и накопление их кинетической энергии, а во время рабочего хода накопленная энергия маховиков совместно с энергией двигателя расходуется на дробление материала, при этом

угловая скорость маховиков снижается с ω_{max} до ω_{min} .

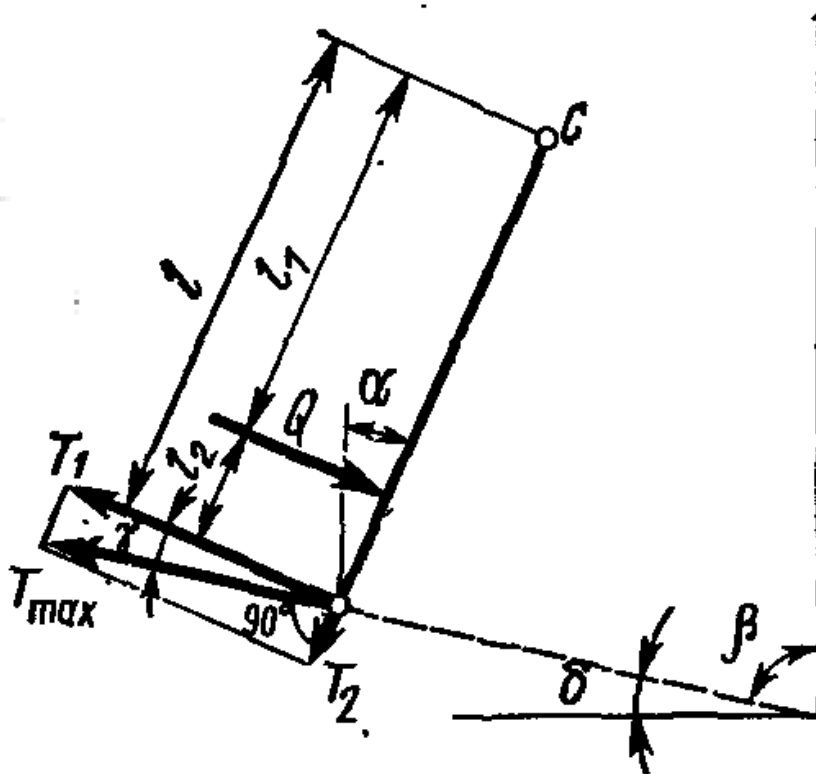


Рис. 3.8, г. Силы, действующие в подвижной щеке

Энергия (Дж), накапливаемая маховиками за период холостого хода, $\mathcal{E}_m = J_m((\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)/2)$, где J_m — момент инерции масс маховиков, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$. Приняв энергию, накопленную маховиками, равной половине работы дробления, т.е. $\mathcal{E}_m = A_{др}/2$, можно определить значение момента инерции масс маховиков по формуле $J_m = A_{др}/(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)$, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$. При известной мощности двигателя дробилки N работа дробления (Дж) за один оборот вала $A = N\eta/n$, где η — КПД дробилки; n — частота вращения приводного вала, об/с.

Тогда

$$J_m = N\eta/(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)n$$

После преобразований получим

$$J_m = N\eta/(2\omega_{cp}^2\delta n).$$

Принимая форму маховиков в виде диска, окончательно, находим их массу

$$m = N\eta / (2\pi^2 D^2 n^3 \delta).$$

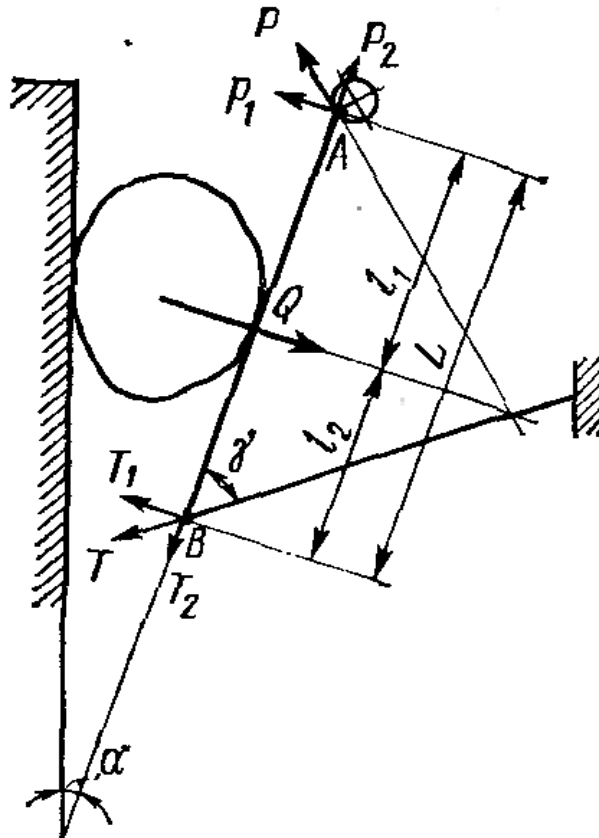


Рис. 3.9. Схема к прочностному расчету дробилки со сложным качанием щеки

Диаметром маховиков можно задаться предварительно, с тем чтобы окружная скорость обода маховиков не превышала 25... 30 м/с. Значение η для щековых дробилок равно 0,65 ... 0,85.

Прочностной расчет деталей **дробилок со сложным качанием щеки** основывается на нахождении усилия дробления Q (равнодействующей сил дробления), после чего на основании схемы действующих в машине усилий (рис. 3.9) находятся напряжения в отдельных деталях дробилки. На основании результатов эксперимен-

тальных исследований (Б. В. Клушанцев) процесса измельчения в щековых дробилках усилие (мН)

$$Q = K\pi^2 \sigma_p S_{др} / 8,$$

где K — коэффициент, учитывающий разрыхление и одновременность разрушения кусков за одно качание щеки ($K=0,3$); σ_p — предел прочности измельчаемого материала на растяжение, МПа; $S_{др}$ — активная площадь дробящей плиты (участвующей в измельчении материала), м².

Выражение $K\pi^2 \sigma_p / 8$ представляет собой удельную нагрузку на дробящую плиту (МПа), и при дроблении материала с пределом прочности $\sigma_b=300$ МПа оно равно 2,7 МПа. Учитывая возможность перегрузок и динамичность процесса, расчетное усилие дробления $Q_{расч}=1.5Q=4.05S_{др}$, где $S_{др}$ определяется как произведение высоты дробящей плиты, по которой расположены куски материала, на ее длину.

Кроме усилия Q на подвижную щеку действуют силы P — в точке A подвеса щеки на приводном валу и T — в точке B соединения щеки с распорной плитой. Эти силы раскладываются на составляющие P_1 и T_1 нормальные к поверхности щеки, и P_2 и T_2 , действующие вдоль нее. Значения P_2 и T_2 определяются из условия равновесия системы действующих на щеку сил относительно точек A и B : $\sum M_A=0$; $T_1 L = Q l_1$, откуда $T_1 = Q l_1 / L$, $\sum M_B=0$; $P_1 L = Q l_2$; $P_1 = Q l_2 / L$, где l_1, l_2 — расстояние от точки приложения силы Q до точек A и B соответственно, м. Составляющая T_2 , численно равная P_2 , определяется по зависимости

$$T_2 = Q l_1 \operatorname{tg} \gamma / L,$$

где γ — угол между подвижной щекой и распорной плитой, град.

Усилие, действующее в распорной плите,

$$T = T_1 \cdot 1 / \cos \gamma = Q l_1 / L \cos \gamma.$$

Усилие, действующее на приводной вал и его подшипники,

$$P=Q/L(l_2^2 + l_1^2 \operatorname{tg}^2 \gamma).$$

Напряжения в подвижной щеке, работающей на изгиб от действия усилия Q , и в распорной плите, работающей на сжатие и продольный изгиб от действия усилия T , рассчитываются аналогично выше описанной методике для дробилок с простым качанием щеки.

Эксцентриковый вал дробилки подвергается изгибу и кручению. Напряжения изгиба и кручения определяются на основании построенных эпюр изгибающего ($M_{\text{изг}}$) и крутящего ($M_{\text{кр}}$) моментов и диаметра вала (d) в опасном сечении: $\sigma_{\text{изг}}=M_{\text{изг}}/(0.1d^3)$ и $\tau=M_{\text{кр}}/(0.2d^3)$.

4. Конусные дробилки

4.1. Классификация и область применения

Конусные дробилки применяются для всех видов дробления пород высокой и средней прочности и устанавливаются как на стационарных дробильных предприятиях, так и на передвижных дробильно-сортировочных установках. Камера дробления конусных дробилок образуется двумя усеченными коническими поверхностями, одна из которых (внешняя) неподвижная, а другая (внутренняя) — подвижная, причем расположена эксцентрично по отношению к неподвижной. Измельчение материала в конусных дробилках происходит при сближении конических поверхностей, а выгрузка готового продукта — при удалении их друг от друга, причем эти процессы происходят непрерывно в разных зонах камеры дробления. Разрушение материала происходит под действием сжимающих, истирающих и изгибающих нагрузок; последние весьма велики из-за круговой поверхности камеры дробления.

Являясь машинами непрерывного действия, конусные дробилки обеспечивают высокую уравновешенность подвижных частей. К их достоинствам относятся также возможность запуска машин под завалом, высокая степень измельчения материала, надежность в работе и другие, что предопределяет их широкое распространение. В зависимости от назначения и кинематической схемы конусные дробилки бывают крупного (ККД), среднего (КСД) и мелкого (КМД) дробления.

В дробилках для крупного дробления (рис. 4.1, *a*) образующие дробящих конусов направлены в противоположные стороны, что обеспечивает им высокую степень измельчения. Подвижный конус 2

жестко крепится на валу 3, нижний конец которого вставлен в эксцентриковую втулку 4. Верхний конец вала конуса 2 шарнирно крепится к траверсе 1. Втулка 4 получает вращение от электродвигателя через коническую передачу.

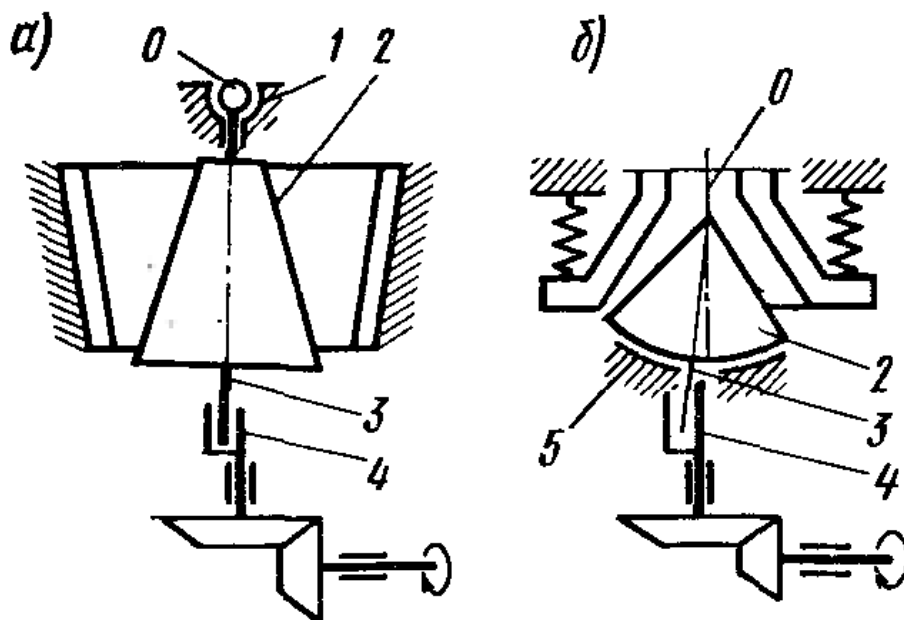


Рис. 4.1 Кинематические схемы конусных дробилок

В дробилках для среднего и мелкого дробления (рис. 4.1,б) подвижный конус 2 опирается на сферический подпятник 5. Вал 3 подвижного конуса не имеет верхнего крепления, поэтому их называют дробилками с консольным валом. Дробящее пространство КСД и КМД находится между коническими поверхностями, образующие которых направлены в одну сторону, что уменьшает степень измельчения материала, но одновременно создает благоприятные условия для получения оптимальной (кубообразной) формы кусков готового продукта.

Основным параметром ККД является ширина приемного отверстия, а КСД и КМД — диаметр основания подвижного конуса. Отечественные конусные дробилки крупного дробления имеют сле-

дующий ряд типоразмеров: 500, 900, 1200 и 1500 мм; среднего и мелкого дробления — 600, 900 мм (КСД), 1200, 1750, 2200мм (КСД и КМД).

4.2. Конструкция конусных дробилок крупного дробления

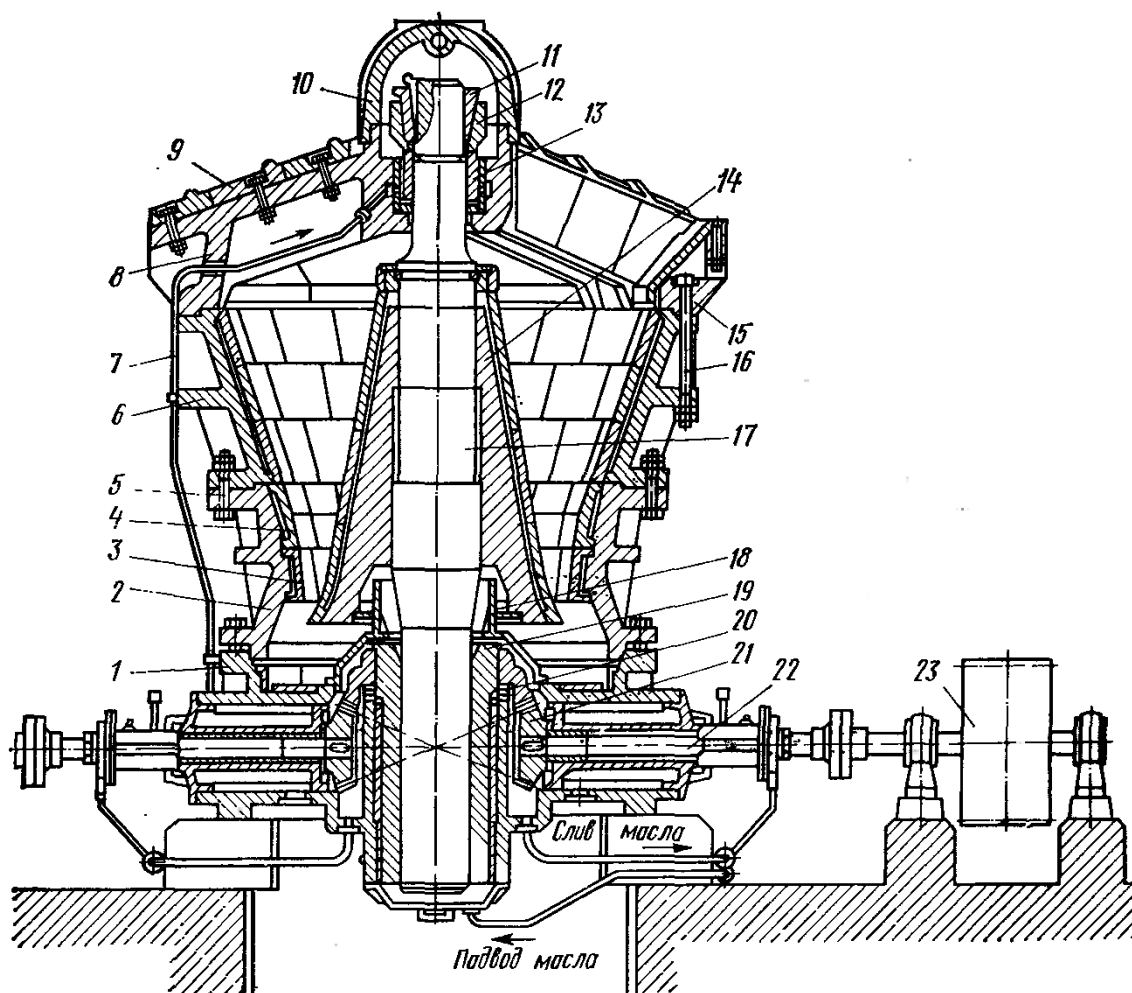


Рис. 4.2. Конусная дробилка крупного дробления

Конусная дробилка крупного дробления (рис. 4.2) состоит из корпуса, неподвижного наружного конуса, подвижного внутреннего конуса с верхним подвесом вала, привода и вспомогательных

устройств. Корпус является ограждающим элементом машины, воспринимающим рабочие усилия и обеспечивающим необходимую жесткость конструкции. Нижняя часть корпуса — станина 1, на которую устанавливаются три кольца — нижнее 2, среднее 6 и верхнее 15, соединены между собой болтами 16 и 5. К фланцу верхнего кольца прикреплен траверса 8. Внутренние поверхности корпуса футерованы пятью рядами сменных плит из высокомарганцовистой стали, образующими дробящую поверхность неподвижного конуса. Второй (снизу) ряд 4 плит имеет переход наклона образующей конуса, а нижний ряд 3 имеет наклон, близкий к вертикали, что улучшает условия измельчения и выхода материала. Лапы траверсы защищены от износа плитами 9. В средней части траверсы расположен узел подвески вала подвижного конуса, защищенный сверху колпаком 10. На главный вал 17 жестко насажен подвижный конус 14, футерованный дробящими плитами на цинковой заливке. Верхний конец вала 17 помещен в подвеске, а нижний — свободно вставлен в эксцентриковую втулку 19. Верхний подвес вала включает опорную втулку 13, обойму 12 и гайку 11. Смазка к подвесу подводится маслопроводом 7.

На рис. 4.3 показан узел подвески. В центральной части траверсы под колпаком 1 имеется цилиндрическое гнездо, в котором установлены неподвижная втулка 6 и плоская опорная шайба 5. На опорную шайбу опирается конусная втулка 4. Положение втулки фиксируется обоймой 3 и разрезной гайкой 2. Последней можно регулировать высоту установки подвижного конуса и, следовательно, изменять ширину выходной щели дробилки. При работе дробилки конусная втулка 4 торцом обкатывается по шайбе 5, а конической поверхностью — по втулке 6, а так как вал подвижного конуса обкатывается также и вокруг своей оси, то втулка 4 одновременно проскальзывает по шайбе 5 и втулке 6. Эксцентриковая втулка 19 (см. рис. 4.2)

вставлена в стакан эксцентрика 20, расположенный в центре станины. К эксцентриковой втулке прикреплена коническая шестерня 21, находящаяся в зацеплении с конической шестерней приводного вала 22, соединенного через муфту с приводным шкивом 23.

Эксцентриковый узел является наиболее нагруженным элементом дробилки. Для обеспечения нормальных условий работы наружную и внутреннюю поверхности втулки 19 заливают баббитом или устанавливают баббитовые или биметаллические вкладыши. Смазка трущихся поверхностей узла осуществляется от насосной станции по маслопроводу. Эксцентриковый узел защищается от попадания пыли (установка под подвижным конусом трех колец 18). Приводной вал устанавливается в разъемном корпусе, который может монтироваться без разборки других узлов машины. Втулка приводного вала и ступица приводного шкива соединены болтами, выполняющими роль предохранительного звена. При попадании в машину недробимых предметов болты срезаются, предотвращая поломку ответственных деталей машины. Наиболее крупные дробилки ККД оснащены двухдвигательным приводом. При этом один из двигателей предназначен для пуска дробилки под завалом (камера дробления заполнена материалом).

При работе дробилки нижний конец вала 17 описывает окружность, радиус которой равен эксцентриситету втулки, а геометрическая ось этого вала — коническую поверхность с вершиной в точке подвеса. При таком движении образующие подвижного конуса поочередно приближаются к неподвижному конусу, а затем удаляются от него, т. е. подвижный конус как бы обкатывается по неподвижному (через слой материала), производя непрерывное измельчение материала. При этом вал 17 не вращается. Однако в реальных условиях силы трения в кинематической паре вал — эксцентриковая втулка могут

быть выше, чем в паре вал — коническая втулка в узле подвеса. Тогда подвижный конус начнет вращаться относительно вала 17 в том же направлении, что и эксцентриковая втулка. В зависимости от соотношения сил трения в этих парах частота вращения конуса относительно вала может меняться от 0 до n частоты вращения эксцентриковой втулки.

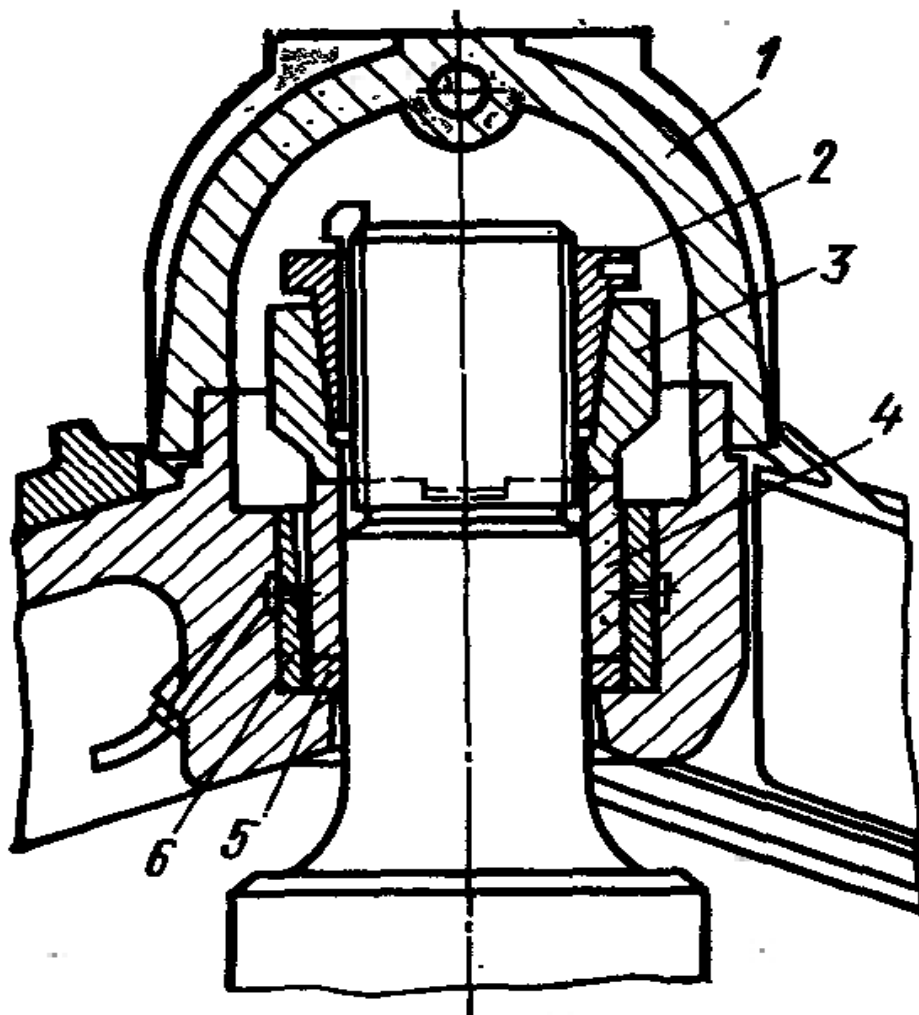


Рис. 4.3. Узел подвески подвижного конуса

Для повышения надежности работы предохранительного устройства, упрощения и облегчения регулирования ширины выходной щели и пуска машины под завалом, обеспечения дистанционного управления машиной в некоторых моделях ККД применяется гидроопора вала подвиж-

ного конуса.

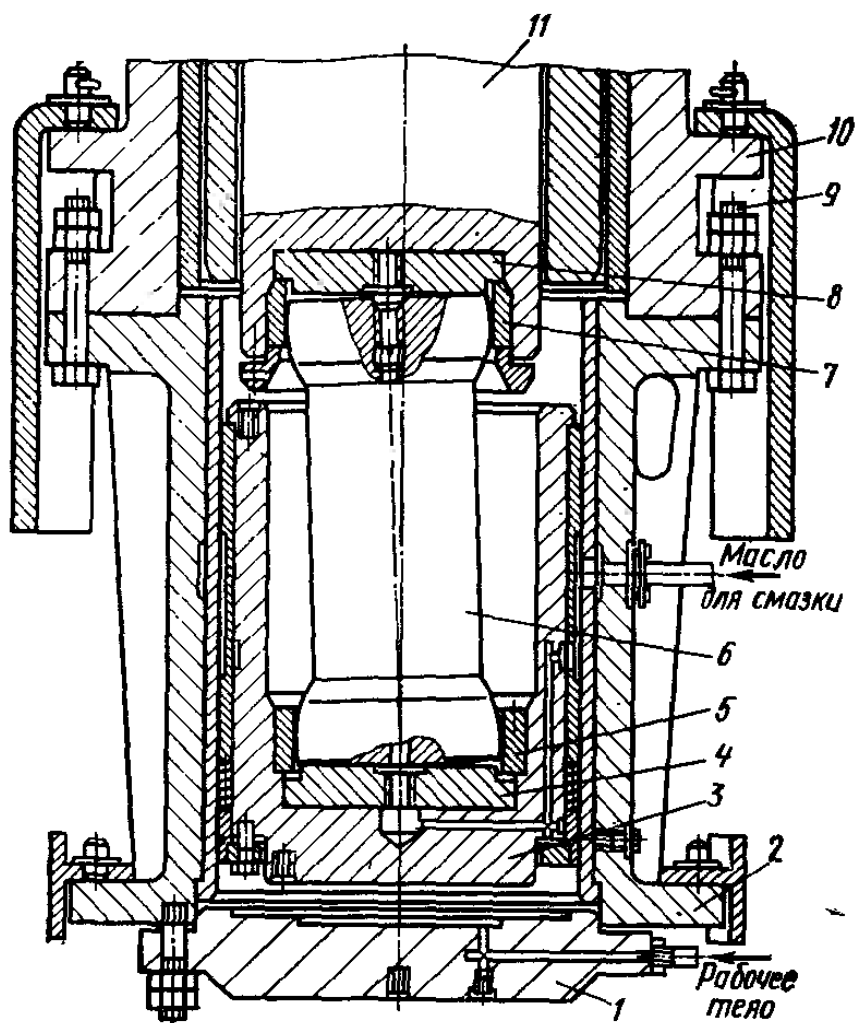


Рис. 4.4. Гидравлическая опора подвижного конуса ККД

При этом нижний торец вала конуса опирается на скалку (короткий цилиндрический стержень), расположенную внутри полого поршня, и вместе с ним перемещающуюся в гидроцилиндре. Конструкция такой опоры (рис. 4.4) состоит из цилиндра 2, поршня 3, скалки 6 и контактных деталей. Цилиндр с крышкой 1 и поршнем крепят болтами 9 к станине 10. В проточках поршня и торца вала 11 устанавливаются опорные шайбы 4 и 8, а также кольца 5 и 7. Шайбы контактируют с торцовыми поверхностями скалки, имеющими конусность, а внутренние по-

верхности колец — со сферическими боковыми поверхностями скалки. Трущиеся поверхности непрерывно смазываются и охлаждаются маслом. Для подъема поршня скалки и вала масло подается через сверления в крышке цилиндра. Изменяя положение поршня по высоте (за счет изменения давления в гидросистеме), можно регулировать зазор между подвижным и неподвижным конусами.

Недостатком рассмотренной конструкции является сложность монтажа и демонтажа опоры, поэтому более широкое распространение получила система с верхним гидравлическим подвесом, при котором опорная шайба вместе с закрепленной на конусе вала конусной втулкой может подниматься крестовиной, соединенной с плунжерами гидроцилиндров.

4.3. Расчет основных параметров режима работы дробилок крупного дробления

Дробление материала в ККД во многом аналогично дроблению в щековых дробилках, что позволяет использовать ранее изложенную методику при определении технологических параметров режима работы конусных дробилок.

Угол захвата в конусных дробилках, равный углу между поверхностями подвижного и неподвижного конусов, не должен превышать двойного угла трения, т. е. $\beta = \alpha_1 + \alpha_2 \leq 2\varphi$ (рис. 3.5,а). Обычно для ККД величина $\beta = 21 \dots 23^\circ$.

Частота вращения эксцентриковой втулки определяется, как и для щековых дробилок, из условия свободного выпадения раздробленного материала за время отхода дробящих поверхностей друг от друга, т. е. материал должен пройти путь h за время t , равное половине оборота эксцентриковой втулки. Следовательно, $h = gt^2/2$;

$$t=(2h/g)^{1/2}=1/2n,$$

где n — частота вращения втулки, об/с. Из принятого условия следует

$$n=0.5(g/(2h))^{1/2},$$

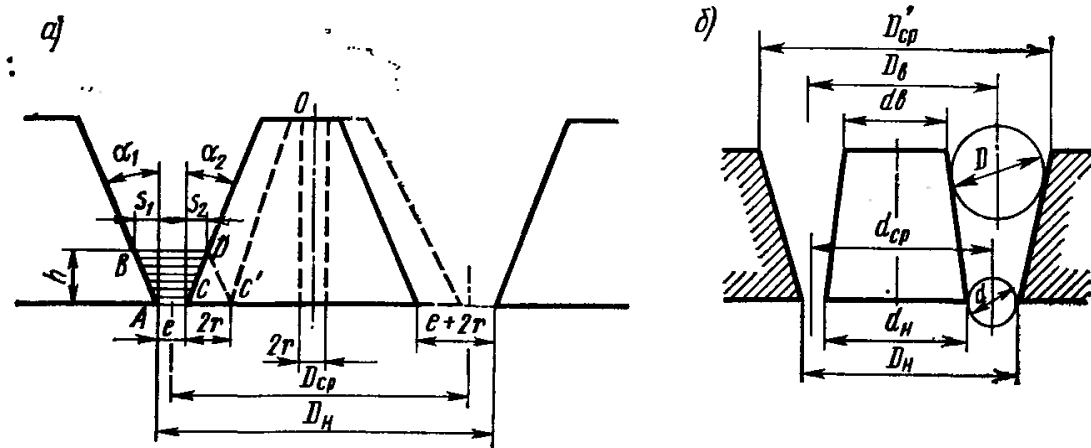


Рис. 4.5. Схема к расчету параметров режима работы ККД: а — частоты вращения эксцентриковой втулки производительности дробилки; б — мощности приводного двигателя

Величина h определяется из схемы на рис. 4.5,а:

$$h=(s_1+s_2)/(\operatorname{tg} \alpha_1+\operatorname{tg} \alpha_2)=2r/(\operatorname{tg} \alpha_1+\operatorname{tg} \alpha_2), \text{ где } s_1+s_2 \text{ — величина от-}$$

хода подвижного конуса от неподвижного за одно качание, м; r — эксцентриситет качаний подвижного конуса, м (расстояние между осями дробилки и подвижного конуса); α_1 и α_2 — углы образующих неподвижного и подвижного конусов с вертикалью соответственно. Подставляя значение h в формулу (), получим частоту вращения втулки (об/с):

$$n = 0,25 \sqrt{g(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)/r} \approx 0,78 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)/r} .$$

Учитывая торможение материала о стенки конусов при измельчении, полученное значение n обычно уменьшают на 10%.

Производительность ККД определяется объемом материала V , выпадающего из дробилки за один оборот эксцентриковой втулки,

и частотой вращения втулки в рассчитываемое время. За один оборот втулки из дробилки выпадает материал, объем которого равен кольцу сечением $ABDC$ (см. рис. 3.5,а):

$$V = \pi D_{\text{ср}} \frac{2e + s_1 + s_2}{2} h,$$

где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр кольца щебня, м. Зная, что $s_1 + s_2 = 2R$ и $h = 2r / (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)$, получим объем $ABDC$ (м^3):

$$V = \pi D_{\text{ср}} \frac{2r(e + r)}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}.$$

Производительность дробилки ($\text{м}^3/\text{с}$): $\Pi = \mu n V$, где μ — коэффициент разрыхления материала; n — частота вращения втулки, об/с. Подставив значение V из формулы (3.3), получим

$$\Pi = 2\pi D_{\text{ср}} r (e + r) \mu n / (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2).$$

Мощность двигателя дробилок ККД определяется на основании теории Кирпичева — Кика по методике, изложенной выше при расчете мощности привода щековых дробилок. Согласно ей

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} (V_D - V_d),$$

где V_D — объем загружаемого материала, м^3 ; V_d — объем готового продукта, м^3 .

$$V_D = \frac{\pi D^3}{6} \frac{\pi D_{\text{ср}}}{D} \quad \text{и} \quad V_d = \frac{\pi d^3}{6} \frac{\pi d_{\text{ср}}}{d}$$

(рис. 4.5,б), где D и d — наибольшие диаметры кусков исход-

ного материала и готового продукта соответственно, м; D_{cp} и d_{cp} — средние диаметры загрузочного и разгрузочного кольцевых отверстий, м. Принимая $D_{cp}=d_{cp}=D_n$ (где D_n — диаметр неподвижного конуса в нижней части), получим $A=\sigma_b^2\pi^2D_n(D^2-d^2)/12E$ Дж, где (σ_b — предел прочности дробимого материала, Па; E — модуль упругости дробимого материала, Па. Отсюда мощность привода ККД (кВт)

$$N=\sigma_b^2\pi\omega D_n(D^2-d^2)/(24\cdot 10^3E),$$

где ω — угловая скорость эксцентриковой втулки, рад/с.

Мощность привода ККД рассчитывают также по эмпирическим формулам. Наиболее часто пользуются формулой проф. В. А. Олевского:

$$N=60Kd_n^2,$$

где K — коэффициент, учитывающий прочность измельчаемого материала (для прочных пород $K=24$); d_n — диаметр основания подвижного конуса, м; r — эксцентриситет качаний подвижного конуса, м; n — частота вращения эксцентриковой втулки, об/с. С учетом действия пиковых нагрузок (при пуске дробилки под завалом) значение мощности (кВт) увеличивается в 1,5 раза, т. е.

$$N_{уст}=1.5N.$$

Мощность приводного электродвигателя ККД можно также определить на основании действующих в ней нагрузок от усилия дробления. При этом возникающие нагрузки от неуравновешенных масс эксцентрика и подвижного конуса не учитываются ввиду их незначительной величины по сравнению с нагрузками от усилия дробления.

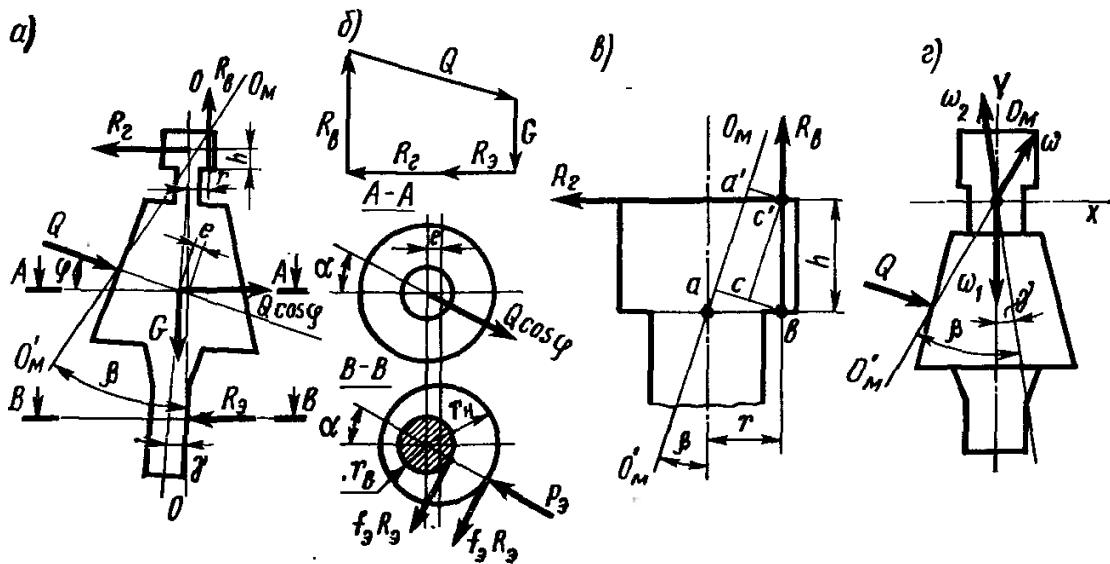


Рис. 4.6. Схема сил, действующих в конусных дробилках крупного дробления: а – расчетная схема; б – многоугольник сил; в – силы, действующие в верхней опоре дробящего конуса; г – схема векторов скоростей движения оси конуса

Расчетная схема нагрузок на подвижный конус и реакций его опор приведена на рис. 4.6,а, где Q — равнодействующая сил дробления материала, Н; G — сила тяжести подвижного конуса, Н; R_B — вертикальная реакция в подвеске подвижного конуса, Н; $R_Г$ — горизонтальная реакция в подвеске подвижного конуса, Н; R_3 — реакция в эксцентриковом стакане дробилки (Н), направленная, как и Q , под углом α к плоскости эксцентриситета.

Все указанные на схеме силы в каждый отдельный момент работы дробилки находятся в равновесии и поэтому должны составлять замкнутый многоугольник сил (рис. 4.6,б).

Для преодоления всех сил сопротивлений, возникающих при работе дробилки от сил трения на опорах и от Q , на эксцентрике должен быть создан крутящий момент, равный сумме моментов:

1. Момент трения в эксцентрике (Н·м) $M_3 = f_3 R_3 (r_B + r_H)$, где f_3 — коэффициент трения скольжения на внутренней и внешней поверхно-

стях эксцентрика; r_v и r_n — соответственно радиусы внутренней и внешней поверхностей эксцентрика, м.

2. Момент горизонтальной составляющей равнодействующей сил дробления, приведенного к оси эксцентрика (Н·м) $M_{др} = Q \cos \varphi e \sin \alpha$, где φ — угол между Q и горизонталью, град; e — эксцентриситет вала конуса на уровне горизонтальной составляющей $Q \cos \varphi$, м; α — угол между равнодействующей сил дробления и плоскостью эксцентриситета (обычно $\alpha = 20 \dots 30^\circ$).

3. Момент трения в верхней подвеске от горизонтальной реакции, приведенного к оси эксцентрика (Н·м) $M_r = f_n R_r a' c' \omega / \omega_2$, где f_n — коэффициент трения скольжения рабочих поверхностей верхнего подвеса; $a' c'$ — расстояние от мгновенной оси вращения подвижного конуса до точки приложения силы R_r , м; ω — угловая скорость вращения подвижного конуса относительно мгновенной оси, рад/с; ω_2 — угловая скорость эксцентрика, рад/с.

Из схемы на рис. 3.6, в видно, что $a' c' = ac = ab - cb = r \cos \beta - h \sin \beta$, где r — расстояние от вертикальной оси до точки приложения R_r , м; h — расстояние от точки подвеса до опорной шайбы, м; β — угол между вертикальной осью дробилки и мгновенной осью вращения подвижного конуса.

Угловая скорость движения подвижного конуса относительно мгновенной оси определится из уравнений проекций векторов угловых скоростей на осях U и X (см. рис. 3.6, в).

Откуда, момент трения от горизонтальной реакции (Н·м)

$$M_r = f_n R_n \frac{r \cos \beta - h \sin \beta}{\sin \beta \operatorname{ctg} \gamma - \cos \beta}.$$

4. Момент трения в верхней подвеске от вертикальной реак

ции, приведенного к оси эксцентрика (Н·м); по аналогии с предыдущим

$$M_{\text{в}} = i_{\text{п}} R_{\text{в}} ab \frac{\omega}{\omega_2} = i_{\text{п}} R_{\text{в}} \frac{r \cos \beta}{\sin \beta \operatorname{cgt} \gamma - \cos \beta},$$

где γ - угол между вертикальной осью дробилки и осью подвижного конуса;

$R_{\text{в}}$ – вертикальная реакция в верхней подвеске, Н;

ab – расстояние от мгновенной оси вращения до точки приложения $R_{\text{в}}$.

Крутящий момент на эксцентрике (Н·м), необходимый для преодоления сил трения в опорах и усилия дробления, $M_{\text{кр}} = M_{\text{экс}} + M_{\text{др}} + M_{\text{в}} + M_{\text{г}}$, а крутящий момент на валу двигателя конусной дробилки

$$M_{\text{уст}} = M_{\text{кр}}/i\eta,$$

где i – передаточное число привода дробилки;

η – КПД привода.

Мощность двигателя (кВт)

$$N_{\text{уст}} = M_{\text{уст}}n/1000,$$

где n – частота вращения электродвигателя, об/с.

4.4. Конструкция дробилок среднего и мелкого дробления

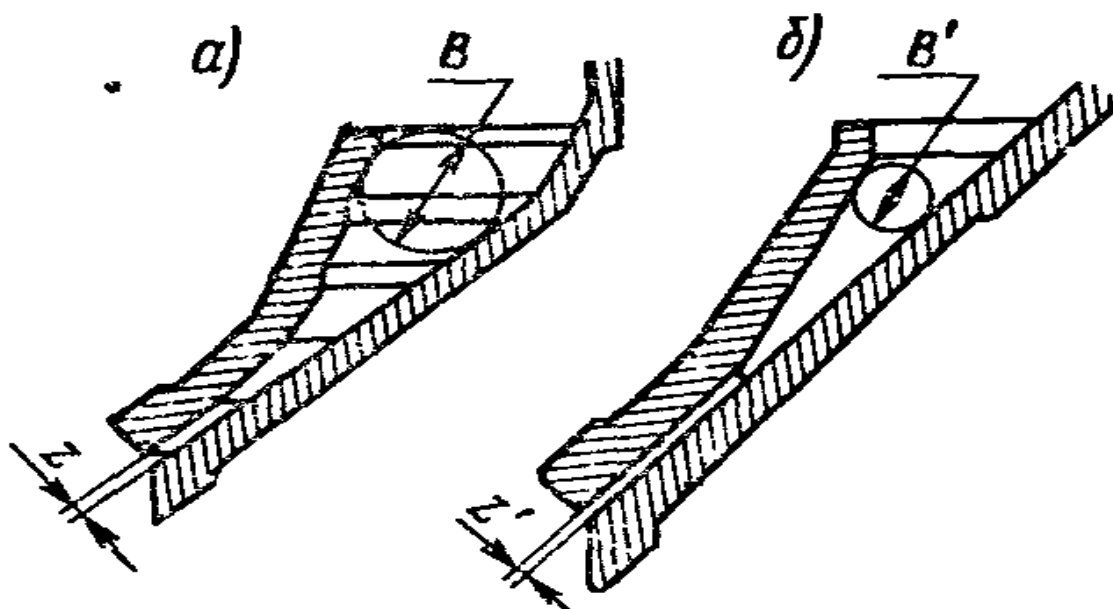


Рис. 4.7. Камеры дробления конусных дробилок:

а – среднего дробления; б – мелкого дробления

Конусные дробилки среднего (КСД) и мелкого (КМД) дробления однотипны по конструкции, но отличаются формой и размерами камер дробления, профили которых приведены на рис. 4.7. Особенностью камер дробления этих дробилок является увеличенная (по сравнению с ККД) протяженность параллельной зоны, необходимая для получения равномерного по крупности продукта с минимальным количеством избыточных зерен. При этом камеры дробилок КМД (рис. 4.7,б) имеют более длинную зону параллельности, что обеспечивает выдачу продукта, размер которого равен ширине разгрузочной щели за счет многократного обжатия кусков в этой зоне.

Дробилки среднего и мелкого дробления состоят из станины, опорного кольца, неподвижного и подвижного конусов, привода и

вспомогательных устройств. Станина 3 (рис. 4.8), являющаяся ограждающим элементом дробилки, выполнена в виде цилиндрической отливки, нижний фланец которой опирается на фундаментные плиты, а на верхний устанавливают опорное кольцо 7.

Кольцо представляет собой отливку с внутренней трапецеидальной резьбой и прижимается к станине пружинами 6. На опорном кольце смонтировано загрузочное устройство 11 с кожухом 9 и приемной коробкой 12. В опорное кольцо ввинчено регулировочное кольцо 8, отлитое заодно с неподвижным конусом дробилки. К внутренней поверхности конуса с помощью болтов крепится футеровка 16 из марганцовистой стали. Резьбовое соединение опорного и регулировочного колец позволяет регулировать ширину выходной щели за счет перемещения вверх или вниз неподвижного конуса. Регулировка производится вручную с помощью специального храпового механизма; фиксация положения конуса осуществляется колонкой 14 со стопором 15.

Нижняя часть станины отлита заодно со стаканом, в который запрессована цилиндрическая бронзовая втулка 2, представляющая собой подшипник для эксцентрикового стакана 24. В стакане выполнена конусная расточка (под углом к его оси), в которую запрессована втулка 1, сопрягающаяся с хвостовиком вала 13, жестко насаженного на подвижный конус 18.

Угол наклона оси вала конуса по отношению к оси дробилки составляет $2... 2,5^\circ$. К эксцентриковому стакану 24 крепится коническая шестерня 20, находящаяся в зацеплении с конической шестерней 21 приводного вала 22. С электродвигателем приводной вал соединяется через эластичную муфту 23. Эксцентриковый стакан опирается на подпятник 25, состоящий из стальных и бронзовых колец, вращающихся относительно друг друга в масляной ванне.

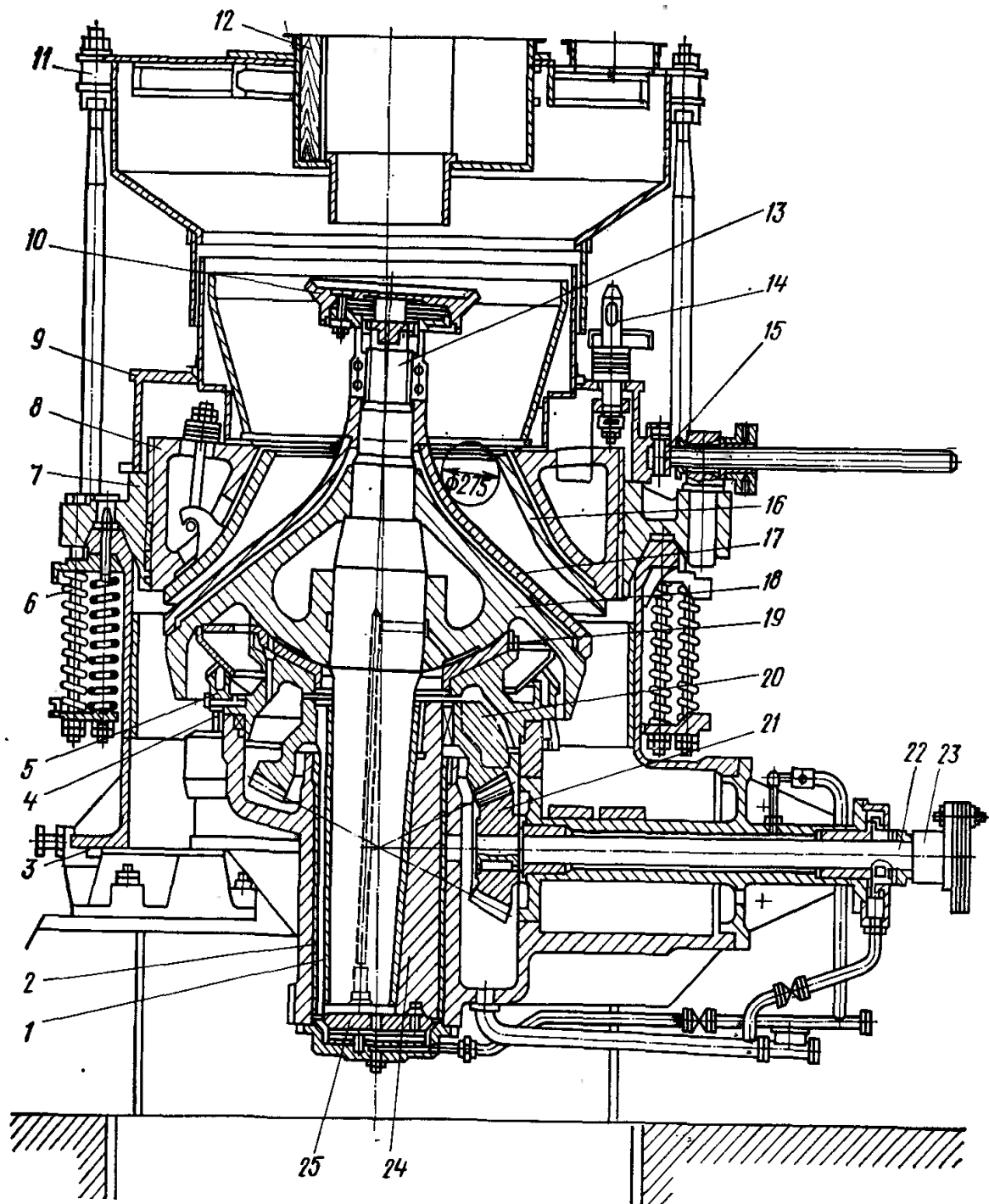


Рис. 4.8. Конусная дробилка среднего дробления

Подвижный конус имеет сферическую опорную поверхность, которой опирается на сферический подпятник 19, установленный на стальном опорном корпусе 4, снабженном гидравлическим противо-

пылевым затвором 5. Подпятник 19 воспринимает вертикальные составляющие усилий дробления и нагрузки от узла подвижного конуса. Подвижный конус защищен от износа футеровкой 17, которая прикреплена к конусу или гайкой со сферической головкой, или устройством с распределительной тарелкой 10. При круговых качаниях подвижного конуса поступающий материал равномерно распределяется тарелкой в дробящем пространстве и измельчается до заданного размера.

Предохранительным устройством дробилок КСД и КМД являются пружины 6, прижимающие опорное кольцо к станине, но не препятствующие его подъему вместе с неподвижным конусом при попадании в дробилку недробимых предметов. Количество пружин в зависимости от типоразмера может быть 20... 30.

Конусные дробилки среднего и мелкого дробления являются быстроходными (215...350 кач/мин) тяжело нагруженными машинами, что требует надежного и бесперебойного смазывания трущихся деталей. Дробилки имеют систему жидкой смазки. Масло под давлением подается в подпятник, откуда по зазорам между трущимися поверхностями эксцентрикового узла поднимается вверх, обильно смазывая их. Одновременно по каналам в валу 13 и в подвижном конусе 18 масло поступает на сферический подпятник и далее на конические шестерни, откуда сливается в бак-отстойник.

Одной из наиболее трудоемких операций при эксплуатации дробилок КСД и КМД является регулировка вручную размера выходной щели, поэтому в последних конструкциях машин ширину выходной щели регулируют с помощью гидроцилиндров, расположенных диаметрально на неподвижном кольце. Дробилка с таким регулированием выходной щели приведена на рис. 3.9. Корпус 4 неподвижного конуса с помощью резьбы соединяется с опорным кольцом 2, а вы-

ступом 13 — с корпусом 5. Опорное кольцо прижато к верхнему фланцу 8 станины 1 пружинами 9. Поворачивание корпуса 4 относительно опорного кольца 2 предотвращается контргайкой 7. Фиксированное положение корпуса 5 обеспечивается собачкой 6, управляемой гидроцилиндром 11. Другая собачка 3 установлена на станине и управляется гидроцилиндром 14. Поворот контргайки 7 производится гидроцилиндрами 10 и 12. Для изменения ширины выходной щели с помощью последних отпускают контргайку 7, однако при этом корпус 4 не поворачивается относительно опорного кольца, так как связан выступом 13 с корпусом 5, а тот, в свою очередь, удерживается от вращения собачкой 3, поэтому собачку 3 выводят из зацепления гидроцилиндром 14, а собачку 6 вводят в зацепление с зубчатым венцом корпуса 5, соединяя контргайку 7 с корпусом 4. Вращаясь, контргайка поворачивает корпус 4 по резьбе кольца 2, изменяя ширину выходной щели. По окончании регулирования собачки 3 и 6 возвращаются в первоначальное положение, а контргайка 7 затягивается гидроцилиндрами 10 и 12.

Цилиндр плунжера соединен с масляным резервуаром и при нагнетании или выпуске масла из гидроцилиндра подвижный конус поднимается или опускается. Такая конструкция позволяет обеспечить плавное регулирование размера выходной щели, пуск дробилки под завалом и пропускание недробимых предметов.

Кроме того, наличие двухопорного вала подвижного конуса обеспечивает лучшее распределение нагрузки, а следовательно, и возможность развивать большее усилие дробления, возможность создания более крутой (55... 60°) камеры дробления, что повышает производительность машины. В некоторых моделях дробилок зарубежных фирм устанавливают в эксцентриковом узле подшипники качения, что повышает работоспособность узла.

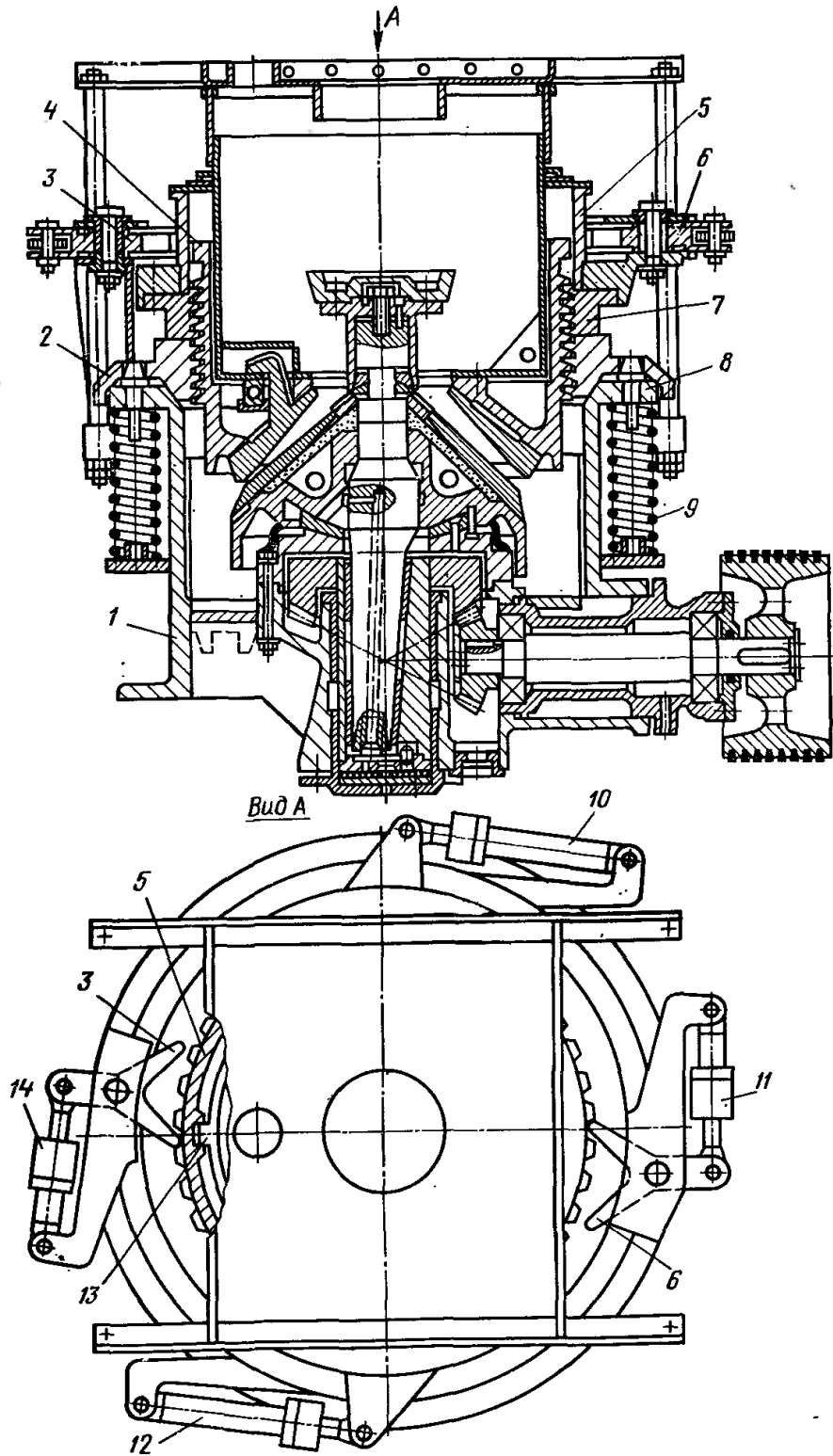


Рис. 4.9. Конусная дробилка с регулированием ширины разгрузочной щели с помощью гидроцилиндров

4.5. Расчет основных параметров режима работы дробилок среднего и мелкого дробления

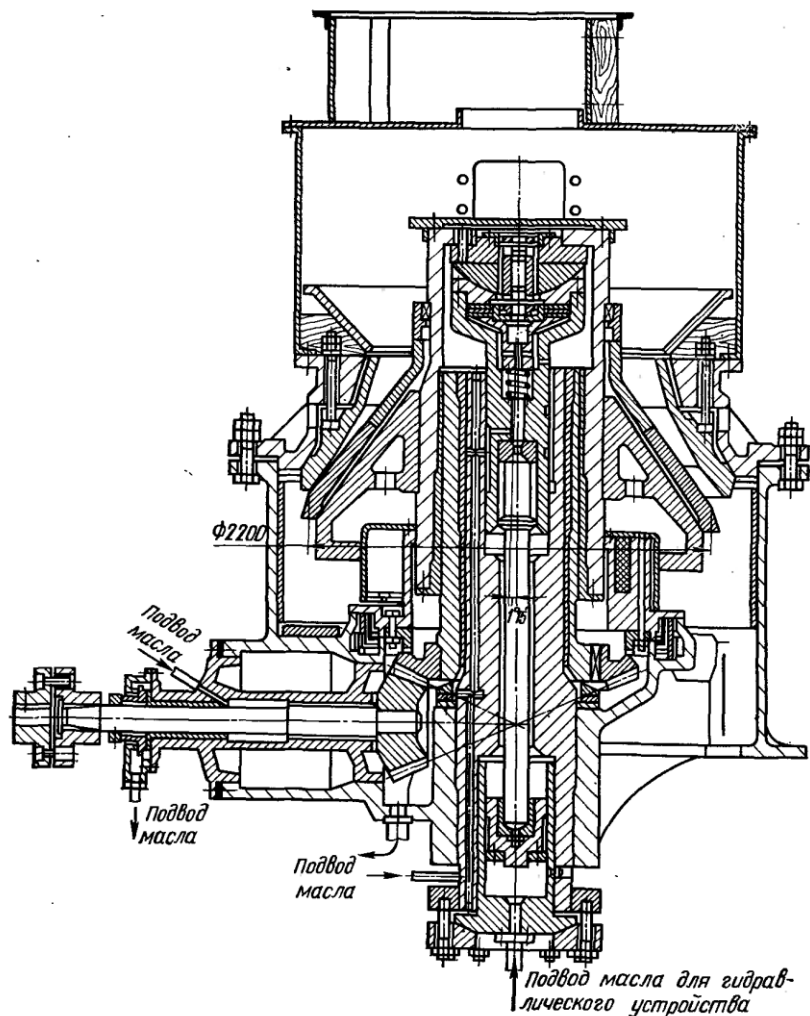


Рис. 4.10. Конусная дробилка с гидравлической амортизацией и гидравлическим регулированием ширины разгрузочной щели

Частота вращения эксцентриковой втулки определяется исходя из следующих допущений: 1) куски измельчаемого материала скользят по наклонной поверхности дробящего конуса под действием силы тяжести; 2) каждый кусок измельчаемого материала за время прохождения параллельной зоны должен быть сжат дробящими поверхностями конусов не менее одного раза.

Силы, действующие на кусок материала в камере дробления, приведены на рис. 3.11,б. Рассмотрим скольжение тела C вниз по наклонной плоскости AB с углом наклона γ (угол наклона поверхности дробящего конуса к горизонту). Сила трения скольжения тела $F = fN = fG \cos \gamma$ направлена в сторону, противоположную его движению (f – коэффициент трения материала о поверхность конусов).

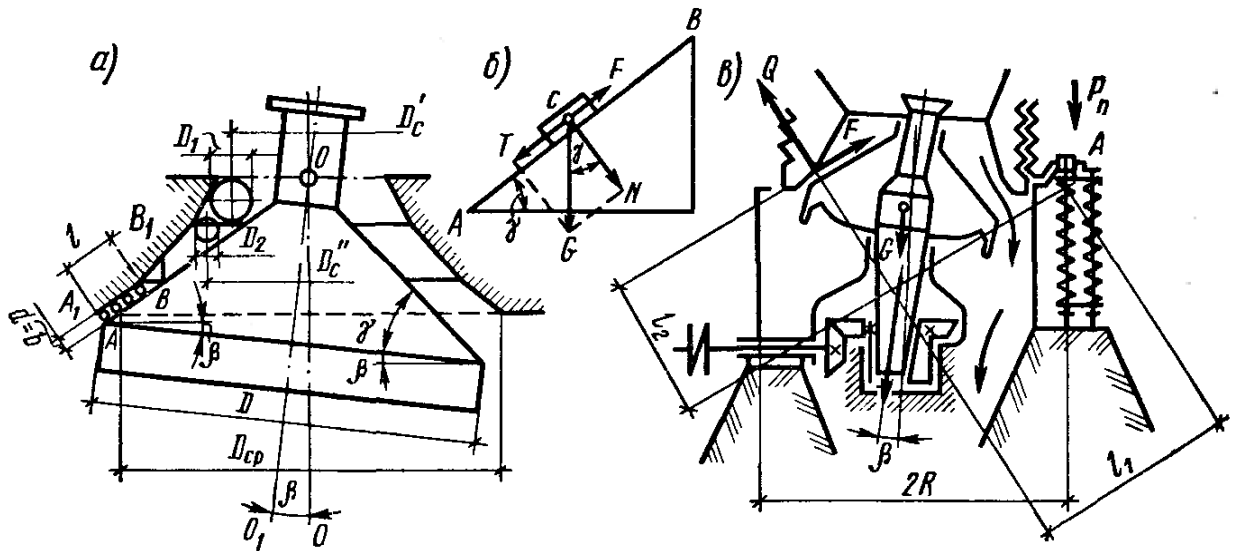


Рис. 4.11. Схема к расчету параметров режима работы КСД и КМД: а – частоты вращения эксцентриковой втулки; б- производительности дробилки; в- усилия дробления

Сила движущая равна

$$T - F = G \sin \gamma - fG \cos \gamma = G(\sin \gamma - f \cos \gamma),$$

Так как движение является равноускоренным, то

$$ma = G(\sin \gamma - f \cos \gamma), \text{ или } a = g(\sin \gamma - f \cos \gamma).$$

Время, за которое тело C пройдет параллельную зону:

$$t_1 = (2l/a)^{1/2} = (2l/[g(\sin \gamma - f \cos \gamma)])^{1/2}.$$

Время, за которое тело С пройдет параллельную зону, должно быть равно или больше времени одного оборота эксцентриковой втулки, равного $t_2=1/n$, где n – частота вращения, об/с. Откуда

$$n \geq (g(\sin \gamma - f \cos \gamma)/2l)^{1/2}.$$

Для дробилок КМД частота вращения эксцентриковой втулки принимается такой же, что и для КСД, несмотря на то, что значение l у них значительно выше.

Производительность дробилок КСД и КМД определяется из предположения, что за один оборот эксцентриковой втулки материал проходит параллельную зону камеры дробления. Следовательно, за один оборот из дробилки выйдет готовый продукт объемом (m^3) $V=\pi D_{cp}lb$ (рис. 4.11,а), где D_{cp} — диаметр окружности, описываемой центром тяжести прямоугольника AA_1B_1B ; l, b — длина и ширина параллельной зоны, м. Тогда производительность дробилки (m^3/c)

$$\Pi = \mu \pi D_{cp} l b n,$$

где μ , — коэффициент разрыхления материала ($\mu=0,45$); n — частота вращения эксцентриковой втулки, об/с. Для упрощения расчетов обычно принимают $D_{cp}=D$, где D — диаметр основания подвижного конуса, м.

Величина дробящего усилия для дробилок КСД и КМД определяется исходя из усилий, создаваемых предварительной затяжкой амортизационных пружин. Величина этих усилий должна обеспечить постоянный контакт опорного кольца с корпусом дробилки.

Расчетная схема для определения равнодействующей усилия

дробления представлена на рис. 3.11,в. Условие равновесия системы соблюдается при $\sum M_a=0$, т. е. $Ql_1+Fl_2-(G+P_{\text{п}}m)R=0$, где Q — равнодействующая усилий дробления, Н; G — сила тяжести верхней части дробилки (неподвижный конус с опорным кольцом), Н; $P_{\text{п}}$ — усилие предварительной затяжки одной пружины, Н; m — число пружин; $F=fQ$ — сила трения измельчаемого материала о неподвижный конус, Н; f — коэффициент трения породы по металлу; l_1, l_2, R — плечи сил относительно точки A , м. Из уравнения моментов находим силу Q (Н):

$$Q = (G+P_{\text{п}}m)R/(l_1+l_2).$$

Усилие дробления Q воспринимается сферическим подпятником и эксцентриковой втулкой, в которых возникают реакции $R_{\text{сф}}$ и $R_{\text{э}}$. Значения усилий $R_{\text{сф}}$ и $R_{\text{э}}$ определяются обычно графически исходя из предположения, что при равновесии подвижного конуса линии действия усилий должны пересекаться в одной точке (рис. 4.12). Тогда, зная величину и точку приложения Q , а также приложив $R_{\text{э}}$ в середине высоты эксцентриковой втулки, находим величину $R_{\text{сф}}$ и $R_{\text{э}}$. По их найденным значениям производим прочностной расчет деталей дробилки. При работе дробилки усилия не остаются постоянными, а изменяются от минимальных до максимальных значений. Среднее значение Q (Н) можно определить по эмпирической формуле В. А. Олевского:

$$Q = 46S \cdot 10^4,$$

где S — площадь боковой поверхности подвижного конуса, м². В процессе работы дробилок возникают значительные инерционные силы от действия неуравновешенных вращающихся масс—подвижного

конуса и эксцентриковой втулки. Действие этих сил уравнивают противовесом, устанавливаемым обычно на конической шестерне эксцентриковой втулки. Противовес представляет собой чаще всего кольцевой сектор прямоугольного сечения.

Мощность двигателя дробилок КСД и КМД определяется по той же методике, что и для дробилок ККД, исходя из теории дробления Кирпичева — Кика. При этом объем материала (m^3), измельченный за один оборот эксцентриковой втулки, равен разности объемов двух рядов кусков материала в верхней зоне камеры дробления и материала, находящегося в зоне параллельности (см. рис. 3.11,б).

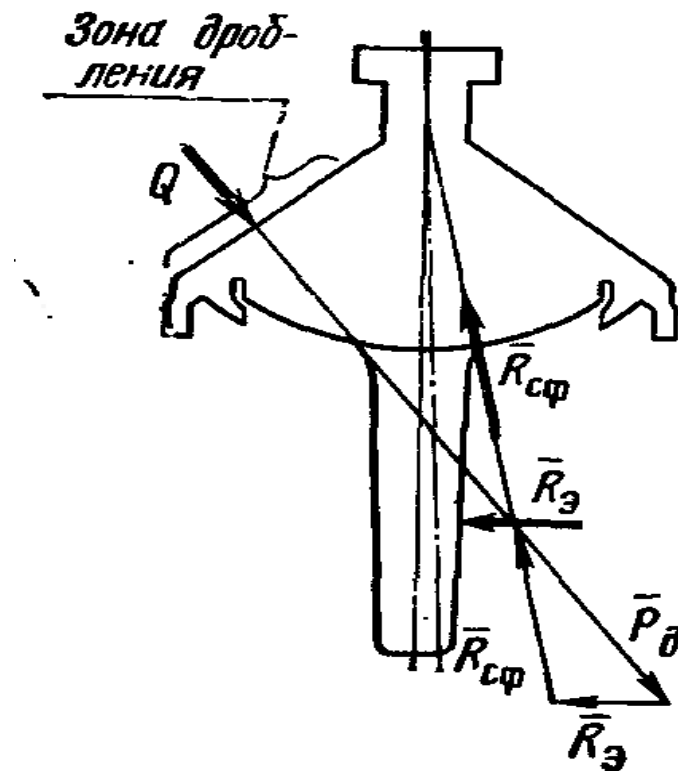


Рис. 4.12. Схема сил, действующих на подвижный конус

$$\Delta V = \frac{\pi D_1^3}{6} z_1 + \frac{\pi D_2^3}{6} z_2 - \frac{\pi d^3}{6} z_3,$$

где D_1 , D_2 и d – диаметры кусков материала в верхней зоне и зоне параллельности, м; z_1 , z_2 и z_3 – количество кусков материала, разместившихся в первом и втором рядах и в зоне параллельности. Заменяя z через отношение длин соответствующих окружностей и диаметры дробимых кусков, получим

$$\Delta V = \frac{\pi D_1^3}{6} \frac{\pi D_c'}{D_1} + \frac{\pi D_2^3}{6} \frac{\pi D_c''}{D_2} - \frac{\pi d^3}{6} \frac{\pi D_c}{d} \frac{l}{d}.$$

Тогда работа дробления

$$A = \frac{\sigma^2 \Delta V}{2E} = \frac{\pi^2 \sigma^2}{12E} (D_1^2 D_c' + D_2^2 D_c'' - dl D_c),$$

и мощность, затраченная на дробление (Вт),

$$N = \frac{\pi \sigma^2 \omega}{24E} (D_1^2 D_c' + D_2^2 D_c'' - dl D_c),$$

где ω – угловая скорость эксцентриковой втулки, рад/с; σ и E – предел прочности и модуль упругости измельчаемого материала, Па.

Установочная мощность двигателя дробилки (кВт)

$$N_{\text{уст}} = N / (1000\eta),$$

где η – КПД передачи от эксцентриковой втулки до двигателя.

Выведенные выше формулы мощности дают лишь приближенные значения ввиду сложности определения отдельных парамет-

ров. Наиболее часто мощность электродвигателя дробилок КСД и КМД определяют по эмпирической формуле В.А.Олевского:

$$N_{\text{уст}} = 12.6 D^2 n,$$

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

5. Дробилки ударного действия

5.1. Классификация и область применения

В дробилках ударного действия измельчение материала происходит при соударении кусков с рабочими органами (молотками, билами), а также с ограждающими элементами (отражательными плитами, колосниковыми решетками). Эти дробилки применяются преимущественно для измельчения малоабразивных пород средней прочности влажностью не более 10%. Преимуществами дробилок ударного действия являются: высокая степень измельчения (до 50), качество готового продукта по форме зерен, удельная производительность (на единицу массы машины), а также простота конструкции, удобство обслуживания. К недостаткам относятся интенсивный износ рабочих органов и неравномерный (по зерновому составу) готовый продукт.

По конструктивному исполнению такие дробилки подразделяются на молотковые и роторные. Первые в качестве рабочего органа имеют молотки, шарнирно подвешенные к ротору, у вторых — на массивном роторе жестко закреплены сменные била из износостойкой стали. Жесткое крепление бил на роторе обеспечивает использование при дроблении материала кинетической энергии всего ротора, что позволяет применять роторные дробилки для первичного дробления прочных материалов. Молотковые дробилки предназначены для дробления хрупких и мягких малоабразивных материалов (мел, гипс, известняк и т. п.).

Рабочий процесс дробилок ударного действия происходит следующим образом. Материал, подлежащий измельчению, загружается в дробилку сверху и, падая вниз, попадает под действие быстро вращающихся бил или молотков. В результате соударения куски раз-

рушаются, разлетаясь в разные стороны, попадают на ограждающие элементы — колосники, отбойные плиты, где дополнительно измельчаются. Отражаясь от ограждающих элементов, куски вновь попадают под действие рабочих органов. Такой процесс происходит многократно, пока измельченные куски не пройдут сквозь колосниковую решетку или разгрузочную щель. Разрушению материала способствуют также центробежные силы, возникающие при эксцентричном соударении куска с рабочим органом, благодаря чему в нем возникают растягивающие напряжения ($\sigma_p \approx 10$ МПа), превышающие предел прочности материала на растяжение.

Роторные и молотковые дробилки имеют одинаковые принципиальные схемы (рис. 5.1). Наиболее распространены однороторные нереверсивные дробилки (рис. 5.1,а), которые применяются для измельчения малоабразивных материалов средней и малой прочности. Однороторные дробилки могут быть также реверсивными (рис. 5.1,б), при этом изменяющееся направление вращения ротора позволяет использовать рабочие поверхности бил и молотков с двух сторон, не производя их перестановку, что увеличивает межремонтный срок службы машины. Двухроторные дробилки бывают одноступенчатого (рис. 5.1,в) и двухступенчатого (рис. 5.1,г) действия. Первые применяются для получения большей производительности, когда каждый ротор работает самостоятельно и материал поступает равномерно на каждый из них. Двухступенчатые двухроторные дробилки позволяют повысить степень измельчения материала в одной машине, где исходный материал сначала поступает на первый ротор, затем на второй.

Основным узлом дробилки ударного действия является ротор, который должен обладать высокими массой (до 20 т) и окружной скоростью (20...80 м/с), что обеспечивает эффективное дробление материала.

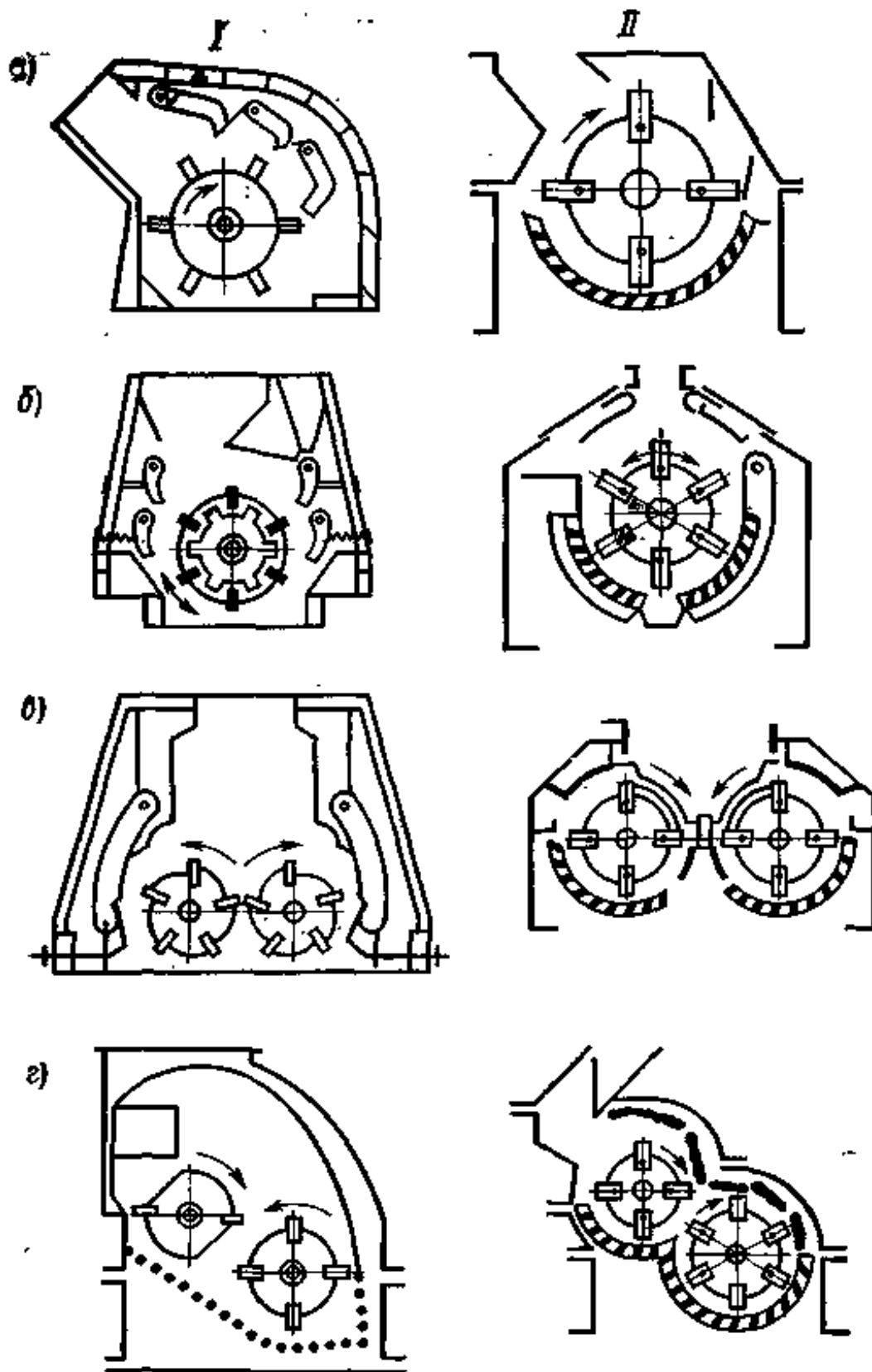


Рис. 5.1. Схемы дробилок ударного действия:
 I - роторные; II - молотковые

При таких показателях массы и скорости в роторе возникают большие ударные и центробежные нагрузки, что требует от конструкции ротора, сменных бил и молотков высокой надежности и удобства технического обслуживания.

Главные параметры дробилок ударного действия — диаметр (D_p) и длина (L_p) ротора, которые входят в ее условное обозначение.

5.2. Конструкция молотковых дробилок

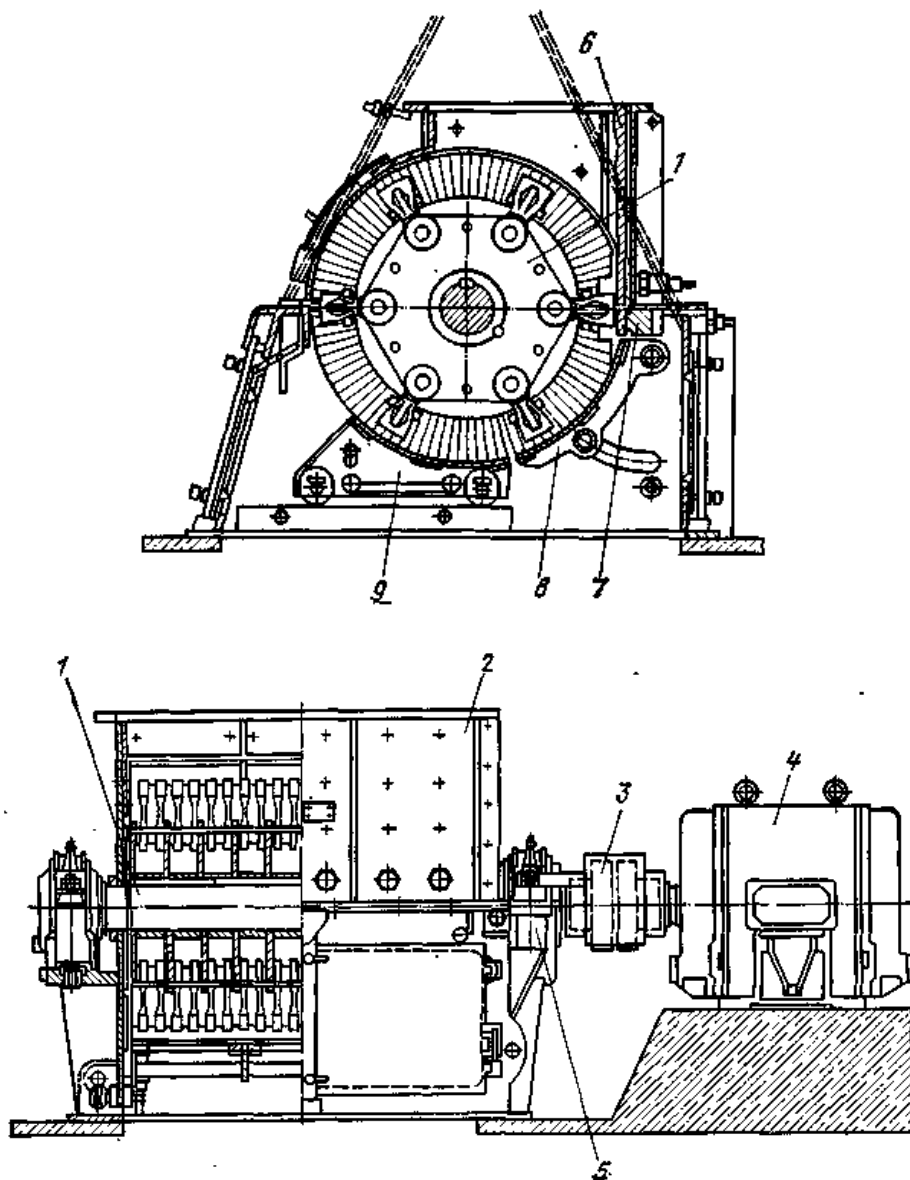


Рис. 5.2 Молотковая дробилка

Конструктивно различают одно- и двухро-торные молотковые дробилки, реверсивные и нереверсивные, с колосниковой решеткой и без нее. Наличие в дробилке колосниковой решетки позволяет регулировать крупность готового продукта по максимальному зерну. При отсутствии колосниковых решеток дробилка может измельчать материал более высокой влажности, но при этом возможно переизмельчение материала. Для дробления вязких материалов с повышенной влажностью или значительным содержанием липких включений вместо отражательных плит в дробилку встраиваются пластинчатые конвейеры тяжелого типа.

На рис. 5.2 показана однороторная нереверсивная дробилка, которая состоит из ротора 1, корпуса 2, отбойной плиты 6, отбойного бруса 7, двух колосниковых решёток — подвесной 8 и выдвижной 9. Вращение ротора, установленного в роликоподшипниках 5, осуществляется от электродвигателя 4 через упругую муфту 3. Корпус 2 сварной, имеет разъем по оси ротора в горизонтальной плоскости. Разъемные части — станина и верхняя часть — крепятся между собой болтами. Внутренние стенки корпуса футерованы сменными плитами из износостойчивого материала. В верхней части корпуса имеются два вертикальных разъема для откидывания передней и задней стенок с целью замены молотков, отбойного бруса и футеровочных плит.

Ротор (рис. 5.3) дробилки представляет собой горизонтальный вал 1, на котором насажены диски 4. Через диски по длине ротора пропущены оси 2, на которых шарнирно рядами подвешены молотки 3. Число рядов молотков в зависимости от крупности готового продукта равно двум, четырем или шести. Вал 1 вращается в двух роликоподшипниках 5, укрепленных на конусных разрезных втулках. Молотки дробилок (рис. 5.4) изготавливаются из износостойких сталей с двумя или четырьмя рабочими поверхностями с целью многократного

использования путем перестановок, переворачивания и т. п. На рис. 5.4, б, в, г изображены конструкции молотков с двумя рабочими поверхностями, а на рис. 5.4, а, д — с четырьмя. Число молотков на крупных дробилках достигает 100, масса каждого из них 4 ... 70 кг.

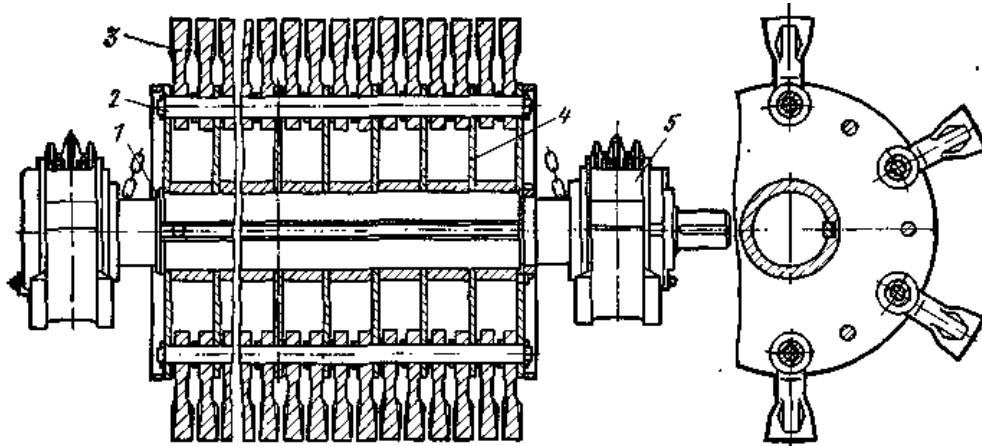


Рис. 5.3 Ротор молотковой дробилки

Отбойная плита 6 (см. рис. 5.2) футерована износостойкими плитами и в верхней части крепится к корпусу дробилки. Перемещение плиты относительно ротора производится с помощью регулировочного устройства. Отбойный брус 7 используется в крупных дробилках для регулирования размера готового продукта путем перемещения в прямоугольных гнездах нижней части станины параллельно оси ротора. Рабочая сторона бруса предохраняется от износа футеровкой. Выдвижная колосниковая решетка (рис. 5.5) смонтирована на тележке 2 с четырьмя катками 3, расположенными на рельсах.

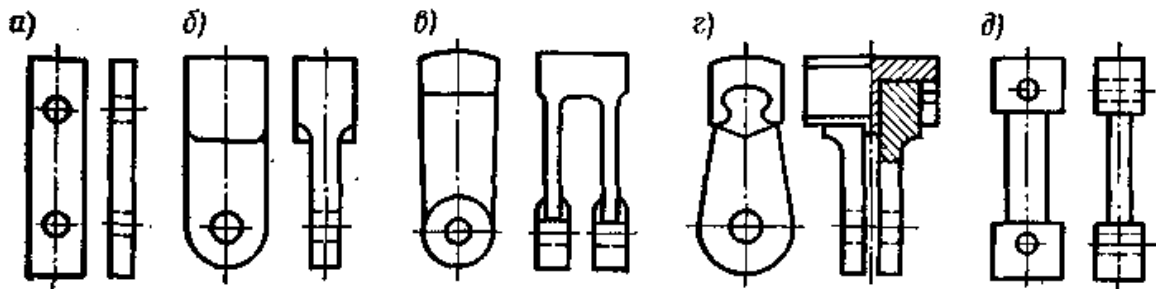


Рис. 5.4 Схемы молотков

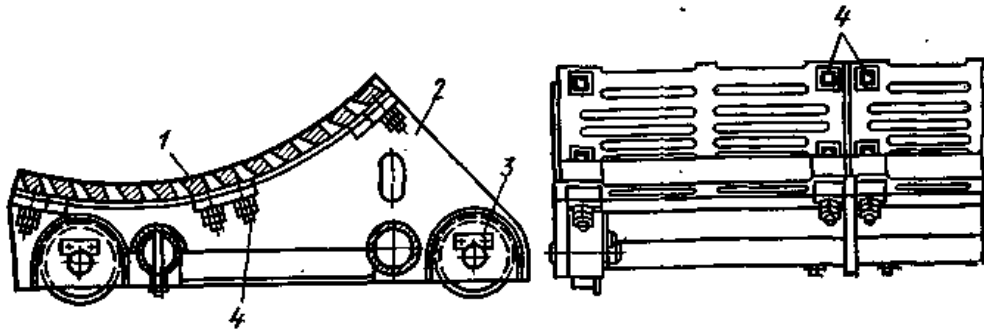


Рис. 5.5 Выдвижная колосниковая решетка

Тележка облицована сменными колосниками 1, закрепленными на ней с помощью болтов 4. Подвесная колосниковая решетка 8 (см. рис. 5.4) шарнирно подвешена на оси, а в нижней части опирается на зубчатую рейку, что позволяет ей изменять положение относительно молотков ротора, увеличивая или уменьшая зазор. Колосниковые решетки состоят из сменных колосников, вставляемых в пазы рамы каркаса. Щели между колосниками расширяются под углом 10...20° (в сторону разгрузки), что облегчает разгрузку материала.

При работе молотковой дробилки исходный материал поступает через приемное отверстие в камеру дробления, где измельчается молотками ротора и отбрасывается на отбойные плиту и брус. Там происходит дополнительное измельчение. Затем материал додрабливается на колосниковых решетках, и готовый продукт выпадает через щели решеток в разгрузочный бункер.

5.2. Конструкция роторных дробилок

Роторные дробилки подразделяются на крупного (ДРК), среднего и мелкого (ДРС) дробления. Конструктивно они различаются соотношением размеров роторов и числа отражательных плит.

У дробилок ДРК диаметр ротора больше длины, у дробилок

ДРС эти параметры равны, в дробилках ДРК камера дробления образуется ротором и двумя отражательными плитами, у дробилок ДРС — ротором и тремя плитами.

Конструкция наиболее распространенных однороторных не-реверсивных дробилок показана на рис. 5.6. Дробилка состоит из корпуса, ротора 1 с закрепленными на нем билами 11, отражательных плит 5 и 9, регулировочного механизма 6. Корпус дробилки— сварной, разъемный, состоит из верхней части 3 и станины 2, крепящейся к фундаменту. В верхнюю часть корпуса входят неподвижная и откидывающаяся части. На неподвижной части крепятся: к приемному отверстию 4 — лоток и к стенке — отражательная плита 5.

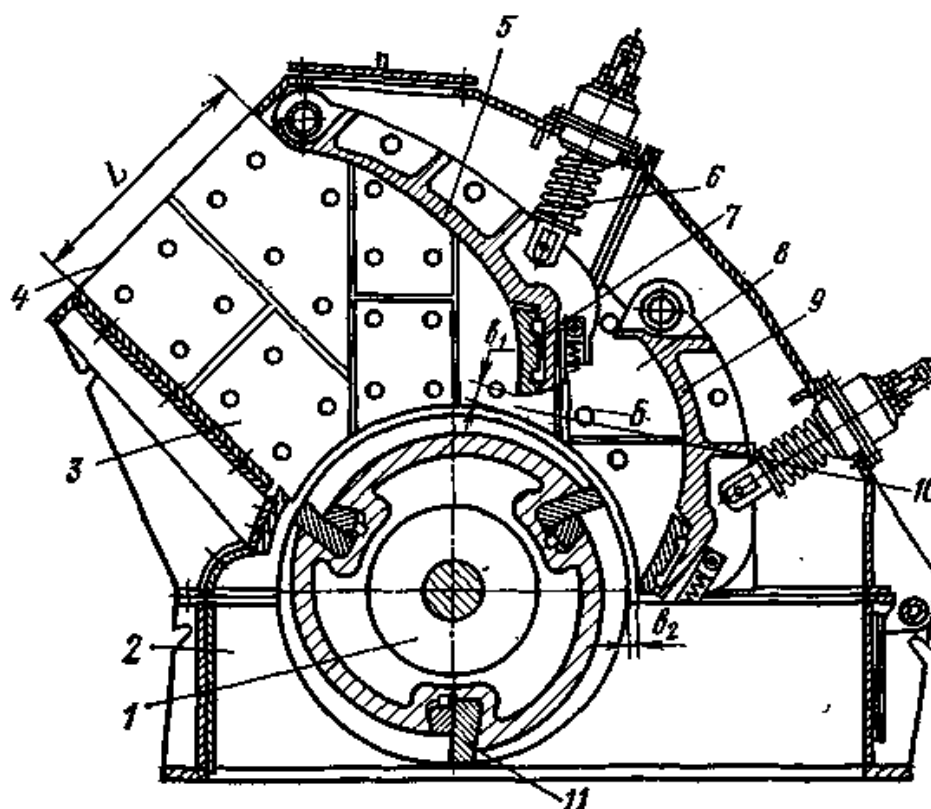


Рис. 5.6. Роторная дробилка

Откидывающаяся часть перемещается с помощью регулировочного механизма (винтового, гидравлического и т. д.). В корпусе предусмотрены люки для профилактического осмотра дробилки. Места разъема корпуса и соединения корпуса с люками герметизируются

для предохранения от проникновения пыли. Внутренняя часть корпуса облицована футеровкой 8.

Ротор 1 дробилки представляет собой массивную цилиндрическую отливку с продольными пазами для установки бил. Число рядов бил колеблется от двух до шести и зависит от вида дробления: при крупном дроблении оно меньше, при среднем и мелком — больше. Билы изготавливаются литыми из высокомарганцовистой стали. Вал ротора установлен в конических самоцентрирующихся подшипниках, которые для облегчения монтажа насажены на конические разрезные втулки. Корпуса подшипников устанавливаются на корпусе дробилки. Для обеспечения высокой уравновешенности ротор при изготовлении проходит статическую балансировку. Отражательные плиты 5 и 9 выполняются из износостойкой марганцовистой стали и в нижней части облицованы футеровкой 7. На плитах установлены пружинные возвратно-регулирующие устройства 6 с резиновыми амортизаторами, предназначенные для пропуска через машину недробимых предметов и регулировки размера выходной щели 10. В рассматриваемой дробилке установлены две отражательные плиты, образующие две камеры дробления, что характерно для ДРК. При совмещении обеих плит образуется однокамерное дробящее пространство, при котором дробилка имеет наибольшую производительность.

Привод дробилки осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу. В некоторых роторных дробилках вместо отражательных плит устанавливают отражательные колосниковые решетки, что предотвращает переизмельчение материала, отделяя готовый продукт от общей массы перерабатываемого материала.

5.3. Расчет дробилок ударного действия

При ударном измельчении материала энергия расходуется на разрушение кусков, на деформацию молотков (бил), отражательных и колосниковых плит, причем количество и распределение энергии зависят от физико-механических свойств и крупности исходного материала, массы, формы, скорости вращения рабочих органов, степени измельчения и особенностей конструкции дробилок.

Для разрушения материала в дробилках ударного действия необходимо, чтобы куски получали определенное количество энергии, которое зависит от характеристики горной породы.

Исследования показали, что критерием оценки ударного воздействия на горную породу является зависимость

$$dv^z = c \quad (5.1)$$

где d - размер куска, м; v - скорость удара, м/с; z - показатель степени ($z < 2$); c - константа, характеризующая горную породу (определяется опытным путем). Если $dv^z < c$, материал не разрушается, если $dv^z > c$, то происходит разрушение материала. Анализ формулы (5.1) показывает, что при данной скорости удара существует граничный размер куска $d_{кр}$ (м), ниже которого частицы разрушаться не будут:

$$d_{кр} = 230 \cdot 10^{-5} \frac{\sigma_p}{(\rho v_p^{1,5})} \quad (5.2)$$

где σ_p - предел прочности материала на растяжение, Па; ρ - плотность дробимого материала, кг/м³; v_p - скорость удара, принимаемая равной окружной скорости ротора, м/с.

На основании зависимости (5.1) можно также определить критическую скорость вращения ротора (м/с) для разрушения кусков

крупностью d и имеющих определенные значения σ и ρ :

$$v_{кр} = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p}{\rho d}\right)^2} \quad (5.3)$$

Молотковые дробилки. Расчет ведется по эмпирическим формулам, связывающим производительность и мощность машин с линейными размерами ротора и скоростью его вращения. Диаметр (м) ротора (диаметр окружности, описываемой молотками), $D_p = 3d + 0.55$ где d —наибольший размер кусков исходного материала, м. Длина (м) ротора $L_p = (0,8 \dots 1,2)D_p$. Длина молотка (от оси подвеса до бойка) принимается равной $(0,2 \dots 0,25) \cdot D_p$. Длина бойка равна 0,5 длины молотка.

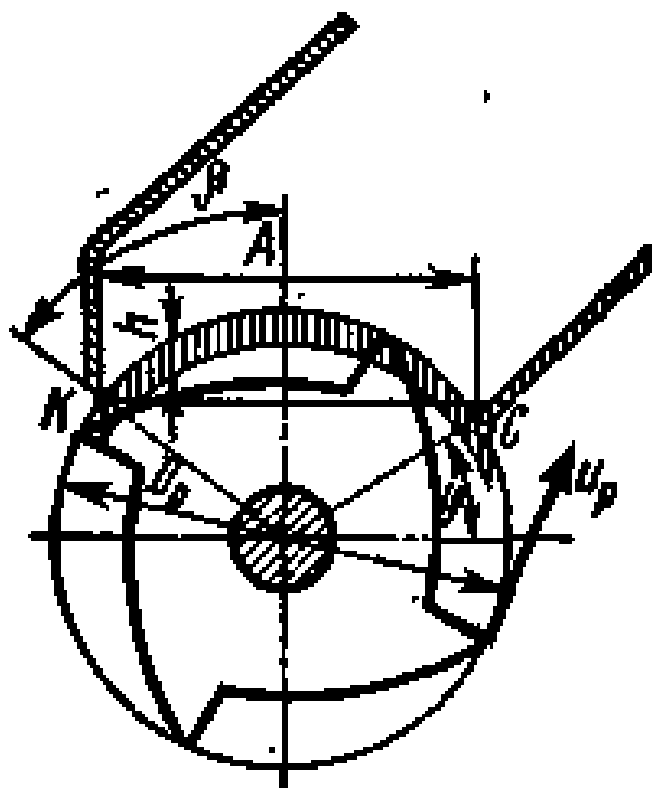


Рис. 5.7. Схема к расчету производительности роторной дробилки

Ширина щели между колосниками решетки должна быть в 1,5...2 раза больше требуемого наибольшего размера готового продукта.

Производительность (м³/ч) молотковых дробилок при $D_p > L_p$

$$П = (0,36 \dots 0,54) D_p^2 L_p \omega \quad (5.4)$$

при $D_p < L_p$

$$П = (0,36 \dots 0,54) D_p L_p^2 \omega \quad (5.5)$$

где ω - угловая скорость вращения ротора, рад/с.

Мощность (кВт) молотковых дробилок

$$N = 1.18 D_p L_p \omega \quad (5.6)$$

или

$$N = 1.34 D_p^2 L_p \omega \quad (5.7)$$

Производительность, потребляемая мощность молотковых дробилок, качество готового продукта, долговечность деталей машины во многом зависят от конструкции молотков — их размеров, массы и окружной скорости вращения. Измельчение материала в молотковых дробилках происходит в результате соударений молотков с отдельными кусками, причем работа, производимая од ним молотком, зависит от его кинетической энергии (Дж): $E = \frac{mv^2}{2}$, где m — масса молотка, кг; v — окружная скорость вращения молотка, м/с.

При соударении молотка с куском материала возникает импульс удара, в результате которого молоток теряет первоначальную скорость и отклоняется назад. Отклонение молотка (угол поворота после соударения) зависит от его массы и размеров и не может быть чрезмерным, так как при этом нарушится работа дробилки и повысится износ молотков. Допустимый угол поворота молотка определяется в зависимости от изменения окружной скорости молотка до и после удара и не может превышать 80 ... 90 % максимально возможного угла поворота молотка.

Долговечность деталей рабочего органа (подшипников ротора) зависит от величины удара, передаваемого на вал ротора при работе дробилки. Для повышения долговечности подшипников ротора необходимо обеспечить уравнивание молотков, при котором ударный импульс, передаваемый на ось подвеса молотка и подшипники ротора, был бы равен нулю. Это достигается созданием определенной формы молотков, при которой момент инерции ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$) молотка относительно оси подвеса $J_{z-z} = m(l_1^2 + l_1 l_2)$ где l_1 — расстояние от оси подвеса до центра масс молотка, м; l_2 — расстояние от центра масс молотка до точки приложения импульса удара при соударении с куском материала, м.

Роторные дробилки. Главными параметрами дробилки являются диаметр и длина ротора. Диаметр ротора D_p (м) зависит главным образом от крупности исходного материала d (м). Для однороторных ДРК $D_p = (1,5 \dots 3,0)d$ для двухроторных $D_p = 1,2d$, дробилки среднего дробления имеют $D_p = (3 \dots 10)d$, мелкого дробления - $D_p \geq 10d$. Длина ротора L_p (м) зависит от его диаметра: $L_p = (0,5 \dots 1,5)D_p$. Производительность роторной дробилки ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$P = 480 \frac{L_p D_p^{1.5}}{v_p^{0.35} z^{0.5}} k_\beta$$

где v_p — окружная скорость вращения ротора, м/с; z — число рядов бил; k_β — коэффициент, зависящий от положения отражательной плиты ($k_\beta = 1,3 \dots 5,2$). Производительность роторных дробилок может быть также определена на основании расчетной схемы (рис. 5.7), согласно которой над камерой дробления находится плотная масса материала, опускающаяся под действием силы тяжести на ротор со скоростью v_b . При вращении ротора последний каждым билом срезает слой материала толщиной h (по вертикали). Объем срезаемого мате-

риала $V = AL_p h$ (м^3), где A — горизонтальная проекция дуги КС, м. Отсюда производительность дробилки ($\text{м}^3/\text{с}$) $\Pi = Vnz = AL_p hnz$, где n — частота вращения ротора, об/с; z — число рядов бил.

Мощность привода роторной дробилки (кВт)

$$N = W_{др} \Pi \frac{(i-1)}{D_{св} \eta_{др} \eta_{пр} 100}$$

где $W_{др}$ — энергетический показатель (затраты электроэнергии на измельчение 1 м^3 материала), $\text{Вт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$, $W_{др} = (2,53 \dots 40)$; Π — производительность дробилки, $\text{м}^3/\text{ч}$; i — степень измельчения; $D_{св}$ — средневзвешенный диаметр исходного материала, м; $\eta_{др}$ — КПД дробилки ($\eta_{др} = 0,75 \dots 0,95$); $\eta_{пр}$ — КПД привода (при клиноременной передаче $\eta_{пр} = 0,92 \dots 0,96$).

6. Валковые дробилки

6.1. Область применения и классификация

Основным рабочим элементом валковой дробилки является вращающийся на горизонтальной оси цилиндрический валок. Подлежащий дроблению материал подается сверху, затягивается между валками или валком и футеровкой камеры дробления и в результате этого дробится.

Валковые дробилки бывают одно-, двух-, трех- и четырехвалковые. Четырехвалковую дробилку в ряде случаев можно рассматривать как две двухвалковые, смонтированные в одном корпусе.

Поверхности валков бывают гладкие, рифленые, ребристые и зубчатые длинно- и короткозубчатые (длиннозубчатые — при высоте зуба более 0,1 диаметра, валка, короткозубчатые при высоте зуба менее 0,1 диаметра валка). Сочетание дробящих поверхностей может быть различным: например, оба валка могут иметь гладкую поверхность или один гладкую, другой — рифленую. Дробилки с гладкими и рифлеными валками обычно применяют для дробления материалов средней прочности (до $\sigma_{сж} = 150$ МПа); дробилки с зубчатыми валками применяют для измельчения каменного угля и подобных материалов малой прочности (до $\sigma_{сж} = 80$ МПа). Крупность продукта дробления валковой дробилки зависит как от размера выходной щели между валками, так и от типа поверхности рабочих органов. В мировой практике валковые дробилки используют, как правило, на заключительных стадиях дробления (среднее и мелкое дробление).

Существенным недостатком валковых дробилок является ин-

тенсивное и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей валков (бандажей) при обработке прочных и абразивных горных пород. Бандаж изнашивается в основном в средней части валка, что не дает возможности поддерживать стабильный размер выходной щели по всей ее длине. Кроме того, валковые дробилки обладают сравнительно невысокой удельной производительностью.

Тем не менее анализ зарубежного опыта показывает большое распространение валковых дробилок различных конструкций для дробления самых разнообразных материалов, особенно в составе передвижных дробильно-сортировочных установок. Это объясняется тем, что валковые дробилки наиболее приспособлены для переработки очень распространенных материалов, склонных к налипанию или содержащих липкие включения. Во время работы дробилок налипший на поверхность валков материал срезается очистными скребками и при необходимости отводится в сторону. Применение дробилок других типов на переработке таких материалов или вообще невозможно, или вызывает частые простои, связанные с длительной и трудоемкой работой по очистке камеры дробления. Возможность перерабатывать материалы, склонные к налипанию на рабочих органах, выгодно отличает валковые дробилки от других типов дробильного оборудования.

6.2. Основные конструктивные схемы

Одновалковые дробилки

Основные конструктивные схемы валковых дробилок приведены на рис. 6.1.

Схему 1, где камера дробления образована поверхностями валка и неподвижной футеровки, применяют при зубчатом валке. Одновалковую зубчатую дробилку используют для дробления угля, агло-

мерата и др. Дробилка состоит из зубчатого валка и колосниковой решетки, шарнирно подвешенной в верхней части рамы. Нижний конец колосниковой решетки притянут пружиной к регулируемому упору, что позволяет изменять зазор между зубьями и колосниковой решеткой и предохраняет дробилку от полосок при попадании недробимых предметов.

Для дробления агломерата на агломерационных фабриках в ряде случаев длиннозубчатые валки устанавливают непосредственно над колосниковой решеткой, по которой движутся пласты агломерата, причем зубья валка проходят в зазоры между колосниками (рис. 6.2).

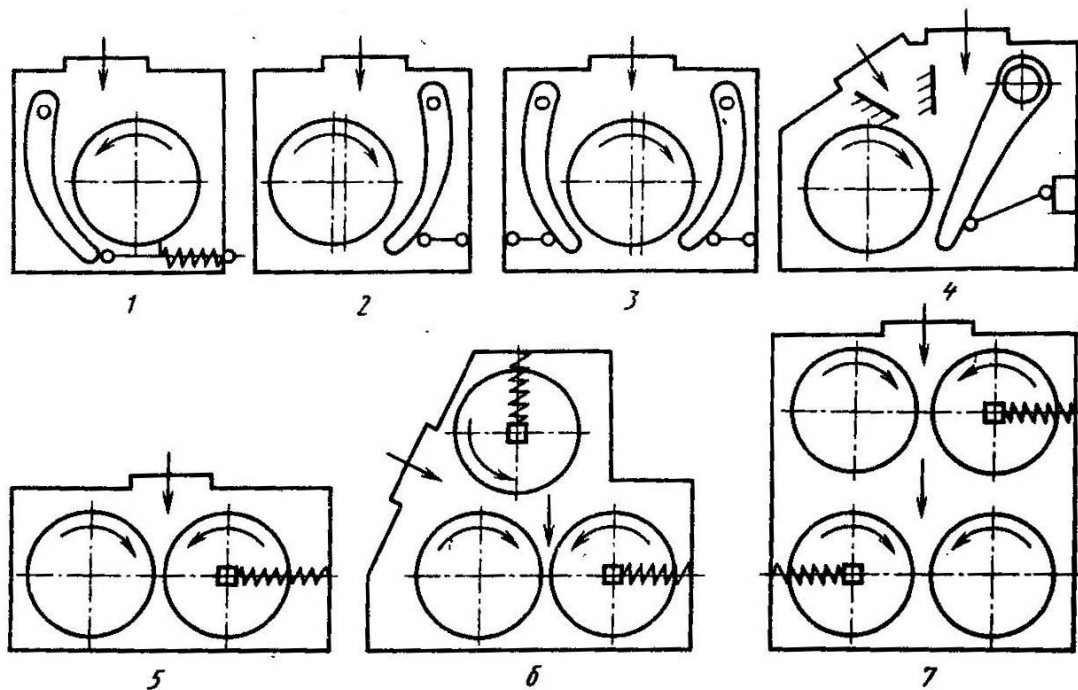


Рис. 6.1 Основные конструктивные схемы валковых дробилок

В табл. 6.1 приведена техническая характеристика отечественных одновалковых длиннозубчатых дробилок.

Указанные в таблице дробилки предназначены для дробления горячего агломерата температурой 600—850°C и поэтому для отвода теплоты, поступающей к цапфам вала при непосредственном контак-

те ротора с горячим агломератом, вал выполняют полым, и в нем предусмотрена циркуляция воды для охлаждения.

Таблица 6.1

Одновалковые длиннозубчатые дробилки

Показатель	СМД-1	СМД-2А	СМД-3Б
Размеры вала, мм:			
диаметр	1200	1300	1300
длина	2100	2700	4200
Частота вращения валика, об/мин	3,2	4,7	3; 4,5; 6; 9
Наибольшие размеры куска питания (агломерата), мм	250x1000x x2000	250x1300x x2500	400x1500x x4000
Размер куска после дробления, мм	200	До 150	До 150
Ориентировочная производительность, т/ч	80	200	800-900
Мощность двигателя, кВт	30	55	40; 60; 90; 125
Масса дробилки, т (без электродвигателя)	22,3	27,8	52,7

Станина представляет собой сварную конструкцию из листового проката, в нижней ее части расположены сменные колосники, а боковые стенки облицованы износостойкими плитами. Вал ротора установлен на подшипниках качения. На валу насажены звездочки и дистанционные втулки.

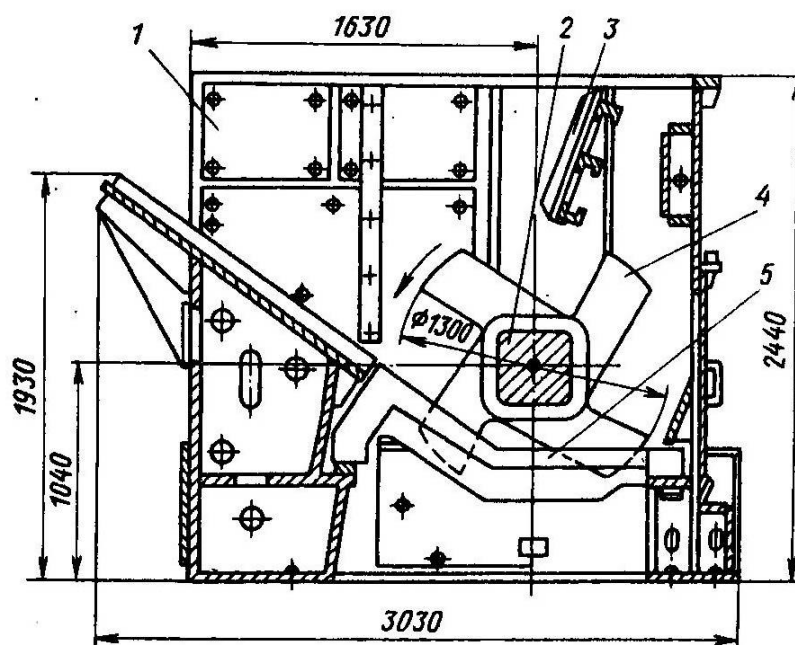


Рис. 6.2 Одновалковая зубчатая дробилка

1-корпус; 2-вал; 3-отбойная плита; 4-зубчатый венец; 5-колосники

При работе дробилки ротор захватывает звездочками поступающий в дробилку «пирог» агломерата, дробит его на куски и продавливает в зазоры колосниковой решетки.

По схемам 2 и 3 (см. рис. 6.1) выполнены валковые дробилки, принципиально отличающиеся от всех других конструкций. Валки этих дробилок связаны с валом не жестко, а укреплены шарнирно на эксцентричной его части.

По схеме 2 выполнена валково-щековая дробилка-гранулятор «Гравилор» фирмы АБМ (Франция). На эксцентриковом валу на роликовых подшипниках закреплен валок, облицованный бандажом с треугольными рифлениями. Верхняя часть неподвижной щеки подвешена на оси, соединенной с боковыми стенками корпуса. Нижняя часть щеки опирается на распорную плиту, состоящую из двух частей, которые соединены между собой болтами. Болты служат предохранителями и срезаются при попадании в камеру дробления недробимых предметов. Распорная плита упирается в регулировочное устройство, что позволяет регулировать зазор между ней и валком. Машина предназначена для приготовления мелкого щебня с повышенным содержанием зерен кубообразной формы.

Фирма АБМ рекламировала две модели валковой дробилки-гранулятора «Гравилор» с загрузочным отверстием длиной 400 и 800 мм и одинаковым для обеих моделей валков диаметром 550 мм. Частота вращения вала 500 об/мин.

В схеме 3 две камеры дробления, поверхность рабочих органов гладкая. По сравнению с дробилкой, выполненной по схеме 2, узел крепления валка не имеет принципиальных отличий, а наличие двух камер дробления примерно в 2 раза увеличивает производительность

машины.

Фирма Визерхютте (ФРГ) одно время усиленно рекламировала дробилку «Ротекс», выполненную по данной схеме. Дробилка «Ротекс» снабжена двойным предохранительным устройством: приводной шкив связан с эксцентриковым валом посредством фрикционной муфты, ограничивающей момент, а между щекой и корпусом дробилки расположены предварительно напряженные спиральные пружины, сжимающиеся при попадании недробимых предметов. Фирма освоила производство трех моделей дробилки «Ротекс» (D x L): 300 x 330, 500 x 540 и 800 x 850 мм.

Фирма Вестингауз (США) также изготовила подобную дробилку с валками размерами 800 x 600 мм, в которой использовалась гидравлика как для изменения размера выходной щели, так и для предохранения машины при попадании недробимых предметов.

ВНИИстройдормаш провел исследования дробилки данной конструкции. Эксперименты показали, что при определенных режимах такая дробилка может обеспечить приготовление щебня размером до 20 мм с содержанием лещадных зерен до 15%, что соответствовало требованиям действующего в то время ГОСТа на щебень. Однако было установлено, что дробилка легко запрессовывается влажным материалом, а в продукте дробления содержится до 40—45% зерен переизмельченного материала (меньше 5 мм), что для конкретных условий производства товарного щебня нежелательно.

Схема 4 (см. рис. 6.1) применена в валково-щековой дробилке, впервые предложенной фирмой Даймонд (США) для передвижных дробильно-сортировочных установок. На общей раме смонтированы подвижная и неподвижная щеки, а также валок. Подвижная щека имеет сложное движение. Привод валка связан цепной передачей с эксцентриковым валом подвижной щеки. Материал поступает в камеру

дробления, образованную неподвижной и подвижной щеками, раздробленный материал поступает на вторую стадию дробления — между вращающимся валком и нижней частью той же подвижной щеки. В эту же камеру дробления может дополнительно подаваться мелкий материал.

По данным фирмы, использование такой дробилки на 30—40% снижало вес всей установки. Фирма освоила выпуск трех моделей дробилок размерами В х L х D; 250х510х510; 250х760х510 и 250х1000х560 мм, однако эксплуатация показала, что данные дробилки имеют низкую надежность и поэтому выпуск их ограничен.

Двухвалковые дробилки

Наиболее распространена двухвалковая дробилка, принципиальная схема которой показана на рис. 6.1 (схема 5). По ней изготавливают большинство отечественных и зарубежных валковых дробилок. Валки вращаются навстречу один другому, захватывают и дробят попавший между ними материал, раздавливая его и частично истирая. Иногда для увеличения истирающего эффекта, необходимого при измельчении некоторых материалов, валкам сообщают разную окружную скорость.

Корпуса подшипников вала одного из валков опираются на пружины и могут перемещаться. В результате этого при попадании недробимого предмета один валок может отойти от другого и пропустить недробимый предмет, после чего под действием пружин возвратиться в исходное положение. Имеются конструкции, в которых предпружинены оба валка. Их применяют там, где в исходном материале много недробимых включений. Техническая характеристика отечественных двухвалковых дробилок приведена в табл. 6.2.

Привод валков осуществляется так, как показано на рис. 6.3.

Широко распространенная до последнего времени «традиционная» двухвалковая дробилка (рис. 6.4), выполнена по схеме, приведенной на рис. 6.3, а. Шкив 2 (см. рис. 6.4) дробилки приводится во вращение электродвигателем, далее через одноступенчатый редуктор, закрытый кожухом 8, вращение передается первому рифленому валку 3, корпуса подшипников которого неподвижно прикреплены к раме 1 дробилки. Подшипники 7 второго гладкого валка 4 прижаты к упору амортизационными пружинами 5 и могут перемещаться, сжимая пружины, увеличивая зазор между валками и пропуская недробимый предмет. Вращение от первого (ведущего) валка передается второму (ведомому) валку с помощью шестерен с удлиненными зубьями, допускающими изменение межцентрового расстояния между валами валков. Шестерни вращаются в масляной ванне и закрыты кожухом 6.

Таблица 6.2

*Техническая характеристика отечественных
двухвалковых дробилок*

Показатель	Валковые дробилки					
	с гладкими валками					с рифлеными и гладкими валками
Размер бандажа, мм:						
диаметр	400	600	800	1000	150	600
длина	250	400	500	550	0	400
Максимальная крупность исходного материала, мм	20	30	40	50	600	60
Пределы регулирования выходной щели, мм	2-12	2-14	4-16	4-18	4-20	10-30
Частота вращения валком, об/мин	200	180	150	100	83	175
Окружная скорость валков, м/с	4,2	5,6	6,2	5,2	6,5	5,5
Мощность электродвигателя, кВт	2x4,	2x7,5	28	40	55	20
Производительность, м ³ /ч, не менее при выходной щели:	5					
минимальной	2,7	4,3	10,8	11,9		18
максимальной	16,2	30,2	43,0	53,5	13,0	54
Масса, т	2,2	3,4	12,5	15,9	65,0	3,33
					32,4	

В последнее время появились конструктивные решения, в которых каждый валок приводится от электродвигателя (см. рис. 6.3, б) или через редуктор 3 и карданные вали 4 (см. рис. 6.3, в). Есть и другие решения.

Отечественная валковая дробилка (рис 6.5), выполненная по схеме, приведенной на рис. 6.3, б, имеет два валка, один из которых гладкий, другой — рифленый. Подшипники одного из валков прикреплены к корпусу 5 дробилки, подшипники другого — к подвижной раме 3, соединенной шарниром 4 с корпусом.

В верхней части корпус и рама связаны между собой предохранительным механизмом 1, состоящим из системы тяг и пружин, позволяющих регулировать зазор между валками, а также допускающих расхождение валков при попадании недробимого предмета. В этом случае валок вместе с подвижной рамой и установленным на ней электродвигателем поворачивается вокруг шарнира, и зазор между валками увеличивается. После прохождения недробимого предмета пружины возвращают валок в первоначальное положение. Усилие, необходимое для дробления материала, обеспечивается предварительным поджатием пружин.

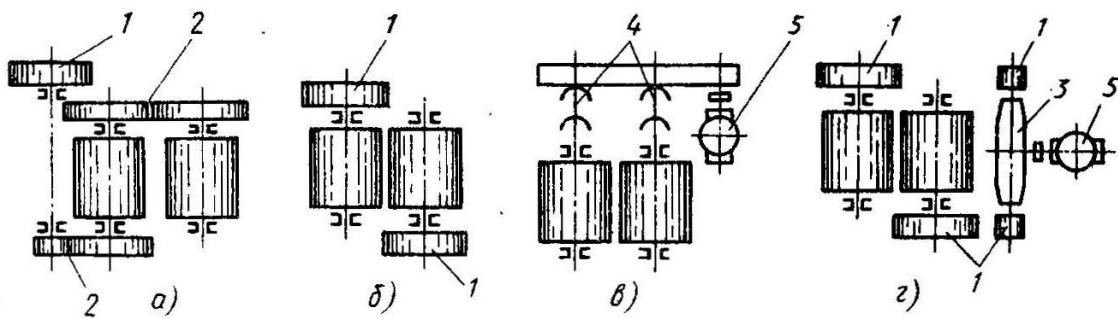


Рис. 6.3 Варианты привода валков двухвалковых дробилок:
 1-шків; 2-шестеренчатая передача; 3-редуктор; 4-кардан; 5-

электродвигатель

Привод каждого валка осуществляется клиноременной передачей от индивидуальных электродвигателей 2, установленных на корпусе и подвижной раме, поэтому при расхождении валков межцентровое расстояние клиноременной передачи не изменяется.

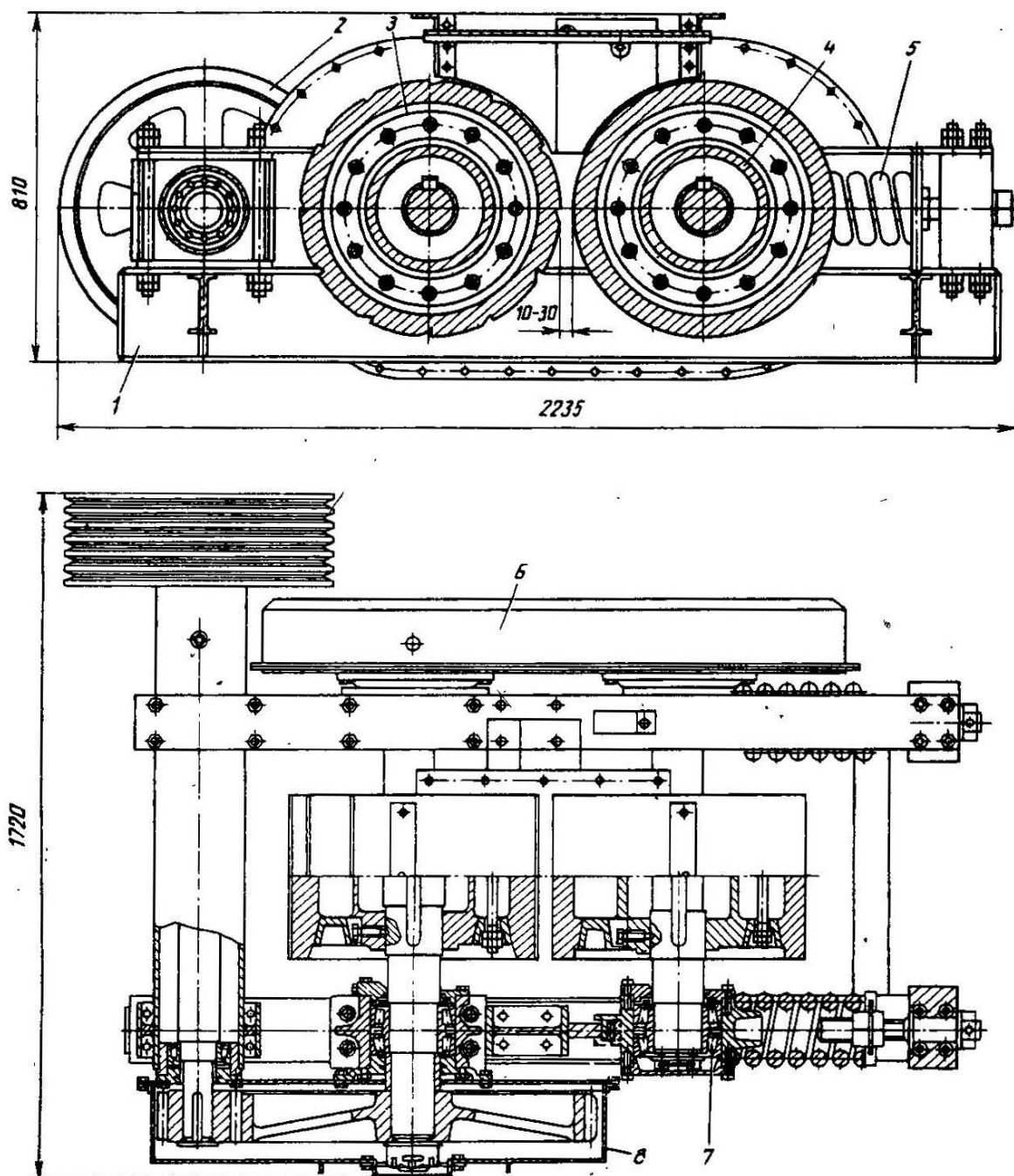


Рис. 6.4 Двухвалковая дробилка с рифленым

и гладким валиками

Двухвалковая дробилка с короткозубчатыми валами машиностроительного комбината им Э. Тельмана (ГДР) выполнена по схеме, показанной на рис. 6.3, в. Валки оборудованы мелкими зубьями. Неподвижный валок приводится непосредственно электродвигателем через редуктор, второй подвижной валок электродвигателем через редуктор и короткий шарнирный вал. Такие дробилки предназначены для дробления пород малой прочности таких, как, например, глина, мергель, мягкий известняк, гипс, уголь.

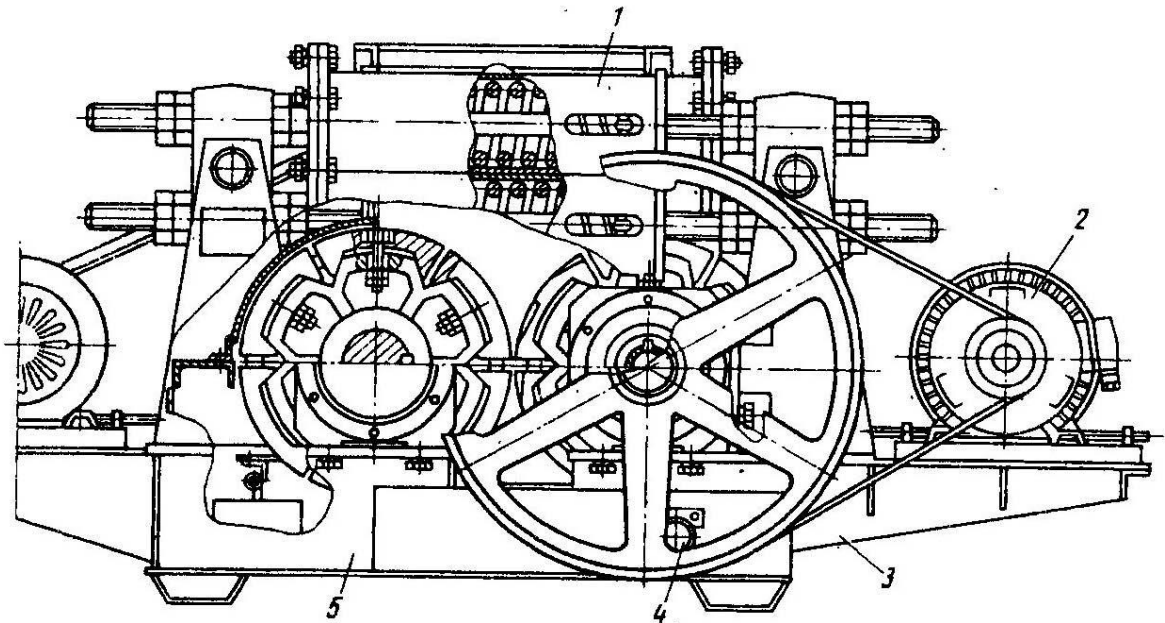


Рис. 6.5. Двухвалковая дробилка с отдельным приводом валков

Завод им. Э. Тельмана выпускает такие валковые дробилки трех типоразмеров для первичного и вторичного дробления (табл. 6.3).

В промышленности строительных материалов для переработки глиняной массы и удаления из нее камней применяют так называемые дезинтеграторные вальцы (рис. 6.6). Они состоят из двух

валков, из которых валок 1 большего диаметра имеет гладкую поверхность, а на рабочей поверхности валка 3 меньшего диаметра предусмотрены ребра высотой 8—10 мм. Ребристый валок совершает 500—600 об/мин, гладкий 50—60 об/мин.

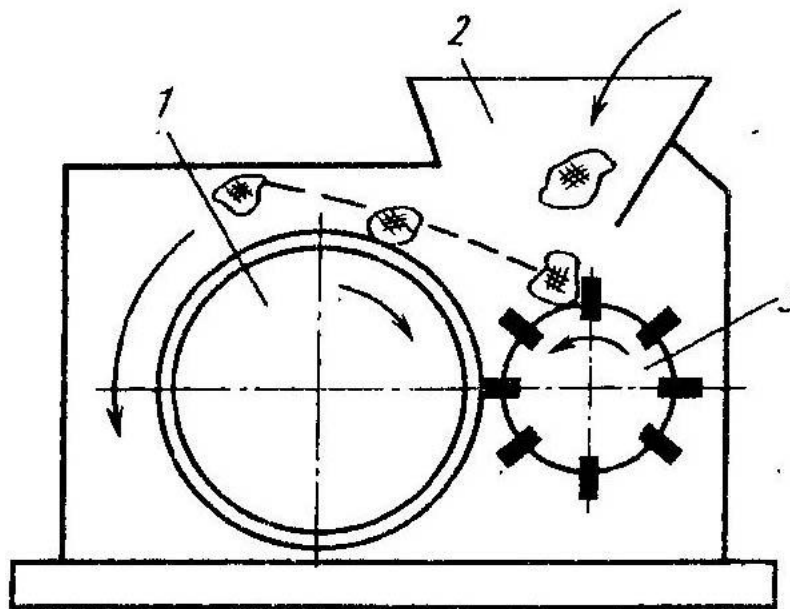


Рис. 4.6. Дезинтеграторные вальцы

Таблица 6.3

Техническая характеристика дробилок с короткозубчатыми валками завода им. Э. Тельмана

Показатель	I	II	III
Размеры валка, мм:			
диаметр	1100	1250	2000
длина	1000	1250	2000
Зазор между валками, мм	40-250	40-250	80-250
Максимальная крупность исходного материала, мм			
для дробления:			
первичного	325	600	900
вторичного	125	150	200
Производительность при зазоре между валками 100 мм, м ³ /ч	125	175	400
Мощность электродвигателя, кВт	2x22	2x55	2x75
Масса, кг:			
дробилки (без привода)	9750	16800	86000
привода (без двигателя)	4230	8300	10620
Необходимая площадь монтажа и обслуживания, м (ширина X длина)	5,7x5,5	7,3x5,8	9,5x7,5

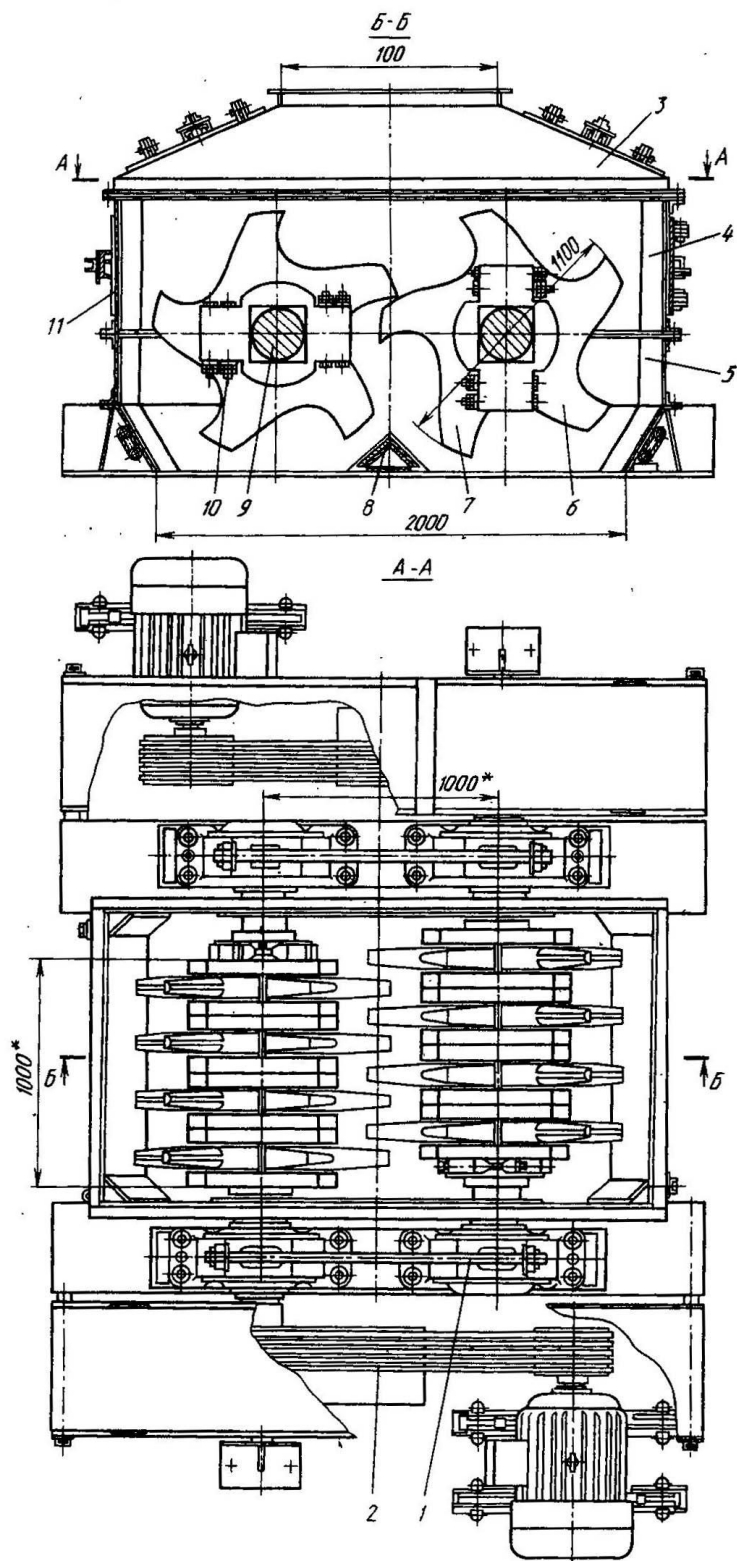


Рис. 6.7 Двухвалковая зубчатая дробилка СМД-153

Исходный материал загружается в воронку 2 и поступает на

быстроходный валок. Комок глины, ударяясь о ребро валка, деформируется, «теряет» скорость и затягивается в зазор между валками. Твердые включения, например камни, будут отбрасываться ребрами валка и попадать в отводной лоток. Таким образом, в дезинтеграторных вальцах измельчение глины сочетается с ее очисткой от твердых примесей.

Для переработки глиняной массы предназначены также дырчатые вальцы конструкции ВНИИстройдормаша. Рабочие поверхности валков дырчатые. Исходная масса подается в приемную воронку и затягивается между двумя валками, вращающимися навстречу один другому, где глиняная масса разминается, растирается благодаря разной окружной скорости валков и продавливается сквозь отверстия внутри валков. Далее она попадает на отводящий конвейер. При этом имеющиеся в глиняной массе твердые включения дробятся, так как сила предварительного натяжения пружин тихоходного валка рассчитана на такие усилия.

В некоторых литературных источниках двухвалковую зубчатую дробилку СМД-153 (рис. 6.7) называют дискозубчатой. Применяют ее обычно для грубого дробления угля в системе топливоподачи электростанций, а также для дробления других материалов с пределом прочности при сжатии до 45 МПа, в которых могут попадаться отдельные включения горных пород с пределом прочности при сжатии до 60 МПа. Эксплуатация дробилки допускается как в закрытых помещениях, так и на открытых площадках при температуре окружающего воздуха от —40 до 40°С.

Для удобства демонтажа валков корпус дробилки выполнен разъемным и состоит из нижней 5 и верхней 4 частей. В боковых частях корпуса дробилки предусмотрены люки 11 для осмотра и ремонта рабочих органов дробилки. К верхней части корпуса прикреплен

загрузочная воронка 3. Места разъемов уплотнены резиновыми прокладками.

Для устранения напряжений от изгиба в раме и разгрузки болтов крепления подшипников их корпуса в верхней части соединены между собой стяжками 1.

Каждый валок диаметром 1100 мм и длиной 1000 мм имеет индивидуальный привод от асинхронного двигателя. Крутящий момент от электродвигателя валкам передается с помощью клиноременной передачи 2.

Для исключения поломки механизмов дробилки при попадании недробимых тел в камеру дробления приводы дробилки снабжены такими же предохранительными устройствами, как и приводы описанных щековых дробилок.

Зубчатые валки расположены в горизонтальной плоскости, вращаются навстречу один другому с различной частотой (170 и 200 об/мин). Зубчатый валок представляет собой вал 9 квадратного сечения со смонтированными на нем зубчатыми дисками, состоящими из двух пол у звездочек: 5 и 7, соединенных между собой болтами 10 из стали 40Х, что обеспечивает возможность замены дисков без демонтажа валка.

Материал поступает в дробилку сверху через загрузочную воронку 3, дробится и выходит через разгрузочное отверстие. В средней части станины дробилки под валками установлена балка 8, препятствующая прохождению кусков материала более 250 мм. Для обогрева дробилки в холодное время года, чтобы устранить намерзание материала на стенки корпуса, в раме дробилки смонтированы змеевики, в которые подается теплоноситель. На конце вала закреплен шкив с смонтированным в него предохранительным устройством.

Для привода дробилки установлены два трехфазных коротко-

замкнутых электродвигателя мощностью 30 кВт, которые питаются от сети переменного тока (380 В; 50 Гц). Электросхемой предусмотрен отдельный пуск электродвигателей с помощью реле времени. Управление электроприводом дробилки дистанционное, кнопочное. С помощью постов управления дробилки ее можно пустить с различных точек производственного помещения. Пусковая электроаппаратура смонтирована на отдельной панели открытого исполнения, которую устанавливают в электро шкаф.

Валково-зубчатые дробилки надежны в работе и имеют высокую производительность при сравнительно небольших габаритах и массе (табл. 6.4).

Таблица 6.4

Двухвалковые дробилки отечественного производства

Показатели	Дробилки	
	длиннозубчатая СМД-153	короткозубчатая СМД-175А
Размеры валков, мм		
диаметр	1100	1500
длина	1000	1200
Нормальная частота вращения валков, об/мин, не менее:		
первого	170	60
второго	200	60
Производительность, т/ч, не менее	700	225
Размер загружаемого материала, мм, не более	900	600x600x900
Размер исходного материала, мм, не более	250	100
Мощность электродвигателей, кВт, не более	30x2	150
Размеры, мм:		
длина	4300	5210
ширина	2800	6200
высота	1600	2100
Масса дробилки без электродвигателей, т, не более	18,0	37,0

Отечественная машиностроительная промышленность выпускает также короткозубчатую двухвалковую дробилку СМД-175А с ротором размерами 1500x1200 мм. Она предназначена для дробления

известняка, мергеля, угля, соли и других подобных материалов с пределом прочности до 120 МПа и температурой до 40°С.

На сварную раму дробилки в подшипниках качения установлены два валка, подшипники одного из которых неподвижны, подшипники второго опираются на амортизационные устройства, и при попадании между валками недробимого предмета валок может отходить от неподвижного и возвращаться обратно.

К валу валка (рис. 6.8) прикреплены две ступицы, на которых болтами закреплены рабочие зубчатые сегменты. В нижней части рамы закреплены металлические гребенки для очистки рабочей поверхности валков от материала, налипшего на них в процессе дробления. Каждый валок имеет, индивидуальный привод, состоящий из электродвигателя, эластичной муфты, редуктора и универсального шпинделя.

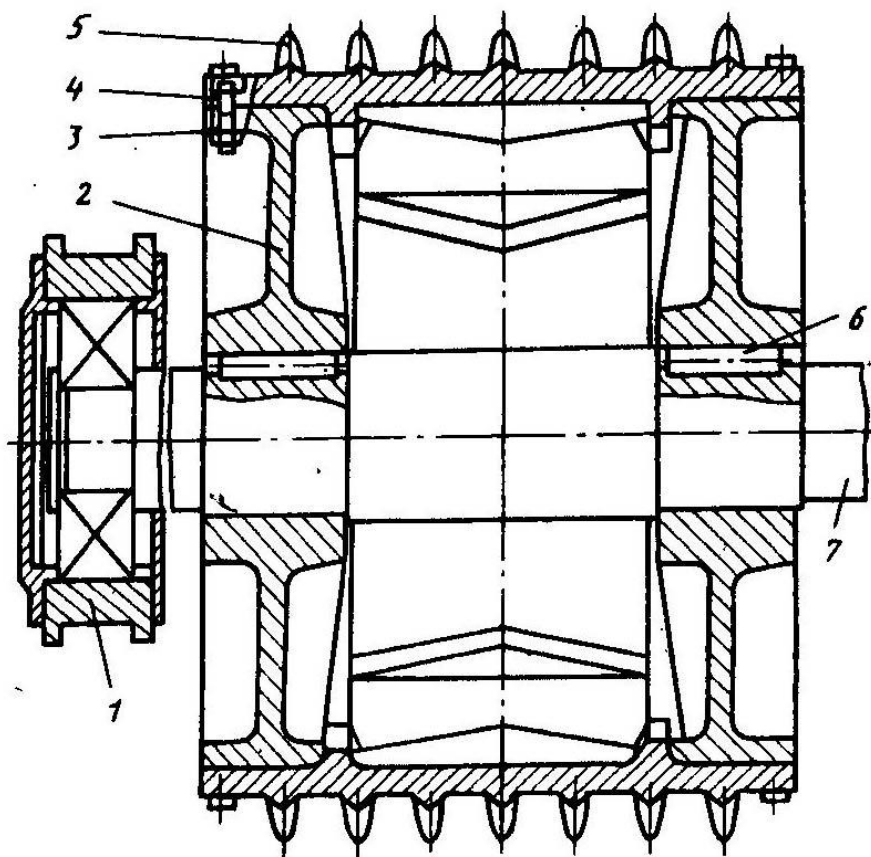


Рис. 4.8 Валок двухвалковой зубчатой дробилки СМД-175А
1-корпус подшипника; 2-ступица; 3-болт крепления; 4-сегмент; 5-

зуб; 6-шпонка; 7-вал

Таблица 6.5

Техническая характеристика двухвалковых
дробилок иностранного производства

Показатель	Фирмы БШС (ФРГ)					
	Гладкие и рифленые					
Размеры вала, мм:						
диаметр	500	800	800	1000		
длина	350	450	450	450		
Частота вращения вала, об/мин	150	75	115	75		
Производительность, т/ч	6-7,5	14-17	11-13	22-25		
Крупность готового продукта, мм	0,4	0,8	0-4	0-10		
Мощность двигателя, кВт	2x10	30	45	45		
Масса, т	3,8	8,5	8,5	9,9		
Показатель	Фирмы Бержо (Франция)					
	Зубчатые					
Размеры вала, мм:						
диаметр	700		900		1250	
длина	500		600		1000	
Частота вращения вала, об/мин	-		-		-	
Производительность, т/ч	35-60	120-180	60-90	220-330	120-180	450-650
Крупность готового продукта, мм	0-30	0-100	0-40	0-150	0-50	0-200
Мощность двигателя, кВт	2x11 до 2x22	2x30 до 2x37	2x15 до 2x37	2x75 до 2x132	2x30 до 2x75	2x110 до 2x160
Масса, т	5,7		9,5		23,5	
Показатель	Фирмы Бержо (Франция)					
	Гладкие и рифленые					
Размеры вала, мм:						
диаметр	600	700	700	900		
длина	800	280	500	600		
Частота вращения вала, об/мин	-	-	-	-		
Производительность, т/ч	9-12	5-6,5	9-12	14-18		
Крупность готового продукта, мм	0-5	0-8	0-8	0-10		
Мощность двигателя, кВт	2x15	2x9	2x15	2x22		
Масса, т	6,2	4,2	5,0	7,5		

Выпускаются также двухвалковые длиннозубчатые дробилки других типоразмеров (См. Справочник по обогащению руд, М.: Недра, 1982. 133 с).

Многие известные зарубежные фирмы выпускают двухвалковые дробилки разных типоразмеров с зубчатыми, рифлеными и гладкими валками. Например, в проспектах фирмы «БШС» ФРГ за 1988 г. предложены двухвалковые дробилки с рифленным и гладким валками, привод которых осуществляется электродвигателем через конический редуктор и клиноременную передачу (см. рис. 6.3 з).

Все узлы дробилки, в том числе редуктор и электродвигатель, собраны на общей раме. Второй валок (дальний от редуктора) опирается на амортизационную систему и может отходить от первого, увеличивая зазор между валками. Для обеспечения этого клиноременная передача валка оборудована натяжным роликом (на фото слева), позволяющим изменять межцентровое расстояние шкивов.

Для обеспечения равномерности загрузки дробилки над ее загрузочной воронкой установлен электромагнитный питатель.

Фирма Бержо (Франция) выпускает ряд двухвалковых дробилок с зубчатыми, рифлеными и гладкими валками.

Валки имеют индивидуальные приводы с помощью клиноременной передачи от электродвигателей, расположенных на общей раме с основными узлами дробилки.

Двухвалковые дробилки различных типоразмеров и разных исполнений рабочей поверхности валков предлагают такие известные зарубежные фирмы, как Крупп (ФРГ), Драгон (Франция), Универсал (США) и др.

В табл. 6.5 приведена техническая характеристика двухвалковых дробилок фирм БШС (ФРГ) и Бержо (Франция).

Трехвалковые дробилки

Трехвалковая дробилка фирмы Пайонир (США) выполнена по схеме 6 (см. рис. 6.1). Подшипники ведущего вала прикреплены к раме дробилки неподвижно, подшипники двух других валков перемещаются в направляющих и прижимаются пружинами к упорам, регулирующим зазор между валками.

Фирма Пайонир, так же как и фирма Универсал (США), применяет для привода валков автомобильные шины. Упругая деформация шин обеспечивает их зацепление одно за другое как при регулировании зазоров, так и при отходе валков в случае пропуска недробимых предметов.

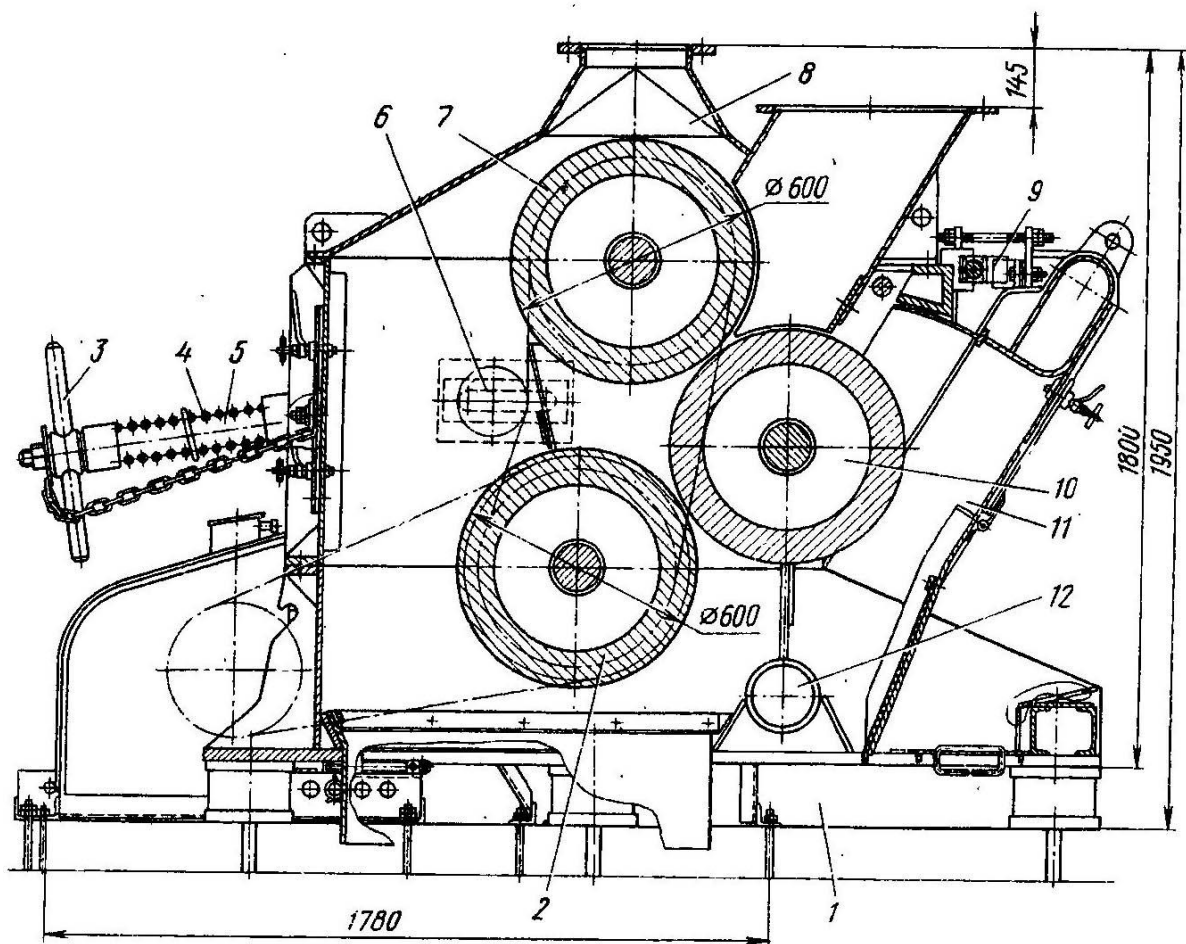


Рис. 4.11 Трехвалковая дробилка СМД-130

Верхний валок, как правило, снабжен гладким бандажом и совместно с левым нижним валком с рифленным бандажом осуществляет первую стадию дробления. Раздробленный материал, скользя по поверхности левого валка, попадает в следующую камеру дробления, образованную этим валком и третьим валком, также с гладким бандажом. По сведениям фирмы Пайонир трехвалковые дробилки по сравнению с двухвалковыми одинакового размера допускают увеличение крупности исходного материала на 60—65 % при увеличении мощности двигателя на 20%.

Фирмой освоено выпуск трех моделей подобных дробилок размерами 750X460, 1020x560 и 1370x610 мм, идущих в основном для комплектации передвижных дробильно-сортировочных установок.

Отечественная трехвалковая дробилка СМД-130 (рис. 6.10), валки которой имеют диаметр 600 мм и длину 1000 мм, сделана специально для переработки сельскохозяйственных удобрений (нитроамофоски) от начальной крупности 80 мм, до конечной 3 мм. Но ее можно применять для дробления и других материалов, склонных к налипанию, с малым пределом прочности при сжатии, с теми же размерами начального и конечного продуктов.

Дробилку устанавливают в закрытых помещениях, имеющих системы аспирации и обеспечивающих эксплуатацию Дробилки при положительной температуре окружающей среды (1—40° С).

Сварной корпус дробилки состоит из трех частей: основания, средней части и кожуха. Части соединены между собой болтовыми креплениями. На основании 1 имеются опорные площадки, на которых смонтированы корпуса подшипников нижнего валка 2 и опоры для шарнирного крепления рычага 11 в сборе. На боковых стенках средней части корпуса расположены опорные площадки для установки корпусов

подшипников верхнего валка 7 и кронштейна натяжного ролика 6. Сверху к средней части прикреплен сварной кожух 8, имеющий загрузочную воронку и аспирационную горловину с фланцем для присоединения к внешней аспирационной системе.

Рычаг 11 внизу шарниром 12 соединен с основанием дробилки, вверху с амортизирующим устройством, состоящим из двух тяг 5 пружин 4 и маховиков 3 для регулирования натяжения пружин. К средней части рычага прикреплены корпуса подшипников среднего валка 10. К средней части корпуса также прикреплен механизм 9 регулирования размера щели между валками.

Рычаг в сборе прижат к клиновым гайкам механизма регулирования размера щели пружинами амортизирующих устройств, что дает возможность при попадании недробимых предметов рычагу отклониться в сторону, увеличив тем самым зазор между валками.

Таблица 6.6

Техническая характеристика дробилки

Размер валков, мм	
диаметр.....	600
длина.....	1000
Наибольший размер загружаемых кусков, мм.....	80
Крупность готового продукта, мм, не более.....	3
Производительность, т/ч.....	10-30
Влажность исходного материала, %, не более.....	1,0
Температура исходного материала, °С, не более.....	110
Предел прочности при сжатии перерабатываемого материала, Мпа, не более.....	15
Частота вращения валком, об/с.....	9,16
Общая установочная мощность, кВт, не более.....	90
Размеры , мм, не более	
длина.....	3050
ширина.....	4150
высота.....	2000
Масса (в комплекте с электродвигателем), кг, не более.....	120200

После прохода недробимого предмета пружины возвращают рычаг в рабочее положение, а именно: зазор между верхним и средним

валком 10 мм, между средним и нижним 4 мм.

Механизм регулирования размера щели представляет собой клиновые гайки, перемещаемые винтом с правой и левой резьбой.

Винт вращается вручную с помощью рукоятки и одноступенчатого редуктора. Этот механизм в принципе аналогичен механизму регулирования щели в щековых дробилках.

Для удобства демонтажа вала и других ремонтных работ рычаг в сборе имеет возможность отклоняться, занимая почти горизонтальное положение. Для этого необходимо отсоединить тяги амортизационного устройства и, используя грузоподъемные средства, опустить рычаг на специальную опору на основании дробилки.

Все валки литой конструкции насажены на валы по скользящей посадке и закреплены от продольного смещения гайками с двух сторон. Нижний валок на рабочей поверхности имеет кольцевые и продольные канавки. На один конец вала насажены два шкива, один из которых получает вращение от электродвигателя, со второго шкива с помощью клиноремной передачи передается вращение на верхний валок. Натяжение клиноремной передачи осуществляется натяжным роликом.

Средний валок также имеет кольцевые и продольные канавки, однако кольцевые канавки смещены относительно канавок нижнего вала. Вал среднего вала приводится во вращение от индивидуального двигателя.

Рабочая поверхность верхнего вала выполнена рифленой. Применение валков с гофрированными поверхностями позволяет очищать валки путем их сближения.

Валы валков вращаются на роликоподшипниках, смонтированных в литых корпусах с соответствующими уплотнениями, которые предотвращают попадание пыли в подшипники. Подшипники валков и

натяжного ролика заполняют смазкой ВНИИ НП-242 (ГОСТ 20421—75). На свободных концах валов насажены специальные втулки с отверстиями для возможности проворачивания валков рычагом при заклинивании или ремонтных работах.

На торцовой части корпуса дробилки и рычага имеется по две дверки (люки) с резиновыми уплотнениями, служащие для осмотра, очистки и ремонта дробилки.

Привод дробилки осуществляется двумя электродвигателями: один мощностью 30 кВт для среднего валка и другой мощностью 55 кВт для нижнего и верхнего валков. Элементы привода дробилки закрыты ограждениями.

Управление дробилкой может быть местным и дистанционным, причем схемой управления предусмотрена блокировка со смежными механизмами — питателем и разгрузочным конвейером, а также защита от перегрузки.

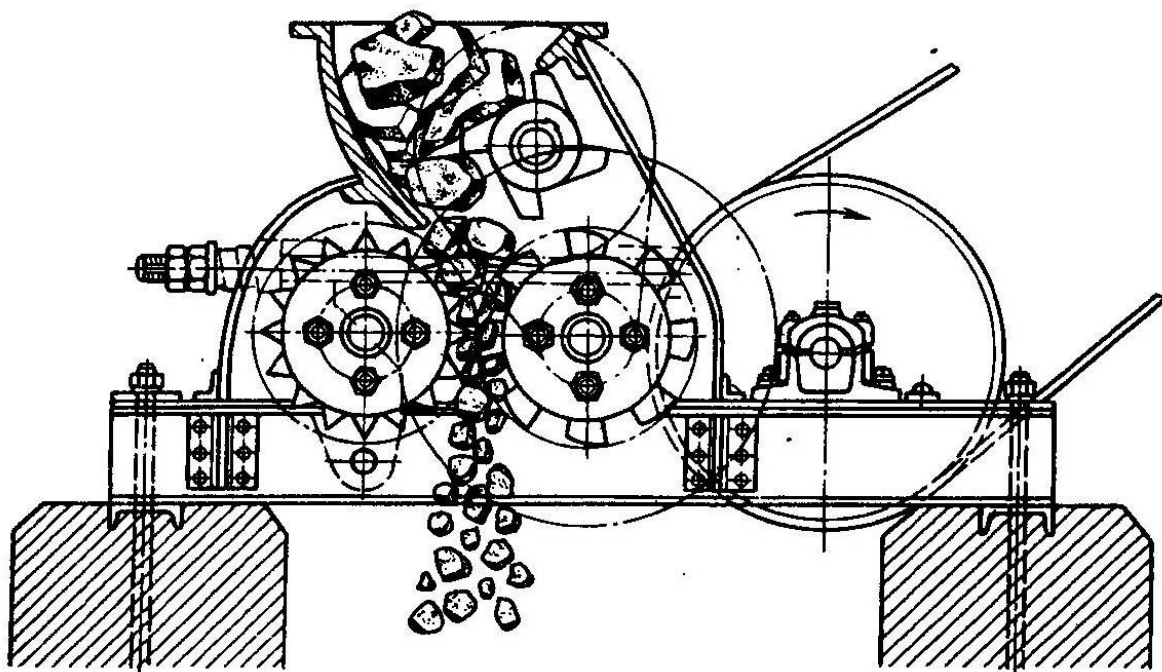


Рис. 6.11 *Трехвалковая дробилка для пород малой прочности*

Следует отметить, что трехвалковые дробилки применяют сравнительно давно, например дробилка (рис. 6.11) выпуска двадцатых годов, предназначенная для дробления материалов малой прочности. Подлежащий дроблению материал подается сверху и попадает сразу в камеру дробления, образованную длиннозубчатым валком и неподвижной стенкой. Далее, уже частично раздробленный материал попадает на нижнюю пару короткозубчатых валков, где окончательно измельчается. Такие дробилки изготавливались в Германии 10 типоразмеров с валками диаметром 350—750 мм и длиной 500—1200 мм, производительностью 5—80 т/ч и массой 1,8—10,5 т.

Четырехвалковые дробилки

Дробилки, выполненные по схеме 7 (см. рис. 6.1), представляют собой две пары валков, расположенных одна над другой, т. е. их можно рассматривать как две двухвалковые дробилки, смонтированные в одном корпусе. Верхнюю пару валков выполняют чаще с рифленой или зубчатой поверхностью, нижнюю пару, как правило гладкой. Этим достигается высокая степень дробления дробилки в целом. Подобную дробилку применяют на агломерационных фабриках для дробления коксика и угля.

Четырехвалковая дробилка по данной схеме со всеми гладкими валками диаметром 900 мм и длиной 700 мм изготавливается отечественной промышленностью и применяется в металлургии.

Дробилка (рис. 6.12) состоит из рамы 1 ленточного питателя 2 верхней 3 и нижней 4 пары валков и электродвигателей. Верхний правый валок и нижний левый имеют пружинную амортизацию и отходят от неподвижных валков, пропуская недробимые предметы. Дробилка оборудована специальными механизмами для обтачивания

бандажей (по одному на каждую пару валков). При этом частота вращения валков составляет 58,5 об/мин, а перемещение суппорта с наждачным камнем за один оборот валка составляет 0,3 мм.

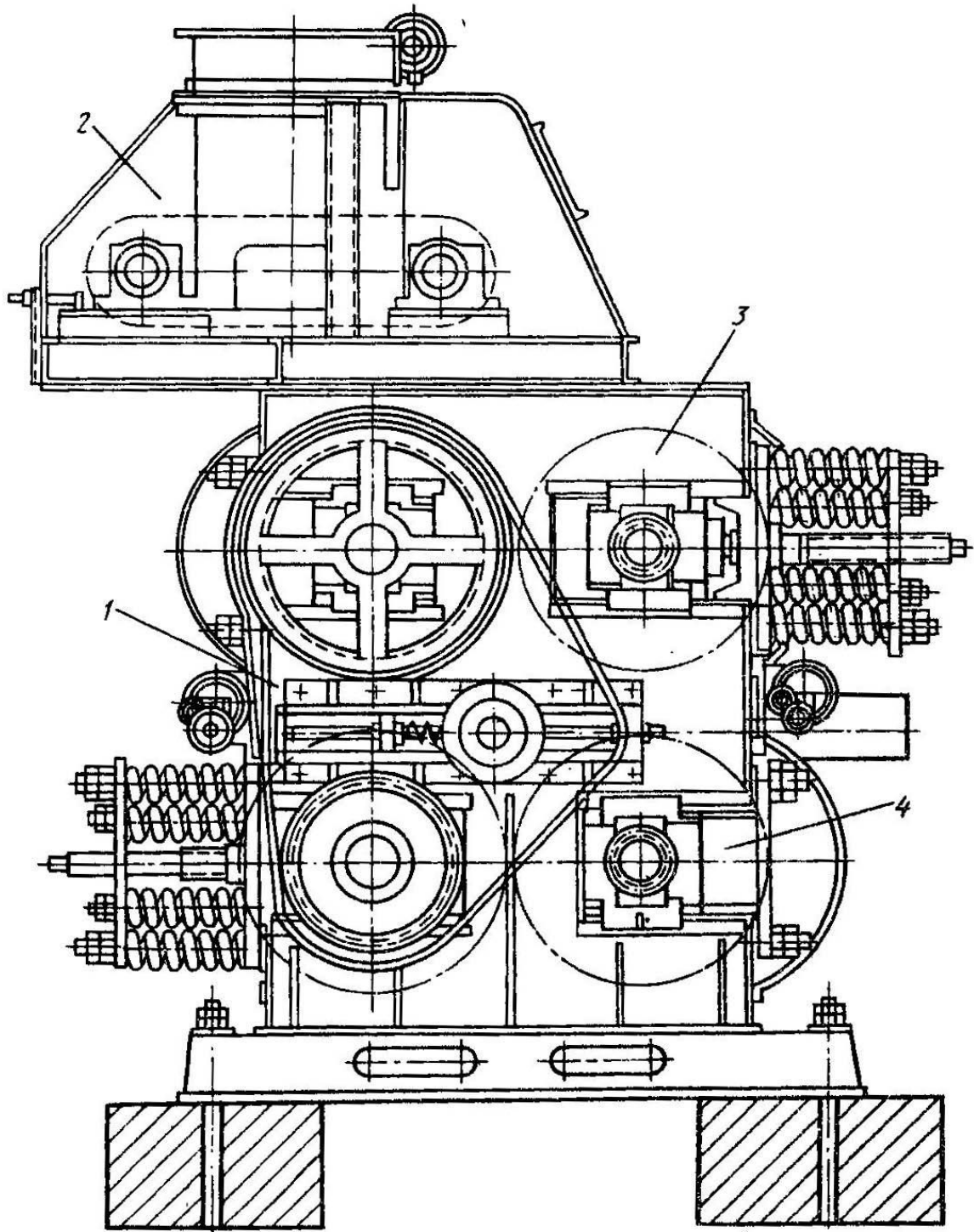


Рис. 6. 12. Четырехвалковая дробилка

Таблица 6.7

Техническая характеристика четырехвалковой дробилки

Размеры валков, мм	
диаметр	900
длина	700
Размер поступающих кусков, мм	До 40
Производительность при щели между верхними валками 10 мм, нижними 2.5 мм, м ³ /ч	До 26
Пределы регулирования зазоров между валками, мм	
верхний	10-40
нижний	2-10
Частота вращения валков, об/мин	
верхняя	116
нижняя	179
Распределенная нагрузка на 1 см длины вала, кН	35
Отход вала при прохождении не дробимых тел, мм	40
Мощность привода валков, кВт	
верхняя	20/28
нижняя	37
Размеры, мм	
длина	3040
ширина (вместе с электродвигателем)	4335
высота	3635
Масса, т	25,4

Материал, подлежащий дроблению, загружается в бункер и далее ленточным питателем-дозатором подается непосредственно на верхнюю пару валков.

Ниже приведена техническая характеристика четырехвалковой дробилки, изготавливаемой Катав-Ивановским литейно-механическим заводом.

Оригинальные решения четырехвалковых дробилок предложены фирмой Универсал (США). На рис. 6.13 приведена схема дробилки этой фирмы, у которой на двух валах смонтировано четыре вала различных диаметров, т. е. в одной дробилке как бы две параллельных (сдвоенных) дробилки среднего и мелкого дробления. В данной дробилке обе пары валков регулируются как одно целое, т. е. ре-

гулировать валки отдельно нельзя, что является недостатком такой конструкции. Фирма считает, что данное техническое решение позволило осуществить трехстадийное дробление, не увеличивая значительно размеров установки и потребляемой энергии.

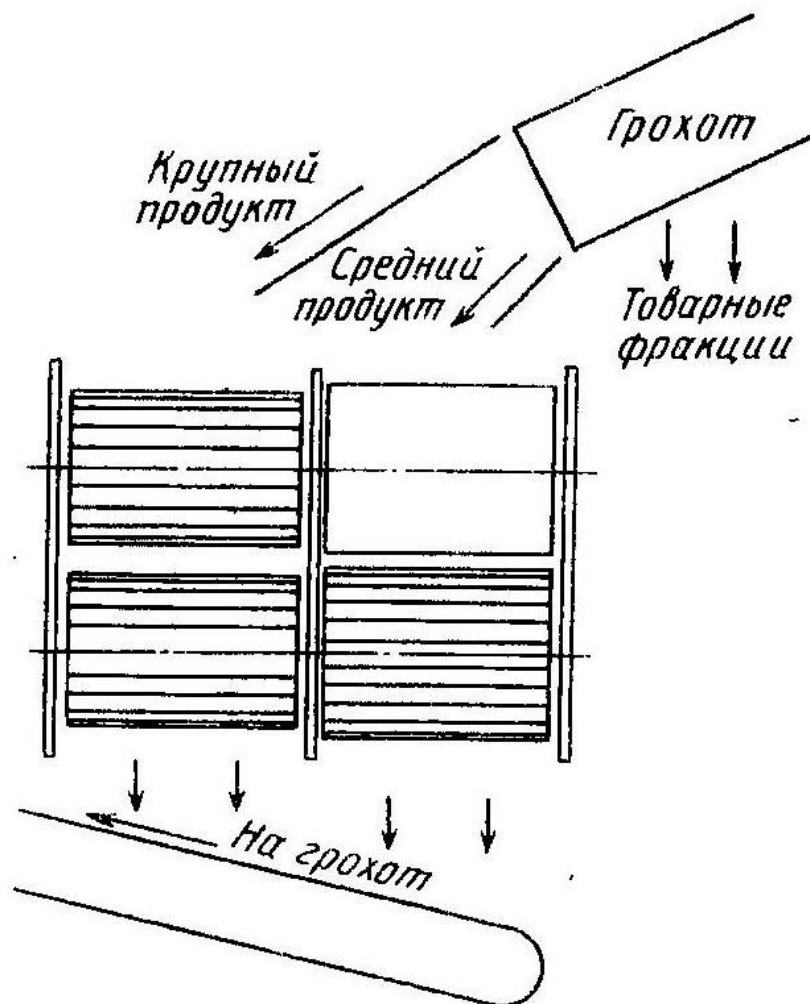


Рис. 6.13 *Схема четырехвалковой дробилки
фирмы Универсал (США)*

Данная схема по сравнению со схемой 7 (см. рис. 6.1) более эффективна, так как позволяет после каждой, стадии дробления произвести рассев готового продукта и направить на последующее дробление только то, что требуется дробить.

На рис. 6.14 приведен новый вариант четырехвалковой дро-

билки той же фирмы Универсал — дробилка «4-Моуст». Эта дробилка представляет собою также сочетание двух отдельных дробилок в одной раме, однако конструкция обеспечивает независимое регулирование валков каждой дробилки и тем самым регулирование процессов среднего и мелкого дробления. Зазоры между валками регулируют с помощью гидравлической системы.

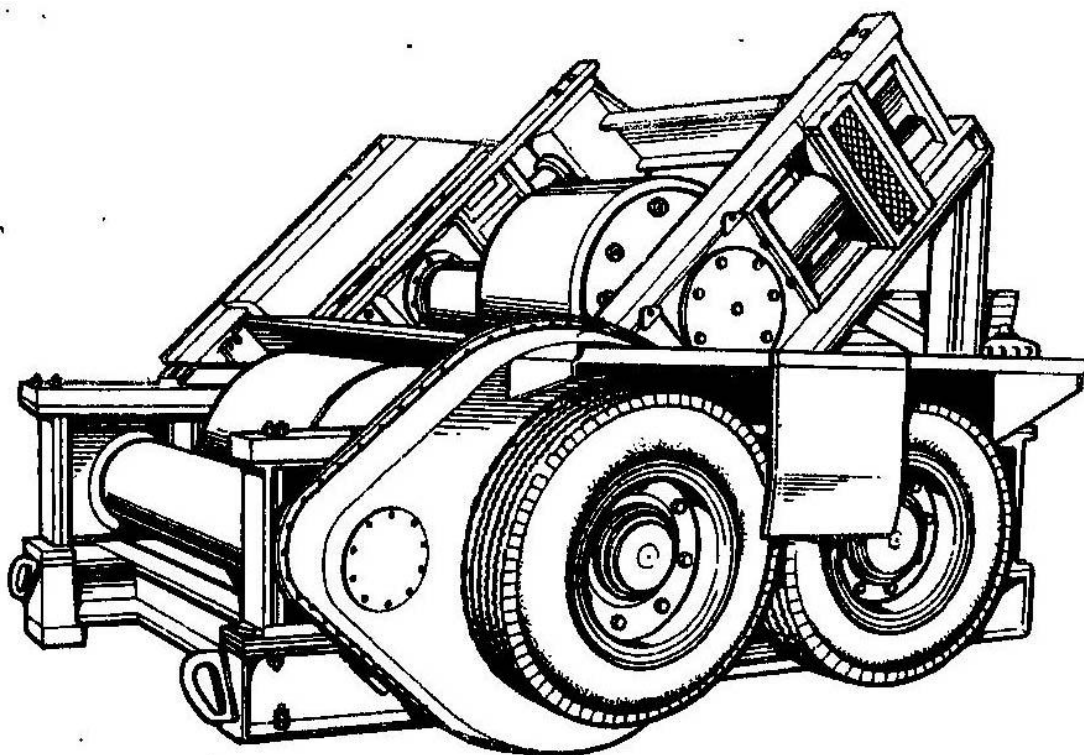


Рис. 6.14 *Четырехвалковая дробилка "4-Моуст" фирмы Универсал*

Общая степень дробления на данной машине достигает семи. При необходимости валки грубого дробления и валки мелкого дробления могут быть использованы вместе для дробления материала в одну стадию с большой производительностью. Для привода валков используют автомобильные шины, что, как отмечает фирма, упрощает доступ к дробилке и ее эксплуатацию.

На рисунке дробилки «4-Моуст» показан привод на второй нижний валок. Из конструкции видно, что каждая пара валков может

иметь независимое регулирование режима дробления. Дробилку «4-Моуст» выпускают с валками размерами 760x460 мм для среднего дробления и размерами 760x660 мм для мелкого дробления.

Четырехвалковые дробилки фирмы Универсал предназначены для монтажа на передвижные дробильно-сортировочные установки, где они благодаря перечисленным особенностям обеспечивают высокие технико-эксплуатационные показатели.

Большое число машиностроительных фирм в разных странах производят валковые дробилки самых разнообразных конструкций и размеров. Свести все типоразмеры в какую-либо одну систему—задача весьма сложная. В последнее время утвержден стандарт СЭВ на дробилки двухвалковые с гладкими и зубчатыми валками. Параметры отечественных валковых дробилок соответствуют этому стандарту.

6.3 Конструкции дробилок и их основных узлов

Основные конструктивные элементы валковых дробилок — это сами валки, представляющие собой вал со ступицей и износостойким бандажом из стали 110Г13Л, рама или станина, как правило, сварной конструкции, пружинная или гидравлическая система предохранения от перегрузок и система привода — одна на оба валка с редукторами и карданными передачами или отдельная на каждый валок.

Некоторые понятия о конструкции элементов дробилки были даны выше при описании конкретных машин. Здесь мы остановимся на конструкции отдельных узлов и деталей, имеющих различные исполнения в зависимости от Назначения машины, а также на вариантах исполнения самого главного рабочего органа дробилки — бандаж.

Приведенный ряд валковых дробилок отражал сложившийся ранее принцип создания данных машин, а именно: диаметр больше

длины вала. Это считалось вполне оправданным, так как от диаметра вала зависит максимально возможный размер (диаметр d) куска материала, поступающего на дробление: для гладких валков это соотношение принимают $d=D/20$, для дробилок с одним рифленным валком $d=D/10$. Таким образом, чем больше диаметр вала, тем больше кусок исходного материала и тем больше, как правило, степень дробления. Чем меньше длина вала, тем равномернее износ рабочей поверхности и меньше нагрузка на детали дробилки.

В последнее время требования промышленности привели к нарушению упомянутого принципа, и в зарубежной и отечественной практике появились валковые дробилки с валком длиной равной и большей, чем диаметр. Так, при создании описанной специализированной валковой дробилки для химической промышленности требовалась высокая производительность при сравнительно малом диаметре кусков исходного материала. Новая трехвалковая дробилка СМД-130, разработанная ВНИИСтройдормашем с учетом этих требований, имеет валки диаметром 600 мм и длиной 1000 мм. До последнего времени самым распространенным конструктивным решением передачи вращения с одного вала на другой была шестерня с удлиненными зубьями, допускающими расхождение валков при попадании недробимых предметов (рис. 6.15). Такое решение довольно сложно, кроме того, трудно обеспечить нормальную работу шестерен с удлиненными зубьями в условиях динамических нагрузок и абразивной пыли, даже с учетом того, что работают они в масляной ванне.

Теперь появились новые, более удачные решения узлов привода и передачи вращения с одного вала на другой, делающие конструкцию дробилки более надежной и удобной для обслуживания. Это описанные выше решения американских фирм «Пайонир» и «Универсал», которые для передачи вращения в своих двух-, трех-, и четы-

рехвалковых дробилках применяют комплектные автомобильные колеса, обеспечивающие за счет деформации шин надежное сцепление при изменении расстояния между осями валков.

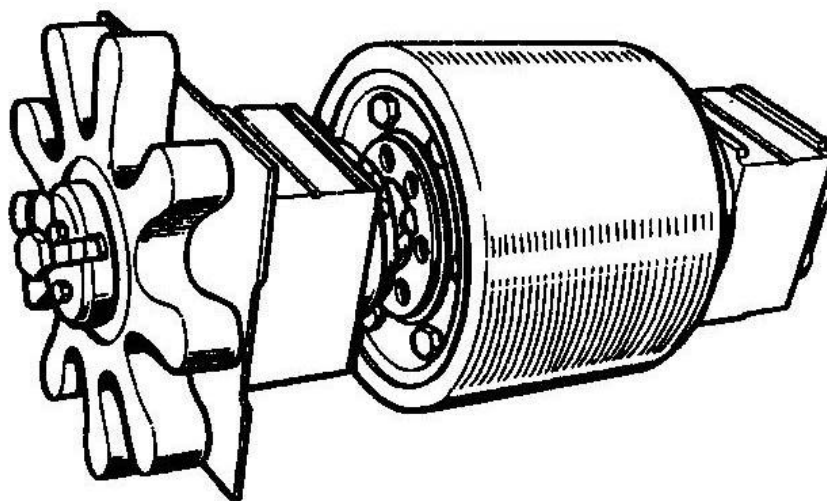


Рис. 6.15 *Гладкий валок в сборе с шестерней с удлиненными зубьями*

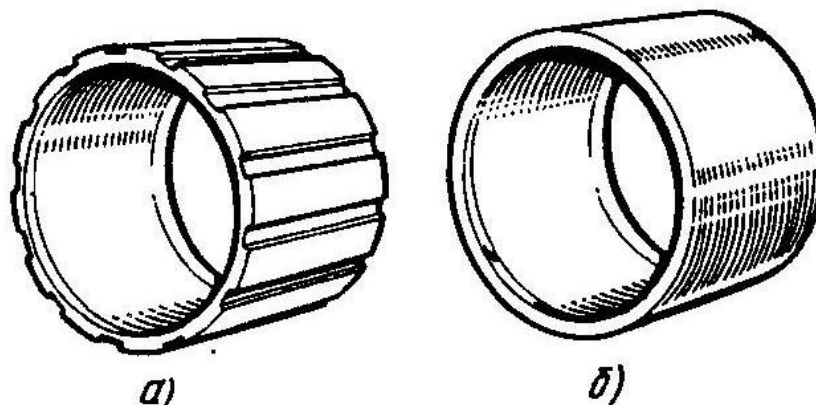


Рис. 6.16 *Варианты конструкции бандажей:*
а - рифленый; б - гладкий

Фирма «Драгон» (Франция) применяет цепную передачу или отдельный привод, также допускающие изменение расстояния между осями валков без нарушения заданного режима вращения валков.

Последние конструктивные решения отечественных валковых дробилок предусматривают индивидуальный привод каждого валка,

что также имеет ряд положительных особенностей.

Рабочим органом валковой дробилки является бандаж, имеющий гладкую, рифленую или зубчатую поверхность (рис. 6.16). Бандажи отливают из стали 110Г13Л, имеющей высокую износостойкость.

Один из вариантов крепления бандажа показан на рис. 6.17. На вал 1 жестко посажена ступица 2, которая с одной стороны упирается в бурт на валу, с другой — фиксируется планкой с болтом. Бандаж 3 на внутренней поверхности имеет две расточки — цилиндрическую и коническую. Цилиндрической расточкой бандаж надевается на ступицу, упираясь в ее бурт, а коническая расточка расклинивается распорным конусом 4, притягиваемым болтами 5 к ступице. Распорный конус может состоять из нескольких отдельных сегментов. Для снятия распорного конуса служат отжимные винты 6.

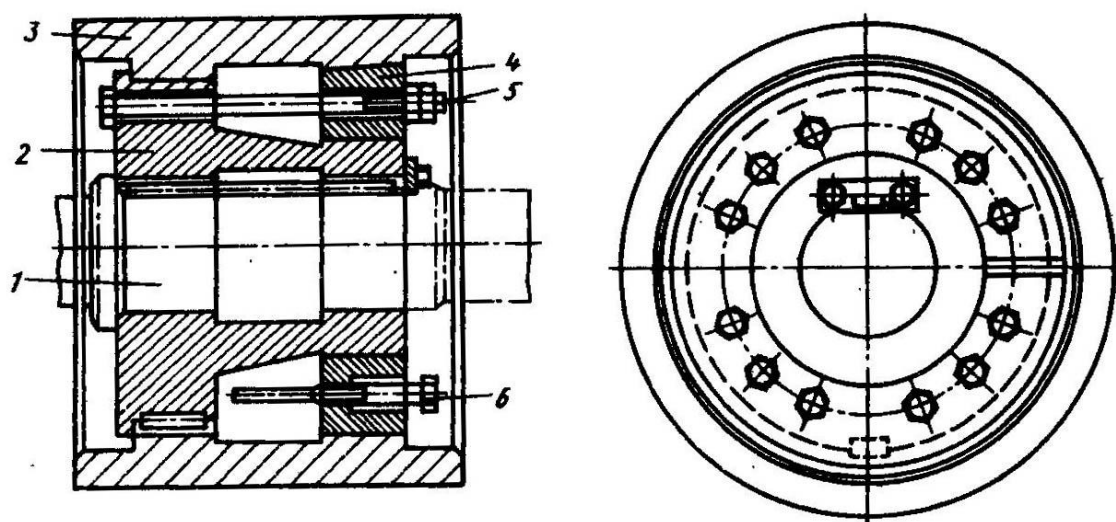


Рис. 6.17. Вариант крепления бандажа

При разработке конструкции бандажа и его крепления наименьший внутренний диаметр бандажа обычно выбирают таким, чтобы при замене бандажа в результате изнашивания не приходилось снимать с вала также подшипники.

Для увеличения срока службы бандажа, удобства и быстроты замены износившихся частей бандажа применяют различные конструктивные решения. Во-первых, в конструкции дробилки существует деталь (уголок, пластина) или даже узел (питатель), назначение которых равномерно распределять по длине вала поступающий на дробление материал. Тем не менее избежать неравномерности изнашивания практически не удается и средняя часть бандажа изнашивается быстрее. Поэтому в некоторых конструкциях валковых дробилок с гладкими валками предусмотрено периодическое (во время профилактических ремонтов) грубое шлифование поверхности бандажа без демонтажа вала установкой с наждачным кругом, монтируемой прямо на раму дробилки. Во-вторых, сам бандаж изготавливают или из отдельных колец, что позволяет заменять изношенные части новыми, менять кольца местами, добиваясь равномерного изнашивания вала по длине (рис. 6.18, а), или из отдельных сегментов, закрепляемых болтами на многогранном барабане (рис. 6.18, б).

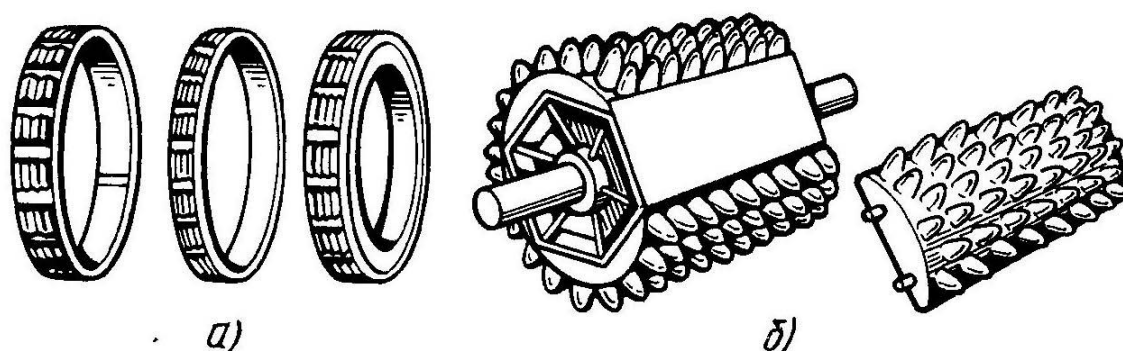


Рис. 6.18 Конструкция бандажа из отдельных колец (а), отдельных сегментов (б)

Бандаж из отдельных колец надежен, но требует разборки дробилки, так как трудно обеспечить гладкую поверхность по длине вала, и поэтому такое решение пригодно, видимо, лишь при зубча-

тых валках. То же самое следует сказать и о сегментах, так как добиться точных отливок, обеспечивающих отсутствие «ступенек» на поверхности валка, практически невозможно, хотя эта конструкция достаточно удобная, так как позволяет заменять износившиеся части без разборки дробилки.

6.4. Методы расчета

Конструктивные параметры. Угол захвата в валковых дробилках — это угол между двумя касательными к поверхностям валков в точках соприкосновения с дробимым материалом.

На кусок дробимого материала (рис. 6.19), имеющего форму шара и массу m , которой ввиду ее незначительности можно пренебречь, действуют силы P давления от обоих валков и силы трения, равные fP , где f —коэффициент трения материалов о валок (для упрощения эти силы показаны на рис. 6.19 для одного валка).

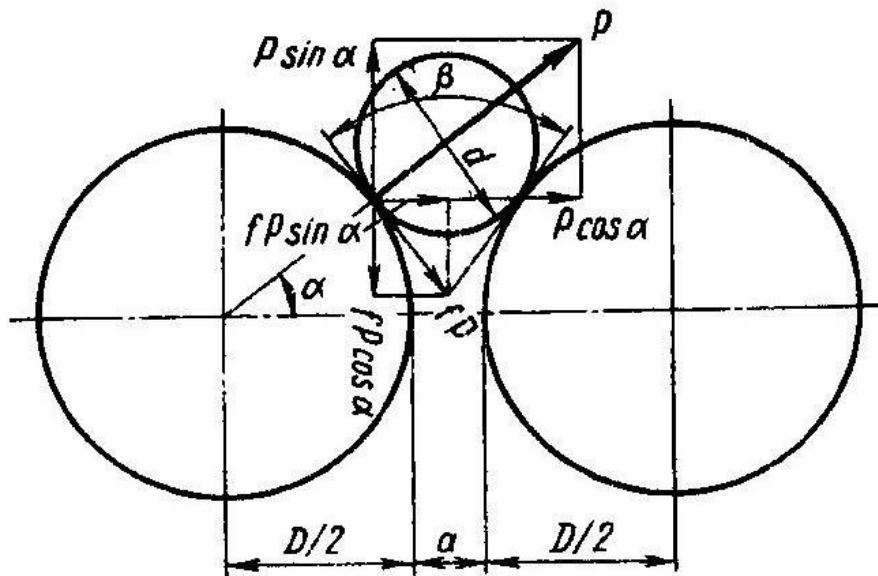


Рис. 6.19 Расчетная схема двухвалковой дробилки

Кусок затягивается валками, если $2Pf \cos \alpha \geq 2P \sin \alpha$ или $f \geq \tan \alpha$

, а так как, $f = tg\varphi$ где φ — угол трения, то $\alpha \leq \varphi$. Но $\beta = 2\alpha$, значит $\beta \leq 2\varphi$, т. е. так же, как для щековых и конусных дробилок, угол захвата у валковых дробилок для нормального процесса дробления не должен превышать двойной угол трения.

Размер куска, захватываемого валками, можно определить, пользуясь схемой на рис. 6.19.

Если D = диаметр валка, d — диаметр куска материала, a — ширина выходной щели, то

$$\left(\frac{D}{2} + \frac{d}{2}\right) \cos \alpha = \frac{D}{2} + \frac{a}{2} \text{ или } (D+d) \cos \alpha = D+a$$

Разделив правую и левую части уравнения на d , получим

$$\left(\frac{D}{d} + 1\right) \cos \alpha = \frac{D}{d} + \frac{a}{d}$$

Степень измельчения в валковых дробилках в среднем равна 4, тогда $a/d = 0,25$. Подставив это значение в уравнение, получим

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos \alpha - 0,25}{1 - \cos \alpha}$$

Коэффициент f трения для прочных пород принимают равным 0,3, для влажной глины 0,45. При таких значениях f угол α будет соответствовать $16^\circ 40'$ и $24^\circ 20'$, а отношение D/d для прочных пород

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos 16^\circ 40' - 0,25}{1 - \cos 16^\circ 40'} \approx 17$$

для влажных глин

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos 24^\circ 20' - 0,25}{1 - \cos 24^\circ 20'} \approx 7,5$$

Обычно для гладких валков отношение D/d принимают равным 20, для рифленых 10, а для зубчатых валков 2, так как в последнем случае кусок материала затягивается при непосредственном захвате его поверхностью рабочего органа.

Частоту вращения валков (об/с) определяют по формуле, пред-

ложенной проф. Л. Б. Левенсоном,

$$n_{\text{наиб}} = 102,5 \sqrt{\frac{f}{(\rho d D)}}$$

где f —коэффициент трения материала о валок; ρ — плотность материала; d — диаметр куска исходного материала, м; D — диаметр валка, м.

Значит, частота вращения валка должна быть тем меньше, чем больше его диаметр, чем больше диаметр поступающих кусков и их плотность и чем меньше коэффициент трения между куском материала и валками. По данной формуле определяют максимально возможную частоту вращения валков.

Обычно конструктивно предусматривают минимальную и максимальную частоту вращения, которую затем выбирают по конкретным условиям эксплуатации (например, при дроблении материалов с малым пределом прочности при сжатии можно принять более высокую частоту, чем при дроблении материалов средней прочности).

Для определения минимальной n_{min} и максимальной n_{max} частоты вращения (об/с) валков рекомендуется следующая простая эмпирическая зависимость [7]:

$$n_{\text{min}}=1/D, n_{\text{max}}=2/D$$

При этом окружная скорость для рабочей поверхности валков всех дробилок получается в пределах 3—6 м/с, что обеспечивает спокойную и устойчивую работу машины и соответствует сложившейся практике эксплуатации валковых дробилок.

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

Предположим, что среднее суммарное усилие между валками

при дроблении материала равно P_{cp} (Н). Площадь, на которой будет действовать это усилие,

$$F = Ll,$$

где L — длина валков, м; l — длина дуги на участке измельчения материала, м, $l = R\alpha = \frac{D\alpha}{2}$ (R — радиус валка, м; α — угол дуги, рад.).

При измельчении прочных материалов $\alpha = 16^\circ 40'$. Тогда $l = R0,29 = 0,145D$. При измельчении глин $\alpha = 24^\circ 20'$. Тогда $l = R0,43 = 0,215D$.

Среднее суммарное усилие (Н) дробления

$$P_{cp} = \sigma_{сж} F \mu = \sigma_{сж} Ll \mu$$

где $\sigma_{сж}$ — предел прочности материала при сжатии, Па; μ — коэффициент разрыхления материала, для прочных пород $\mu = 0,2-0,3$, для глины $\mu = 0,4-0,6$.

Подставив значения l и μ , получим для прочных пород

$$P_{cp} = 0,04\sigma_{сж} LD$$

для глин

$$P_{cp} = 0,01\sigma_{сж} LD$$

Сила нажатия пружин подвижного валка должна обеспечивать указанные значения P_{cp} .

Производительность дробилки. Производительность валковсх дробилок можно вычислить, если представить процесс дробления как движение ленты материала шириной, равной длине L валка, и толщиной, равной ширине a выходной щели. Тогда за один оборот вала объем (m^3) ленты материала, прошедший через выходную щель,

$$V = \pi DL a$$

Значит, при n (об/с) производительность (m^3/c) дробилки

$$Q = \pi DL a n$$

Необходимо иметь в виду, что при дроблении материалов сред-

ней прочности пружины, поджимающие валки, несколько сжимаются и валки расходятся. При этом ширина выходной щели может существенно измениться, что нужно учитывать, особенно при мелком дроблении пород средней прочности на гладких вплотную сдвинутых валках, т. е. при $a = 0$. Значит $Q = 0$.

Фактически производительность не равна нулю, так как валки раздвигаются на ширину b , зависящую от фактических усилий дробления и степени жесткости предохранительных пружин. Тогда

$$Q = PDL(a+b)n$$

На основании практических данных $b = 0,25a$, т. е. в расчетах производительности ширину выходной щели с учетом деформации пружин принимают равной $1,25a$.

При $a = 0$ фактическое значение b можно определить по средневзвешенному значению $d_{св}$ готового продукта в каждом конкретном случае.

Так как обычно длина валка используется не полностью и материал выходит из дробилки в разрыхленном виде, а не плотной лентой, то в формулу производительности вводят коэффициент μ , учитывающий степень разрыхленности материала: принимают для прочных материалов $\mu = 0,2-0,3$, для влажных вязких $\mu = 0,4-0,6$.

Часто в формулу вводят также плотность дробимого материала ρ (т/м³). Тогда окончательно производительность (т/с) валковой дробилки

$$Q = 1.25PDLan\mu\rho$$

Мощность двигателя. Необходимую установочную мощность $N_{дв}$ электродвигателя валковой дробилки можно определить, если учесть затраты мощности на дробление материала и трение в подшипниках, т. е. на преодоление всех сопротивлений при работе ма-

шины:

$$N_{ДВ} = \frac{(N_1 + N_2)}{\eta}$$

где N_1 — мощность, расходуемая на дробление материала; N_2 — мощность, расходуемая на преодоление трения в подшипниках; η — КПД передачи, $\eta = 0,95$.

Дробление материала осуществляется определенными усилиями (Н), среднее значение которых

$$P_{cp} = \sigma_{сж} Ll \mu$$

Б. В. Клушанцевым установлено, что коэффициент разрыхления, вполне справедливый при расчете производительности, не полностью отражает загрузку зоны дробления при определении действующих усилий. При дроблении прочного кускового материала происходят частичное скольжение отдельных кусков, обминание или окалывание их кромок и другие явления, не вызывающие больших усилий.

Фактическое количество кусков, подвергающихся раскалыванию в какой-либо момент, значительно меньше количества кусков, находящихся в зоне дробления. Поэтому при определении усилия дробления в расчетную формулу необходимо дополнительно ввести коэффициент λ учитывающий одновременность раскалывания, который по опытным данным для пород средней прочности и прочных порядка 0,01—0,02 (подлежит уточнению в дальнейших экспериментальных работах).

Тогда среднее усилие (Н) дробления

$$P_{cp} = \sigma_{сж} Ll \mu \lambda$$

При захвате валками кусков материала среднее суммарное усилие P_{cp} дробления вызывает силу трения, равную $f \cdot P_{cp}$ (где f — коэффициент трения, $f = 0,3-0,45$). Произведение этой силы на радиус R вала представляет собою момент силы, на преодоление которого рас-

ходуется мощность двигателя.

Произведение момента силы трения и угловой скорости валка $\omega = 2\pi n$ (где n — частота вращения валка, об/с) определяет мощность N_1 необходимую для дробления,

$$N_1 = 2\pi n P_{cp} f R$$

Подставив значение P_{cp} , получим

$$N_1 = 2\pi n \sigma_{сж} l l \mu \lambda f R$$

Мощность, необходимая на преодоление силы трения в подшипниках двух валков,

$$N_2 = 2\pi n z f_1 G$$

где z — диаметр шейки вала, м; f_1 — коэффициент трения качения, приведенный к валу, $f_1 = 0,001$; G — нагрузка на подшипники, Н, $G = \sqrt{Q^2 + P_{cp}^2}$ (Q — сила тяжести валка, Н).

В существующих методиках расчета мощности валковых дробилок кроме момента силы трения $fP_{cp}R$. дополнительно учитывается действие силы P_{cp} на дуге l . Автор полагает, что силами, препятствующими вращению валка, могут являться лишь те, которые создают момент относительно его оси, а эти силы полностью учитываются в приведенных выражениях для определения N_1 и N_2 .

Тогда окончательно формула для определения установочной мощности электродвигателя валковой дробилки

$$N_{дв} = 2\pi n \frac{(\sigma_{сж} l l \mu \lambda f R + z f_1 G)}{\eta}$$

Если перемножить рекомендуемые значения всех входящих в формулу коэффициентов и постоянных величин, а также исключить незначительный расход мощности на преодоление трения в подшипниках, т. е. если не стремиться к большой точности, то получим сравнительно простую, но вполне достаточную для практических расчетов

формулу установочной мощности (Вт) электродвигателя валковой дробилки:

$$N_{дн} = 1400 \sigma_{сж} n L R^2$$

Здесь $\sigma_{сж}$ в МПа

7. Грохоты и классификаторы

Исходная горная масса, поступающая из карьеров на дробильно-сортировочное предприятие, и продукт дробления дробилок представляют собой зерновые смеси, состоящие из различных по размеру частиц – от пылевидных до кусков размером 300...1200 мм. Зерновые смеси разделяют на фракции по крупности частиц. Разделение осуществляется двумя методами: сортировкой на просеивающей поверхности с калиброванными отверстиями – грохочением; сортировкой в жидкой или газообразной среде в результате различной скорости осаждения частиц разной крупности – классификацией.

Грохочение применяется в промышленности для разделения частиц и кусков размером более 3 мм, редко до 1 мм; классификация – для разделения песков на фракции, т.е. для частиц размером менее 3 мм. Соответствующее этим процессам оборудование получило название грохоты и классификаторы.

В нерудной промышленности применяют одномассовые инерционные грохоты с дебалансным вибровозбудителем. Грохоты предназначены для грохочения сыпучих материалов с насыпной плотностью до 2,8 т/м³.

В зависимости от насыпной плотности сортируемого материала 1,4; 1,8 и 2,8 т/м³ грохоты соответственно разделяют на три типа: лёгкие (Л), средние (С) и тяжелые (Т). Грохоты также принято подразделять по траектории движения: с круговыми или близкими к ним (И) колебаниями, с прямолинейными (С) колебаниями. Грохоты с круговыми колебаниями или близкими к ним выполняют наклонными (10...30°), а с прямолинейными и близкими к прямолинейным – горизонтальными или слабонаклонными (0...5°).

7.1. Грохоты

Общий вид колосникового инерционного грохота тяжелого типа (ГИТ) СМД-113 приведен на рис. 7.1.

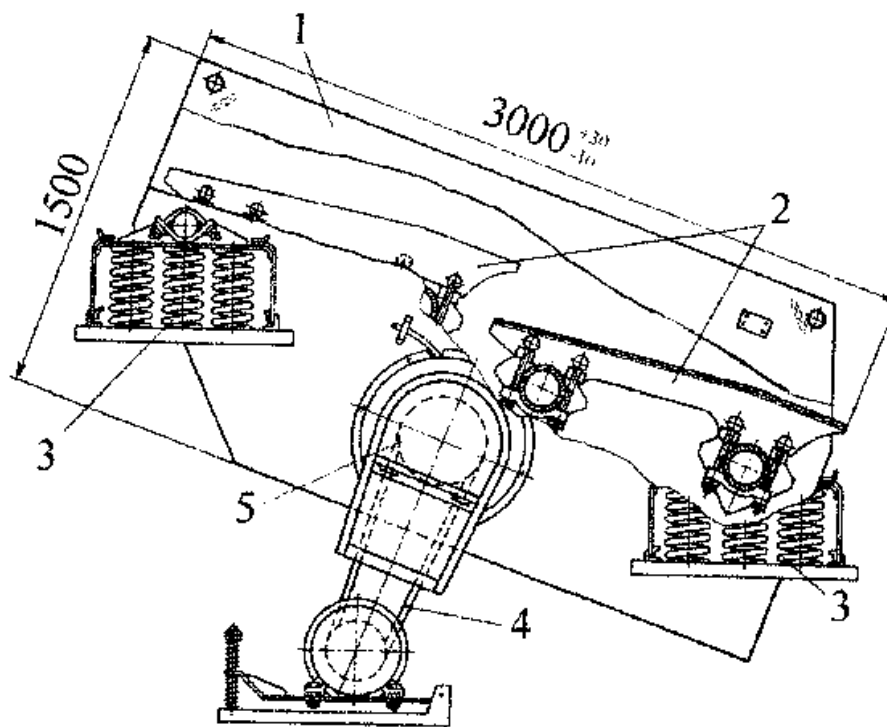


Рис. 7.1. Колосниковый инерционный грохот тяжёлого типа (ГИТ) СМД-113

Грохот состоит из корпуса 1; колосников 2; установленных двумя ступенями; вибровозбудителя 5; привода 4 и пружинных опор 3. Корпус металлический, коробчатой формы; боковые стенки соединены между собой поперечными связями и трубой вибровозбудителя. Последняя также служит защитой вала от изнашивания.

Колосники крепят в корпусе специальными скобами, обеспечивающими быстрый их съём и установку. Щель между колосниками в направлении движения материала расширяется, благодаря чему они не забиваются камнями.

Грохот приводится в колебательное движение дебалансным

вибровозбудителем, состоящим из горизонтального вала 3, вращающегося в подшипниках, и дебалансов 4, установленных на концах вала. Привод осуществляется через клиноременную передачу 5. Шкив 1 вибровозбудителя устанавливается эксцентрично относительно оси вала грохота 2 таким образом, чтобы при работе в установившемся режиме его ось оставалась в пространстве неподвижной.

Подвеска из цилиндрических пружин расположена в специальных поворотных кронштейнах, закрепленных на коробе, этим достигается возможность установки грохота под различным углом наклона.

Наклонные среднего типа виброгрохоты (ГИС) предназначены для окончательной сортировки щебня. Их конструкция отличается просеивающей поверхностью и способами ее крепления. В качестве просеивающих поверхностей используют проволочные из металлической сетки сита или решета из синтетических материалов.

Грохоты с прямолинейными колебаниями типа ГСС и горизонтальным расположением сит отличаются в основном конструкцией вибровозбудителя, который состоит из двух валов с дебалансными грузами, вращающимися синхронно и синфазно в противоположных направлениях.

Валы могут быть связаны между собой с помощью зубчатой передачи (рис. 7.1) или чисто динамически. В первом случае такие грохоты называются самобалансными и имеют привод на один из валов; во втором – самосинхронизирующимися и имеют привод на каждый из валов. При вращении валов на коробе грохота возбуждаются гармонические прямолинейные колебания, направленные под углом к поверхности сита 35...45°.

Грохоты типа ГСС благодаря меньшим установочным размерам по высоте получили применение на передвижных дробильно-

сортировочных установках. Техническая характеристика грохотов приведена в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Техническая характеристика грохотов

Показатели	ГСС-32 (СМД-107)	ГИГ-42 (СМД-113)	ГИС-42 (СМД-148)	ГИС-52 (СМД-121)	ГИС-62 (СМД-125)	ГИС-72 (СМД-157)
Размеры просеивающей поверхности, мм:						
ширина	1250	1500	1500	17500	2000	2500
длина	3000	3000	3750	4500	5000	6000
Размеры загружаемого материала, мм	до 100	до 1000	200	200	150	150
Число ярусов сит	2	1	2	2	2	2
Угол наклона просеивающей поверхности	0	10-30	10-25	10-25	10-25	10-25
Частота колебаний, Гц	12,5	13,3	16,0	15,0	15,0	16,5
Амплитуда колебаний, мм	9	3,5-4	4-4,2	4-4,2	4-4,2	4
Установленная мощность, кВт	5,5	17	10	17	17	30
Габаритные размеры, мм						
длина	3750	3050	4500	5080	5880	6700
ширина	1930	2200	2400	2440	2620	3036
высота	1500	1500	1300	1230	1390	3250
Масса, кг	2200	5600	3300	3800	5650	9000

Виброгрохоты широко используют для промывки материалов от засорения илстыми и пылевидными частицами, а также для обезвоживания щебня. Выпускают также специальные вибрационные виброобезвоживатели.

7.2. Классификаторы

Классификаторы предназначены для разделения исходного материала на две или несколько фракций различной крупности с помощью жидкой или газообразной среды. Процесс разделения материала происходит благодаря различию скоростей стесненного падения

крупных и мелких частиц, взвешенных в покоящейся или движущейся среде. Водная классификация осуществляется в механических и гидравлических классификаторах; классификация в воздушной среде – в пневматических классификаторах или воздушных сепараторах.

Классификаторы в промышленности нерудных строительных материалов предназначены в основном для разделения песков по крупности или выделения из песков мелкой фракции (0,14 мм), а также для промывки и обезвоживания мелкозернистого материала.

Среди механических получили наибольшее распространение спиральные классификаторы, которые состоят из промывочной ванны, устанавливаемой наклонно, и одной или двух спиралей, размещаемых в ванне. На верхнем конце вала спирали устанавливают привод, на нижнем - механизм подъема спирали. Подъем спирали позволяет производить пуск классификатора под нагрузкой без очистки ванны от песков. Техническая характеристика спиральных классификаторов приводится в табл. 7.2.

Исходный материал подают вместе с водой в нижнюю часть ванны. Крупные частицы оседают на дне ванны; мелкие, взмучиваемые вращением спирали, - непрерывно выносятся с потоками воды через порог ванны в слив. Крупные частицы спиралью перемещаются в верхнюю часть ванны, обезвоживаются и разгружаются через отверстие на дне ванны.

Производительность (т/ч) спиральных классификаторов для песка определяют по формуле

$$Q = 5.45mD^3n\left(\frac{\rho}{2.7}\right)k_\alpha$$

где m - число спиралей; D - диаметр спирали, м; n - частота вращения спирали, мин^{-1} ; ρ - плотность классифицируемого материала, т/м^3 ; k_α - коэффициент, учитывающий угол наклона ванны α :

α° ,	14	15	16	17	18	19	20
k_α ,	1,12	1,10	1,06	1,03	1,00	0,97	0,94

Таблица 7.2

Техническая характеристика спиральных классификаторов

Показатели	КС1-3х30	КС1-48х45	КС1-7,5х55	КС1-12х65
Диаметр спирали, мм	300	480	750	1200
Длина ванны, мм	3000	4500	5500	6500
Число спиралей	1			
Частота вращения спирали, мин ⁻¹	25,0	12,0	7,8	8,5
Крупность зерен, поступающих в слив, мм	0,83-0,155			
Установленная мощность, кВт	1,1; 0,55	3,0; 0,55		5,5
Габаритные размеры, мм:				
длина	3920	5440	7100	7610
ширина	795	985	1280	1675
высота	942	1292	1542	1675
Масса, кг	775	1230	2250	5480

7.3. Методика технологического расчёта грохотов

Количество устанавливаемых грохотов при классификации щебня определяется числом фракций, которые необходимо отделить от основной массы.

Производительность грохотов (при сухой сортировке) определяется по формуле

$$Q = \delta A q_0 K_1 K_2$$

где Q - количество щебня, которое необходимо отделить; δ - коэффициент, зависящий от вида дробимого материала и угла наклона грохота (для щебня при наклонном грохоте принимается равным 0,4); A - площадь сита, м²; q_0 - удельная производительность сита, м³/ч [6]; K₁ - коэффициент, зависящий от процентного содержания в исходном материале зёрен, размер которых меньше ячейки сита [6]; K₂ - коэффи-

циент, зависящий от процентного содержания в щебне, прошедшем через сито, зёрен размером менее 0,5 ячейки сита [6].

В соответствии с полученным значением площади сита (A) по справочникам выбирают марку грохота.

8. Расчет узлов и деталей общемашиностроительного назначения

8.1. Ременные передачи

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с натяжением и передающего окружную силу с помощью трения. Возможны передачи с двумя или несколькими ведомыми шкивами.

Основное применение ременные передачи имеют:

а) для привода от электродвигателей небольшой и средней мощности машин-орудий;

б) для привода от первичных двигателей (внутреннего сгорания) электрических генераторов, сельскохозяйственных и других машин.

Наиболее широкое распространение в машинах имеют клиновые и плоские ремни. Плоские ремни применяют как простейшие, испытывающие минимальные напряжения изгиба на шкивах; клиновые – в связи с их повышенной тяговой способностью.

8.2. Расчет клиноременной передачи (пример решения)

Исходные данные:

$$P_1=10,9 \text{ кВт};$$

$$n_1=1460 \text{ об/мин};$$

$$n_2= 514 \text{ об/мин.}$$

Работа в одну смену.

Регулирование натяжения ремня - периодическое.

Нагрузка переменная.

Срок службы 10000 ч.

Передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = 2,84.$$

Вращающий момент

$$T_1 = \frac{30P}{\pi \cdot n_1} = 71,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Диаметр меньшего шкива

$$d_1 = (3 \div 4) \sqrt[3]{T_1} = (124 \div 166) \text{ мм};$$

примем согласно ГОСТ 17383-73 $d_1=125$ мм.

Диаметр большего шкива

$$d_2 = d_1 \cdot i(1-\varepsilon) = 355 \text{ мм};$$

для передач с регулируемым натяжением ремня $\varepsilon = 0,01$.

Передаточное отношение (уточнение)

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = 2,87.$$

Погрешность передаточного отношения $\Delta i\% = [3\%]$.

Межосевое расстояние

$$a = \delta \cdot d_2 = 355 \text{ мм};$$

при $i = 2$ $\delta = 1,2$,

при $i = 3$ $\delta = 1,0$,

при $i = 4$ $\delta = 0,95$.

Длина ремня

$$L = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 1500 \text{ мм}.$$

Выбор сечения ремня.

Принимаем по ГОСТ 1284.3-80 (табл. 8.1) сечение клинового ремня Б, с номинальной мощностью, передаваемой одним ремнем P_o

= 2,36 кВт.

Т а б л и ц а 8.1

Номинальная мощность P_o , передаваемая одним ремнем
(по ГОСТ 1284.3-80)

Сечение ремня (длина L_p , мм)	d_1 , мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
О (1320)	71	1,2	0,22	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82
		1,5	0,23	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84
		≥ 3	0,23	0,42	0,48	0,58	0,68	0,68	0,87
	80	1,2	0,26	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,0
		1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03
		≥ 3	0,28	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06
	100	1,2	0,36	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39
		1,5	0,37	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43
		≥ 3	0,38	0,7	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48
	112	1,2	0,42	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61
		1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66
		≥ 3	0,44	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72
А (1700)	100	1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,65
		1,5	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,71
		≥ 3	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76
	125	1,2	0,71	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,42
		1,5	0,74	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,50
		≥ 3	0,76	1,36	1,57	1,89	2,36	2,36	2,58
	160	1,2	1,00	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,61
		1,5	1,03	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,53
		≥ 3	1,07	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64
	180	1,2	1,16	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	3,94
		1,5	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,07
		≥ 3	1,24	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,19

Продолжение таблицы 8.1

Сечение ремня (длина L_p , мм)	d_1 , мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин							
			400	800	950	1200	1450	1600	2000	
Б (2240)	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,21	3,66	
		1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,32	3,78	
		≥ 3	1,20	2,08	2,37	2,82	3,21	3,42	3,90	
	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,01	5,67	
		1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	5,17	5,86	
		≥ 3	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	5,34	6,05	
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	6,77	7,55	
		1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	7,00	7,80	
		≥ 3	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	7,22	8,05	
	280	1,2	3,09	5,49	6,26	7,42	8,30	8,69	9,20	
		1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	8,97	9,50	
		≥ 3	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,26	9,80	
	В (3750)	224	1,2	3,20	5,47	6,18	7,18	7,97		
			1,5	3,31	5,65	6,38	7,45	8,23		
			≥ 3	3,41	5,83	6,58	7,69	8,49		
280		1,2	4,63	8,04	9,08	10,49	11,47			
		1,5	4,78	8,30	9,37	10,83	11,84			
		≥ 3	4,93	8,57	9,67	11,17	12,22			
355		1,2	6,47	11,19	12,55	14,23	15,10			
		1,5	6,69	11,56	12,95	14,70	15,59			
		≥ 3	6,90	11,92	13,36	15,16	16,09			
450		1,2	8,77	14,76	16,29	17,75	–			
		1,5	9,05	15,24	16,82	18,33				
		≥ 3	9,34	15,72	17,35	18,91				

Окончание таблицы 8.1.

Сечение ремня (длина L_p , мм)	d_1 , мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин				
			400	800	950	1200	1450
Г (6000)	400	1,2	12,25	19,75	21,46	22,68	–
		1,5	12,64	20,40	22,16	23,42	
		≥ 3	13,04	21,04	22,86	24,16	
	560	1,2	20,27	31,62	33,21	–	–
		1,5	20,93	32,65	34,30		
		≥ 3	21,59	33,68	35,38		
	710	1,2	27,23	39,44	38,90	–	–
		1,5	28,12	40,73	40,17		
		≥ 3	29,01	42,02	41,44		
Д (7100)	560	1,2	24,07	31,62	33,21	–	–
		1,5	24,85	32,65	34,30		
		≥ 3	25,64	33,68	35,38		
	710	1,2	34,05	39,44	38,90	–	–
		1,5	35,17	40,73	40,17		
		≥ 3	36,28	42,02	41,44		

Параметры клиновых ремней приведены в табл. 8.2

Угол обхвата

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{\alpha} \cdot 57^\circ = 143^\circ,$$

согласно табл. 4.8 $C_\alpha = 0,89$.

Расчетная мощность

$$P_p = P_o \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 1,8 \text{ кВт};$$

где C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня;

C_p – коэффициент режима работы;

C_α – коэффициент угла обхвата;

C_z –коэффициент, учитывающий число ремней в передаче.

Значения указанных выше коэффициентов определим по табл.

8.3, 8.4, 8.5, 8.6.

Т а б л и ц а 8.2

Клиновые ремни (по ГОСТ 1284.1-80)

Обо- значе- ние	d_1 , не менее	l_p	W	T_o	A	L_p	ΔL	Масса одного метра
О	63	8,5	10	6	47	400-2500	25	0,06
А	90	11,0	13	8	81	560-4000	33	0,10
Б	125	14,0	17	10,5	133	800-6300	40	0,18
В	200	19,0	22	13,5	230	1800-10000	59	0,30
Г	315	27	32	19,0	476	3150-14000	76	0,60
Д	500	32	38	23,5	692	4500-18000	95	0,90
Е	800	42	50	30,0	1172	6300-18000	120	1,52

Примечания:

1. В графе А указана площадь поперечного сечения ремня, мм²; в графе ΔL - разность между расчетной L_p и внутренней $L_{вн}$ длиной ремня.

2. Стандартный ряд длин L_p : 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

Т а б л и ц а 8.3.

Значения коэффициента угла обхвата C_α

α°	180	160	140	120	100	90	70
C_α	1,0	0,95	0,89	0,82	0,83	0,68	0,56

Т а б л и ц а 8.4.

Значения коэффициента C_z

Z	2-3	4-6	Св.6
C_z	0,95	0,90	0,85

Таблица 8.5.

Значения коэффициента C_L (по ГОСТ 1284.3-80, с сокращениями)

L_p , мм	Сечение ремня					
	О	А	Б	В	Г	Д
400	0,79					
500	0,81					
560	0,82	0,79				
710	0,86	0,83				
900	0,92	0,87	0,82			
1000	0,95	0,90	0,85			
1250	0,98	0,93	0,88			
1500	1,03	0,98	0,92			
1800	1,06	1,01	0,95	0,86		
2000	1,08	1,03	0,98	0,88		
2240	1,10	1,06	1,00	0,91		
2500	1,30	1,09	1,03	0,93		
2800	-	1,11	1,05	0,95		
3150	-	1,13	1,07	0,97	0,86	
4000	-	1,17	1,13	1,02	0,91	
4750	-	-	1,17	1,06	0,95	0,91
5300	-	-	1,19	1,08	0,97	0,94
6300	-	-	1,23	1,12	1,01	0,97
7500	-	-	-	1,16	1,05	1,01
9000	-	-	-	1,21	1,09	1,05
10000	-	-	-	1,23	1,11	1,07

Таблица 8.6.

Значения коэффициента C_p

Режим работы; кратковремен- ная нагрузка, % от номинальной	Типы машин	C_p при числе смен		
		1	2	3
Легкий; 120	Конвейеры ленточные, насосы и компрессоры центробежные, токарные и шлифовальные станки	1,0	1,1	1,4
Средний; 150	Конвейеры цепные, элеваторы, компрессоры и насосы поршневые, станки фрезерные, пилы дисковые	1,1	1,2	1,5
Тяжелый; 200	Конвейеры скребковые, шнеки, станки строгальные и долбежные, прессы, машины для брикетирования кормов, деревообрабатывающие станки	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый; 300	Подъемники, экскаваторы, молоты, дробилки, лесопильные рамы	1,3	1,5	1,7

Число ремней

$$z = \frac{P_1}{P_0 C_z} = 1.$$

Расчетная скорость ремня

$$v = \pi \frac{d_1 n_1}{60} = 9,55 \text{ м/с.}$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{P_1 10^3}{v} = 1141 \text{ Н.}$$

Сила предварительного натяжения одного ремня

$$F_o = \frac{850 P C_p C_L}{z v C_a} + \theta \cdot v^2 = 1120 \text{ Н.}$$

Для сечения Б значение коэффициента, учитывающего центробежную силу $\theta = 0,18$ (табл. 8.7).

Т а б л и ц а 8.7

Сечение	О	А	Б	В	Г	Д
θ	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9

Сила, действующая на вал

$$F_g = 2 F_o z \sin(\alpha_1/2) = 2105 \text{ Н.}$$

Напряжение от силы предварительного натяжения

$$\sigma_l = 8,42 \text{ МПа;}$$

где $A = 133 \text{ мм}^2$ – площадь сечения ремня по табл. 4.2.

Напряжение от изгиба на ведущем шкиве

$$\sigma_u = 0,4;$$

для кожаных и резинотканевых ремней $E_u = 100 \div 200 \text{ МПа}$, для хлопчатобумажных $E_u = 50 \div 80 \text{ МПа}$.

Напряжение от центробежной силы

$$\sigma_v = \rho v^2 10^{-6} = 0,1;$$

где $\rho = 1100$.

Максимальное напряжение в сечении ремня

$$\sigma_{max} = \sigma_l + \sigma_u + \sigma_v = 8,92.$$

Коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения

$$C_i = 1,5 - 0,5 = 2,3.$$

Долговечность ремня

$$H_0 = N_{oc} \frac{L_p}{60\pi d_1 n_1} \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^8 C_i C_H = 45000 \text{ ч,}$$

где $C_H=2$ при периодически изменяющейся нагрузке от нуля до номинального значения; $C_H=1$ при постоянной нагрузке.

N_{oc} – базовое число циклов; для ремней сечением *O* и *A* $N_{oc} = 4,6 \cdot 10^6$, *B, В* и *Г* - $N_{oc} = 4,7 \cdot 10^6$, *Д* и *Е* - $N_{oc} = 2,5 \cdot 10^6$;

σ_{-1} - предел выносливости, $\sigma_{-1}=7$ МПа.

Условие $H_0 \geq [H]$ соблюдается.

Долговечность не должна быть меньше 5000 ч при легком режиме работы, 2000 ч – при среднем и 1000 ч – при тяжелом режиме работы.

8.3. Предварительный расчет валов

Основными критериями работоспособности проектируемых редукторных валов являются прочность и выносливость. Они испытывают сложную деформацию - совместное действие кручения, изгиба и растяжения (сжатия). Но так как напряжения в валах от растяжения небольшие в сравнении с напряжениями от кручения и изгиба, то их обычно не учитывают.

Расчет редукторных валов производится в два этапа: 1-й – проектный (приближенный) расчет валов на чистое кручение; 2-й – проверочный (уточненный) расчет валов на прочность по напряжениям изгиба и кручения.

В проектируемых редукторах рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, одинаковые для быстроходного и тихоходного вала.

Механические характеристики сталей для изготовления валов

определяют по табл 2.1. [3]

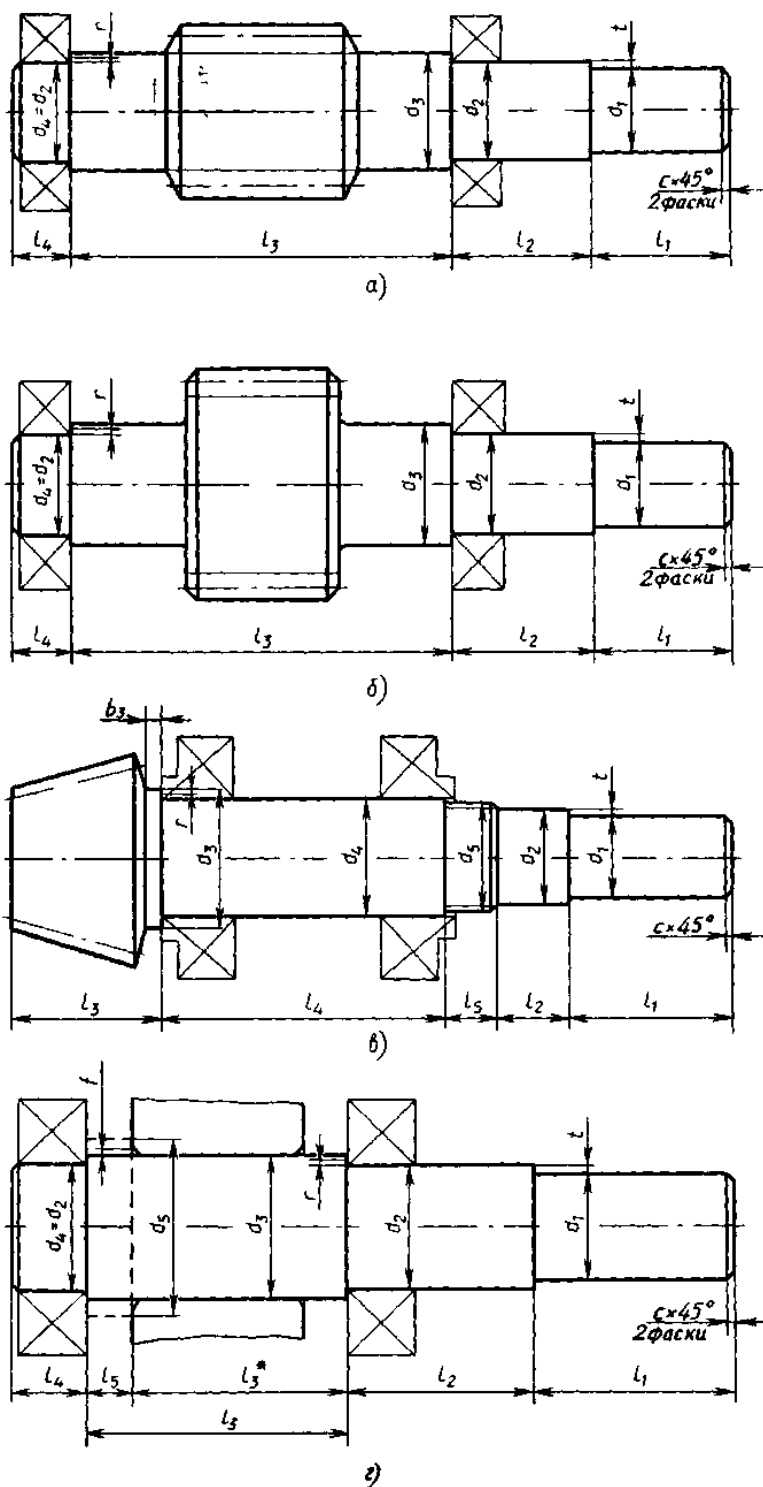


Рис. 8.1. Типовые конструкции валов одноступенчатых редукторов: а - быстроходный-червячного; б - быстроходный цилиндрического; в - быстроходный-конического; г - тихоходный (l_3^* -в коническом редукторе)

Проектный расчет валов выполняется по напряжениям кручения (как при чистом кручении), т. е. при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения на кручение применяют заниженными: $[\tau]_к = (10...20)\text{МПа}$. При этом меньшие значения $[\tau]_к$ - для быстроходных валов, большие $[\tau]_к$ - для тихоходных.

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей (см. рис. 8.1).

Проектный расчет ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр d и длину l (см. табл. 6.1 [3]).

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Предварительный выбор подшипников для каждого из валов редуктора проводится в следующем порядке:

1. В соответствии с табл. 6.2 [3] определить тип, серию и схему установки подшипников.

2. Выбрать из соответствующего стандарта типоразмер подшипников по величине диаметра d внутреннего кольца, равного диаметру второй d_2 и четвертой d_4 ступеней вала под подшипники.

3. Выписать основные параметры подшипников: геометричес-

кие размеры - $d, D, B(T, c)$; динамическую C и статическую C_0 грузоподъемности. Здесь D - диаметр наружного кольца подшипника, B - ширина шарикоподшипников; T и c - осевые размеры роликоподшипников.

8.4. Проверочный расчет подшипников

Пригодность предварительно выбранных подшипников выполняется сопоставлением расчетной долговечности с требуемой. Долговечность подшипников может быть выражена в часах или в миллионах оборотов.

Расчетная долговечность в миллионах оборотов:

$$L = \left(\frac{C}{R_e} \right)^m,$$

(8.1)

где C - динамическая грузоподъемность по стандарту;

R_e - эквивалентная динамическая нагрузка, действующая на подшипник;

$m = 3$ для шарикоподшипников, $m = 10/3$ для роликоподшипников.

Расчетная долговечность в часах:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{R_e} \right)^m,$$

(8.2)

где n - частота вращения вала, об/мин.

Следует обратить особое внимание на то, чтобы C и R_e были выражены в одних и тех же единицах.

Требуемая долговечность подшипника в часах составляет для червячных редукторов $L_h \geq 5000$ ч, для зубчатых редукторов $L_h \geq 10000$

ч.

Динамическая грузоподъемность принимается по стандартам для выбранного типоразмера подшипника.

Эквивалентная динамическая нагрузка R_e учитывает характер и направление действующих на подшипник нагрузок, условия работы и зависит от типа подшипника. В общем случае формулы для определения эквивалентной динамической нагрузки R_e и величины, входящие в эти формулы, для однорядных радиальных шарикоподшипников и одно- двухрядных радиально-упорных шарико- и роликоподшипников даны в табл. 8.1.

Порядок определения эквивалентной нагрузки R_e и расчета динамической грузоподъемности C и долговечности L_h в зависимости от типа подшипника рассмотрен в пп. 1...3.

Радиальные шариковые однорядные подшипники (рис.8.2,*a*).

Осевые составляющие радиальных нагрузок $R_{s1}=R_{s2}=0$ и осевую силу в зацеплении F_a воспринимает подшипник, ограничивающий осевое перемещение вала под действием этой силы и испытывающей осевое нагружение R_o , равное этой силе (см. табл. 10.6 [3]). Расчет эквивалентной нагрузки R_e выполняется только для подшипника с большей радиальной нагрузкой R_r (суммарной реакцией R).

Радиально-упорные однорядные подшипники (рис. 8.2 ,*б,в* ,*г*).

Каждый подшипник вала испытывает свою осевую нагрузку R_{a1} , R_{a2} , зависящую от схемы установки подшипников и соотношения осевой силы в зацеплении редукторной пары F_a (см. табл. 10.1 [3]) и осевых составляющих радиальных нагрузок в подшипниках R_{s1} , R_{s2} , (см. табл. 10.6 [3]). Поэтому эквивалентная динамическая нагрузка рассчитывается для каждого подшипника с целью определения наиболее нагру-

женной опоры.

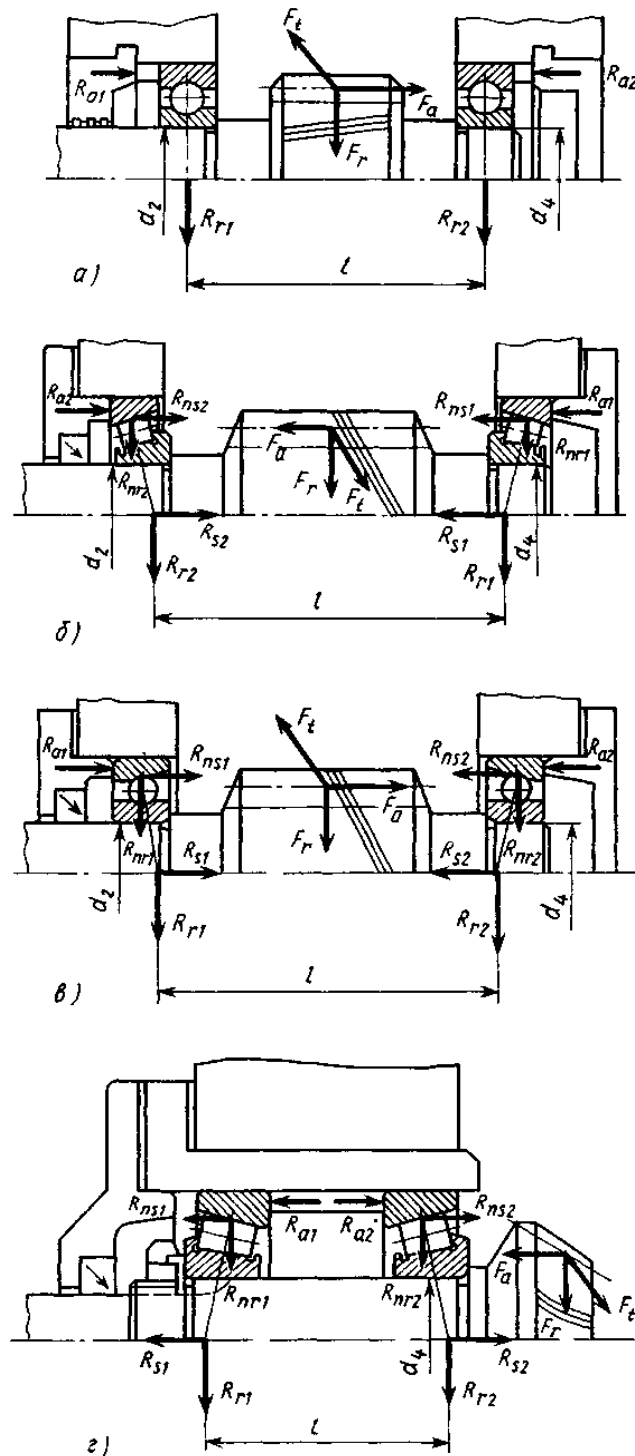


Рис. 8.2. Схемы нагружения подшипников: а – радиальные шарикоподшипники, установленные враспор; б, в – роликовые конические и радиально упорные шариковые подшипники, установленные враспор; г – роликовые конические подшипники, установленные врастяжку

8.5 Посадка подшипников

В проектируемых редукторах внутреннее кольцо подшипника вращается относительно радиальной нагрузки R_r , подвергаясь так называемому циркуляционному нагружению; наружное кольцо - неподвижно относительно радиальной нагрузки и подвергается местному нагружению.

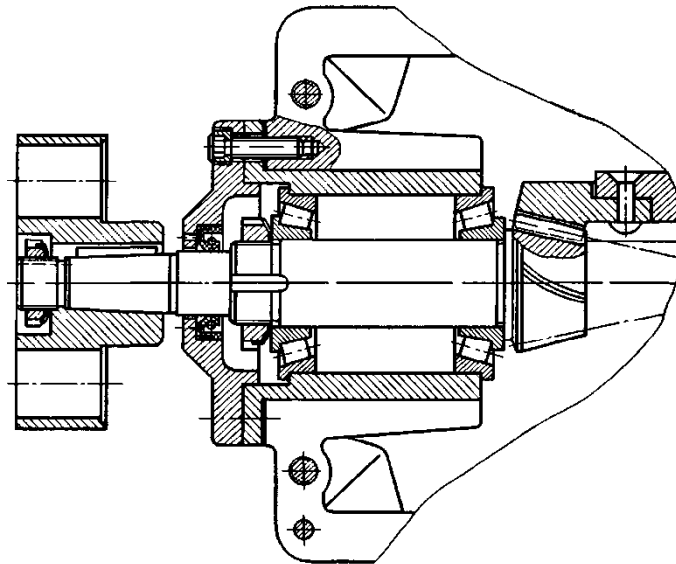


Рис. 8.3. Установка конических роликоподшипников по схеме 4 – растяжку; обе опоры фиксирующие, крышка торцовая, регулирование подшипников – круглой илицевой гайкой.

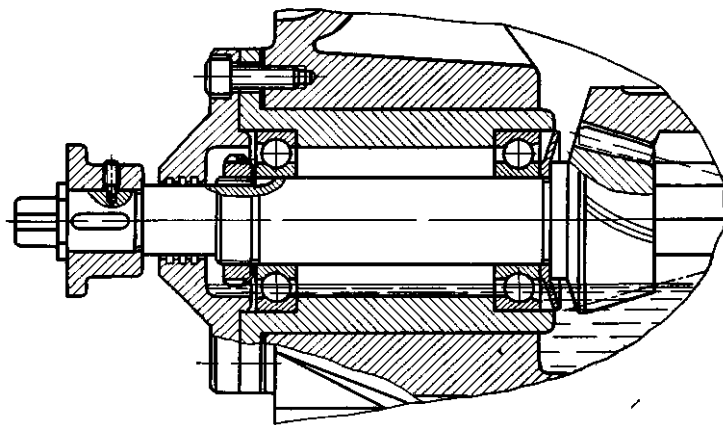


Рис. 8.4. Установка радиально-упорных шарикоподшипников по схеме 4 – растяжку; обе опоры фиксирующие, крышка торцовая, регулирование подшипников - круглой илицевой гайкой.

Соединение вращающихся относительно радиальной нагрузки внутренних колец подшипника с валом осуществляется с натягом, включающим проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной ступени вала.

Посадки неподвижных относительно радиальной нагрузки наружных колец подшипника выбирают более свободными, допускающими наличие небольшого зазора: периодическое проворачивание наружного кольца полезно, так как при этом изменяется положение его зоны нагружения. Кроме того, такое сопряжение облегчает осевые перемещения колец при монтаже, при регулировании зазора в подшипниках и при температурных деформациях валов.

Подшипник является основным комплектующим изделием, не подлежащим в процессе сборки дополнительной доводке. Требуемые посадки в соединении подшипника качения получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры вала или отверстия в корпусе.

Поле допуска вала для внутреннего кольца подшипника при циркуляционном нагружении: для шариковых $-js6, k6$; для роликовых $-k6, m6$. Поле допуска отверстия для наружного кольца шариковых и роликовых подшипников при местном нагружении – $H7$.

8.6. Проверочный расчет шпонок

Призматические шпонки, применяемые в проектируемых редукторах, проверяют на смятие. Проверке подлежат все шпонки.

Условие прочности

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}], \quad (8.3)$$

где F_t – окружная сила на шестерне или колесе, Н;

$A_{см} = (0,94h - t_1)l_p$ – площадь смятия, мм² ;

$l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, мм;

l – полная длина шпонки, определенная на этапе конструирования вала;

b, h, t_1 – стандартные размеры (см. стандарт);

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие, Н/мм².

При стальной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma_{см}] = 110 \dots 190$ Н/мм²; при колебаниях нагрузки $[\sigma_{см}]$ следует снижать на 20...25%; при ударной нагрузке – снижать на 40...50%; при чугунной ступице приведенные значения $[\sigma_{см}]$ снижать вдвое.

Если при проверке шпонки $\sigma_{см}$ окажется значительно ниже $[\sigma_{см}]$, то можно взять шпонку меньшего сечения – как для вала предыдущего диапазона, но обязательно проверить ее на смятие. Если получится $\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$, то рекомендуется установить две шпонки или перейти на шлицевое соединение или посадку с натягом.

8.7 Проверочный расчет валов по коэффициенту запаса прочности

Этот расчет выполняют как проверочный. Установлено, что в основном разрушение валов носит усталостный характер. Поэтому он является основным, он сводится к определению расчетных коэффициентов запаса прочности для предположительно опасных сечений валов.

Условие прочности:

$$n = (n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / \sqrt{(n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2)}) [n], \quad (8.4)$$

где n – расчетный коэффициент запаса прочности;

$[n]$ – 1,3 ... 1.5 - требуемый коэффициент запаса для обеспечения прочности;

$[n]$ – 2. 5 ...4 - требуемый коэффициент запаса для обеспечения жесткости;

n_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

n_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.

$$n_\sigma = \sigma_l / (K_\sigma / E_\sigma) \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m \quad (8.5)$$

$$n_\tau = \tau_l / (K_\tau / E_\tau) \cdot \tau_a \cdot \Psi_\tau \cdot \tau_m \quad (8.6)$$

В этих формулах:

σ_l и τ_l – пределы выносливости для материала вала при симметричных циклах изгиба и кручения.

Существуют эмпирические зависимости для вычисления предела выносливости σ_l по известному пределу прочности

для углеродистых сталей

$$\sigma_l = 0,43 \cdot \sigma_s \quad (8.7)$$

для легированных сталей

$$\sigma_l = 0,35 \cdot \sigma_b + (70-120) \text{ МПа} \quad (8.8)$$

Предел выносливости при кручении связан с пределом выносливости при изгибе:

$$\tau_{-l} = 0,58 \cdot \sigma_l \quad (8.9)$$

σ_a, τ_a и σ_m, τ_m – амплитуды и средние напряжения циклов нормальных и касательных напряжений.

Можно считать, что нормальные напряжения, возникающее в поперечном сечении вала от изгиба, изменяются по симметричному циклу:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \sigma_n = M_u/W, \\ \sigma_m &= 0\end{aligned}\tag{8.10}$$

Так как момент, передаваемый валом, изменяется по величине, то при расчете принимают для касательных напряжений наиболее неблагоприятный знакопостоянный цикл – отнулевой

$$\tau_a = \tau_m = \tau_{max} / 2 = T/2 \cdot W_p\tag{8.11}$$

$K_{\sigma \tau}$ и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и при кручении;

E_{σ} и E_{τ} – масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений;

Ψ_{σ} и Ψ_{τ} – коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла на усталостную прочность.

Формулы для расчета моментов сопротивления и эффективные коэффициенты концентрации напряжений приведены в таблицах 12.3, 12.4 [3].

9. Элементы экономических расчетов

Определение эксплуатационной производительности

Сметная сменная производительность для новых машин рассчитывается по часовой технической производительности

$$P_{\text{см}} = P_{\text{т}} \cdot t_{\text{см}} \cdot K_3 \cdot K_c; \text{ м}^3/\text{см},$$

где $P_{\text{т}}$ – техническая производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$t_{\text{см}}$ – число часов работы оборудования в смену (8.2 ч);

K_3 – коэффициент перехода от часовой технической производительности к эксплуатационной (0.6);

K_c – коэффициент перехода от эксплуатационной производительности к сменной (0.8);

Годовая эксплуатационная производительность определяется сменной производительностью и числом смен в году

$$P_{\text{эГ}} = P_{\text{см}} \cdot Z_{\text{см.Г.}}, \text{ м}^3/\text{ГОД},$$

где $Z_{\text{см.Г.}}$ – число смен работы оборудования в году с учетом выходных и праздничных дней, продолжительности простоев ввиду всех видов ремонта и обслуживания.

$$Z_{\text{см.Г.}} = T_{\text{ч.Г.}} / t_{\text{см}},$$

где $T_{\text{ч.Г.}}$ – число часов работы машины в году (годовой фонд времени, равный 2025 ч.).

Определение удельных капитальных вложений

Удельные капитальные вложения K_y на единицу продукции (м^3) определяются по расчетно-балансовой стоимости оборудования и его годовой производительности

$$K_y = K \cdot Z_{\text{см.г.оп.}} / Z_{\text{см.г.}} \cdot P_{\text{эг}}, \text{ руб} \cdot \text{год} / \text{м}^3,$$

где K – расчетно-балансовая стоимость оборудования, руб;

$Z_{\text{см.г.оп.}}$ – число смен работы оборудования на отдельной операции
(247);

$Z_{\text{см.г.}}$ – число смен работы оборудования в год на всех операциях
(247);

$P_{\text{эг}}$ – годовая эксплуатационная производительность, $\text{м}^3/\text{год}$.

Определение удельного расхода энергоресурсов

Данный показатель характеризует экономичность работы оборудования по различным видам энергоресурсов или расход энергии на заданный объем работ.

Удельный расход энергоресурсов определяется по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{уд}} = \mathcal{E} / P, \text{ кВт} \cdot \text{ч} \cdot \text{см} / \text{м}^3,$$

где \mathcal{E} – суммарный расход энергоресурсов единицей оборудования в смену, кВт·ч;

$$\mathcal{E} = N_{\text{н}} \cdot t_{\text{см}},$$

где N_n – номинальная мощность двигателя, кВт.

Определение себестоимости машино-смены

Себестоимость машино-смены рассчитывается по формуле

$$C_{см} = C_{ед} + C_{ам} + C_{обс} + C_{эн} + C_{то} + C_{осн}, \text{ руб/м}\cdot\text{см},$$

где $C_{ед}$ – сменные единовременные затраты, руб/м·см;

$C_{ам}$ – сменные затраты по амортизационным отчислениям, приходящиеся на одну машино-смену, руб/м·см;

$C_{обс}$ – сменные затраты на обслуживающий персонал, руб/м·см;

$C_{эн}$ – сменные энергетические затраты, руб/м·см;

$C_{то}$ – сменные затраты на ТО и ТР машины, руб/м·см;

$C_{осн}$ – сменные затраты на износ и ремонт сменной оснастки, руб/м·см.

Сменные единовременные затраты

$$C_{ед} = K_{з.с} \cdot C_{тр} \cdot G/Z + K_{пн} \cdot C_{мон} G/Z, \text{ руб/м}\cdot\text{см},$$

где $K_{з.с}$ – учитывает заготовительно-складские расходы (1.04);

$C_{тр}$ – стоимость транспортных расходов, руб;

G – масса ед. оборудования, т;

$K_{пн}$ – учитывает плановые накопления на монтажных работах (1.13);

$C_{мон}$ – стоимость монтажа, руб.

Сменные затраты на амортизационные отчисления, приходя-

щиеся на одну машино-смену

$$C_{\text{см}} = 1.1A/Z_{\text{см.г.}}, \text{ руб/м}\cdot\text{см},$$

где 1.1 – учитывает косвенные расходы (10%);

A – амортизационные отчисления на полное восстановление и капитальный ремонт машины, руб.

$$A = K \cdot a / 100, \text{ руб},$$

где a – норма амортизационных отчислений (12%).

Сменные затраты на обслуживающий персонал принимают в соответствии с числом и квалификацией персонала. Эти затраты определяют с учетом косвенных расходов (25%) и премиальных надбавок в размере 12.5%.

$$C_{\text{обс}} = Z_{\text{тч}} \cdot t_{\text{см}} \cdot 1.25 \cdot 1.125, \text{ руб/м}\cdot\text{см},$$

где $Z_{\text{тч}}$ – часовая тарифная ставка, руб.

Сменные энергетические затраты

$$C_{\text{эн}} = N_{\text{дв}} \cdot t_{\text{см}} \cdot 0.021 + C_{\text{всп}}, \text{ руб/м}\cdot\text{см},$$

где $N_{\text{дв}}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;

$C_{\text{всп}}$ – стоимость вспомогательных смазочных и обтирочных материалов (принимается 1.7% от расчетно-балансовой стоимости машины).

Сменные затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт можно принять 13% от расчетно-балансовой стоимости. Сменные затраты на износ и ремонт сменной оснастки можно при-

нять 5% от расчетно-балансовой стоимости машины.

Определение себестоимости продукции

Себестоимость единицы продукции определяют по величине ее себестоимости и сменной производительности машины

$$C_y = C_{см}/П_{см}, \text{ руб/м}^3.$$

Годовой экономический эффект от внедрения проектируемого оборудования

Годовой экономический эффект от внедрения проектируемого оборудования определяется по формуле

$$\mathcal{E} = [(C_{y.c.} - C_{y.n.}) + E_n(K_{y.c.} - K_{y.n.})] \cdot П_{\mathcal{E},г.н.}, \text{ руб/год},$$

где $C_{y.c.}$ и $C_{y.n.}$ – себестоимость единицы продукции соответственно для сравниваемой и новой машины, руб/м³;

E_n – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений (0.15);

$K_{y.c.}$ и $K_{y.n.}$ – удельные капитальные вложения по новой и сравниваемой машинам, руб·год/м³.

ГЛОССАРИЙ

Гравиемойка – промывочная машина, предназначенная для промывки гравия и щебня в целях удаления из них глинистых примесей.

Грохот инерционный – грохот, снабженный возбудителем колебаний, у которого амплитуда колебаний зависит от параметров возбуждения и жесткости упругой подвески.

Грохот гирационный – грохот, у которого параметры колебаний задаются жесткой кирематикой.

Дробилка щековая – дробилка, в которой камень дробится между двух плит, одна из которых неподвижна, а другая периодически приближается и отходит.

Дробилка конусная – дробилка, в которой дробление каменного материала происходит в пространстве между двумя конусами.

Дробилка валковая – дробилка, в которой раздавливание камня происходит при проходе его через зазор между вращающимися навстречу друг другу валками.

Дробилка ударного действия – дробилка, в которой дробление камня происходит при ударе о него молотков или бил, установленных на вращающемся роторе.

Мельница шаровая – мельница, представляющая собой вращающийся барабан, в который наряду с каменным материалом загружаются стальные шары.

Мельница бегунковая – мельница, в которой материал измельчается перекатывающимися по кольцевой дорожке массивными бегунками.

Теория дробления Риттингера – теория, устанавливающая связь между работой дробления и вновь образованными поверхно-

стями.

Теория дробления Кирпичева – Кика – теория, устанавливающая связь между работой дробления и объемами дробимых тел.

Теория дробления Бонда – объединенная теория, в которой предполагается, что работа дробления кубического куска материала пропорциональна среднему геометрическому из его объема и поверхности.

Угол захвата – угол между сжимающими рабочими поверхностями дробилки.

Эффективность грохочения – отношение фактического выхода материала через отверстия сита к действительному содержанию мелких фракций в исходном материале.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Роторные дробилки / В.А. Стрельцов [и др.]; под ред. В.А. Баумана. - Москва: Машиностроение, 1973. – 272 с.
2. Дорожно-строительные машины и комплексы: учебник / А.Б. Ермилов, [и др.]; под ред. В.И. Баловнева. – Москва: Машиностроение, 1988. – 384 с.
3. Власов А.Н. Проектирование приводов / А.Н. Власов, И.В. Садовников, А.И. Хоботов. – Чита: ЧитГУ, 2003. – 314 с.
4. Дорожно-строительные материалы: / И.В. Королев [и др.]; под ред. И.М. Глушко. – Москва: Транспорт, 1991. – 357 с.
5. Клушанцев Б.В. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муземнек. – Москва: Машиностроение, 1990. – 320 с.
6. Поскребышев В.А. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий / В.А. Поскребышев, Т.Н. Радина, И.М. Ефремов. – Братск: БрГТУ, 2002. – 124 с.
7. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование: учебник / В.П. Сергеев. – Москва: Высш. шк., 1987. – 376 с.

Пример выполнения курсового проекта по теме
«Проект щековой дробилки с простым качанием щеки»

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования

«Забайкальский государственный университет»
Кафедра Строительных и дорожных машин

Курсовой проект на тему:
Расчет щековой дробилки с простым движением щеки

Выполнил: студент группы СТМ-08 Булаев
Е. А., Таракановский И. А.
Проверил: руководитель к. п. Курбатов Н. Е.

Чита 2012
РЕФЕРАТ

П.З.-36 стр., ил.-5, табл.-3, библи.-3.

ВАЛ, ДРОБИЛКА, КАМЕРА ДРОБЛЕНИЯ, КОЭФФИЦИЕНТ, МОЩНОСТЬ, ПЛИТА, ПРОЧНОСТЬ, ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ, СОПРОТИВЛЕНИЕ, УСИЛИЕ, ШАТУН, ЩЕКА.

Цель настоящей работы освоение основных расчётов дробильных машин на примере щековой дробилки с простым качанием щеки.

Задачи работы:

1. Изучение конструкции щековой дробилки с простым качением щеки.
2. Расчет основных параметров щековой дробилки
3. Расчет производительности щековых дробилок
4. Определение мощности привода щековой дробилки
5. Определение эксплуатационной производительности
6. Охрана труда и окружающей среды при работе на щековой дробилки.

Введение

Щековые дробилки применяют для крупного и среднего дробления. Принцип работы щековой дробилки заключается в следующем. В камеру дробления, имеющую форму клина и образованную двумя щеками, из которых одна в большинстве случаев является неподвижной, а другая подвижной, подается материал, подлежащий дроблению. Клинообразная форма камеры дробления обеспечивает расположение более крупных кусков материала сверху, менее крупных – внизу. Подвижная щека периодически приближается к подвижной. При сближении щек (ход сжатия) куски материала подвергаются дроблению. При отходе подвижной щеки (холостой ход) куски материала подвигаются вниз под действием силы тяжести и занимают новое положение или выходят из камеры дробления, если их размеры стали меньше наиболее узкой части камеры, называемой выходной щелью. Затем цикл повторяется.

В различных областях использования дробилок, наряду с основной задачей – уменьшить размеры кусков дробимого материала, предъявляются и специфические для данного производства требования к продукту дробления: минимальное содержание мелких фракций; наибольшая степень дробления при отсутствии кусков, превышающих заданный размер; ограничение выхода лещадных и иглообразных зёрен; максимальная избирательность – т. е. максимальная разница в степени дробления двух компонентов, дробящихся совместно; минимальный износ рабочих органов; дробление с одновременной подсушкой или промывкой продукта.

1. Конструкторская часть

1.1. Определение основных параметров щековой дробилки

Основными параметрами щековой дробилки являются: ширина приемного отверстия B , м; длина камеры дробления L , м; ширина выходной щели b , мм; частота вращения эксцентрикового вала n , об/с; угол захвата α ; высота камеры дробления дробилки H , м.

Частота вращения эксцентрикового вала (об/с) определяется по формуле

$$n = 0,5 \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2 \cdot S}}$$

(1)

где α – угол захвата, град (по заданию $\alpha = 19^\circ$);

S – горизонтальный ход подвижной щеки в нижней точке камеры дробления, мм.

$$S = 4 \cdot r \cdot \sin\left(\frac{\omega + \varphi}{2}\right);$$

(2)

где r – эксцентриситет вала, мм (примем $r = 2$ мм);

ω, φ – углы соединения распорных плит с шатуном, град (примем $\varphi = 16^\circ$ и $\omega = 16^\circ$).

$$S = 4 \times 2 \times \sin \frac{16 + 16}{2} = 2,2 \text{ мм} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Получаем:

$$n = 0,5 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot \operatorname{tg} 19}{2 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3}}} = 13,85 \text{ об/сек}$$

Высота камеры дробления H , м.

$$H = 1,2 \cdot \frac{D_{\max} - l_{\min}}{\operatorname{tg} \alpha}, \text{ м};$$

(3)

где $D_{max} = 0,51$ м;

l_{min} – минимальная ширина выпускной щели, м;

$l_{min} = 0,075$ м.

$$H = 1,2 \cdot \frac{0,51 - 0,075}{\operatorname{tg} 19} = 1,52 \text{ м.}$$

Длина камеры дробления L , м

$$L = D_{max} + 0,2 \cdot H \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ м}$$

(4)

$$L = 0,51 + 0,2 \cdot 1,52 \cdot \operatorname{tg} 19 = 0,88 \text{ м.}$$

1.2. Расчет производительности

Производительность определяется исходя из условия, что разгрузка материала из выходной щели дробилки происходит только при отходе подвижной щеки и при этом за один оборот вала из дробилки выпадает некоторый объем V (м^3) материала, заключенный в призме высотой $H/3$.

При частоте вращения n вала, (об/с), производительность дробилки, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$\Pi = \frac{c \cdot S_{cp} \cdot L \cdot b \cdot n \cdot (B + b)}{2 \cdot D_{cp} \cdot \operatorname{tg} \alpha},$$

(5)

где c – коэффициент кинематики ($c = 0,84$);

S_{cp} – средний (эквивалентный) ход щеки, м.

$$S_{cp} = \frac{S + S_{bx}}{2},$$

(6)

S_{bx} – горизонтальный ход подвижной щеки в верхней точке камеры дробления, м;

$$S_{bx} = (0,01 \div 0,03) \cdot B,$$

(7)

$$S_{bx} = (0,01 \div 0,03) \cdot 0,6 = 0,006 \div 0,018 \text{ м};$$

$$S_{cp} = \frac{0,0022 + 0,012}{2} = 7,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Средняя крупность кусков в исходном материале:

$$D_{cp} = 0,5 \cdot D_{\max}, \text{ м}$$

(8)

$$D_{cp} = 0,5 \cdot 0,51 = 0,255 \text{ м}.$$

$$\Pi = \frac{0,84 \cdot 7,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,88 \cdot 0,1 \cdot 13,85 \cdot (0,6 + 0,01)}{2 \cdot 0,255 \cdot \text{tg}19} = 0,029 \text{ м}^3 / \text{с} = 104,4 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

1.3. Определение мощности привода

Мощность привода N (Вт) при прочих равных условиях зависит от прочности дробимого материала и длины камеры дробления.

$$N = \frac{k_p \cdot \sigma_{сж}^2 \cdot \pi \cdot L \cdot n}{12 \cdot E \cdot \eta} \cdot (D_{cp}^2 - d_{cp}^2), \quad \text{кВт}$$

(9)

где k_p - коэффициент, учитывающий использование полной длины камеры дробления ($k_p = 0,5$);

$\sigma_{сж}$ - предел прочности дробимого материала, Па

$$(\sigma_{сж} = 200 \text{ МН} / \text{м}^2 = 200 \cdot 10^6 \text{ Па});$$

E - модуль упругости, Па ($E = 70000 \text{ МН} / \text{м}^2 = 70 \cdot 10^9 \text{ Па}$);

d_{cp} - средняя крупность кусков готового продукта, м

$$d_{cp} = (0,65 \dots 0,8) \cdot b;$$

(10)

$d_{cp} = 0,065 \dots 0,08$ м, примем $d_{cp} = 0,07$ м;

η - КПД привода дробилки, ($\eta = 0,85$).

$$N = \frac{0,5 \cdot (200 \cdot 10^6)^2 \cdot 3,14 \cdot 0,88 \cdot 13,85}{12 \cdot 70 \cdot 10^9 \cdot 0,85} \cdot (0,255^2 - 0,07^2) = 64,32 \text{ кВт.}$$

По каталогу подбираем тип и марку электродвигателя привода

1.4. Кинематический расчет

Для расчета сил, действующих на отдельные узлы дробилки, за исходный параметр принимают работу A , затрачиваемую на разрушение материала. Для упрощения расчетов принимают, что подвижная щека совершает параллельные перемещения на величину хода S .

Работа, затрачиваемая на разрушение каменного материала A , Нм

$$A = \frac{\pi \cdot \sigma^2 \cdot H}{12 \cdot E} (D_{cp}^2 - d_{cp}^2), \quad \text{Нм} \quad (11)$$

где σ – предел прочности дробимого материала;

H – высота камеры дробления;

E – модуль упругости, Па;

$$A = \frac{3,14 \cdot (200 \cdot 10^6)^2 \cdot 1,52}{12 \cdot 70 \cdot 10^9} (0,255^2 - 0,07^2) = 13640 \text{ Нм.}$$

Максимальное усилие, действующее на подвижную щеку при раздавливании, P .

$$P = \frac{2 \cdot A}{S_{cp}} \quad (12)$$

где S_{cp} – средний эквивалентный ход щеки, м;

$$P = \frac{2 \cdot 13640}{7,1 \cdot 10^{-3}} = 3,84 \text{ МН.}$$

Следует учитывать, что P сила непостоянная, меняется от 0 до P_{max} и направлена по нормали к подвижной щеке.

Размеры подвижной щеки можно определить согласно следующим выражениям: для дробилки с простым движением щеки реакция в шарнире В определяется по формуле

$$R_b = \frac{P_{max}}{2 \cdot \cos \psi}, MH;$$

(13)

$$R_b = \frac{3,84}{2 \cdot \cos 74} = 6,97 MH.$$

Нормальная составляющая

$$R_b^n = R_b \cdot \cos \varphi_1, MH;$$

(14)

$$R_b^n = 6,97 \cdot \cos 3 = 6,96 MH.$$

Тангенциальная составляющая

$$R_b^\tau = R_b \cdot \sin \varphi_1, MH;$$

(15)

$$R_b^\tau = 6,97 \cdot \sin 3 = 0,36 MH.$$

1.5. Расчет на прочность деталей щековой дробилки

1.5.1. Расчет шатуна

Шатун выполняется круглого, крестового или двутаврового сечения из Ст. 35, Ст. 35Л. Усилие P_1 , H , на шатун определяется:

$$P_1 = \frac{4500 \cdot N}{r \cdot n}, H;$$

(16)

где N - мощность привода дробилки, kBm ;

r - эксцентриситет вала, m ;

n - число оборотов эксцентрикового вала, об/мин.

$$P_1 = \frac{4500 \cdot 64,32}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 13,85} = 10449 \cdot 10^3 \text{ Н} = 10,45 \text{ МН}.$$

Ширина шатуна может быть определена:

$$b_{ш} = \frac{b_3}{3}, \text{ м};$$

(17)

где b_3 - ширина зева дробилки, м.

$$b_{ш} = \frac{0,6}{3} = 0,2 \text{ м}.$$

Зная допускаемое напряжение $[\sigma_{сж}]$, кН/мм², стали, из которой изготовлен шатун, можно определить площадь его сечения, мм².

$$F_{ш} = \frac{P_1}{[\sigma_{сж}]}, \text{ мм}^2;$$

(18)

где $[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение сжатия, $[\sigma_{сж}] = 180$ кН/мм².

Таким образом площадь сечения шатуна:

$$F_{ш} = \frac{10450}{180} = 58 \text{ мм}^2.$$

1.5.2. Расчет на прочность распорной плиты

Распорные плиты изготавливают из стали Ст. 35 Л.

На распорную плиту действует усилие R_b . Для расчета плиты на прочность напряжение $\sigma_{сж}$, возникающие в опасном сечении плиты, нужно сравнить с допускаемым напряжением $[\sigma_{сж}]$.

$$\sigma = \frac{2 \cdot R_b}{3 \cdot F_n} \leq [\sigma_{сж}];$$

(19)

где F_n - площадь сечения распорной плиты, мм²;

$[\sigma_{сж}]$ - допускаемое напряжение, Н/мм².

Площадь сечения распорной плиты, мм².

$$F_n = c \cdot b_n, \text{ мм}^2;$$

(20)

где c - толщина сечения, $c=50$ мм;

b_n - ширина плиты, мм.

$$b_n = \frac{b_3}{3}, \text{ мм};$$

(21)

где b_3 - ширина зева дробилки, мм.

$$b_n = \frac{600}{3} = 200 \text{ мм}.$$

Значит:

$$F_n = 0,05 \cdot 0,2 = 10000 \text{ мм}^2;$$

Таким образом:

$$\sigma = \frac{2 \cdot 6,97 \cdot 10^6}{3 \cdot 10000} = 460 \text{ Н / мм}^2 \text{ (удовлетворяет)}.$$

1.5.3. Расчет станины на прочность

Станина выполнена литой или сварной из стали Ст. 35.

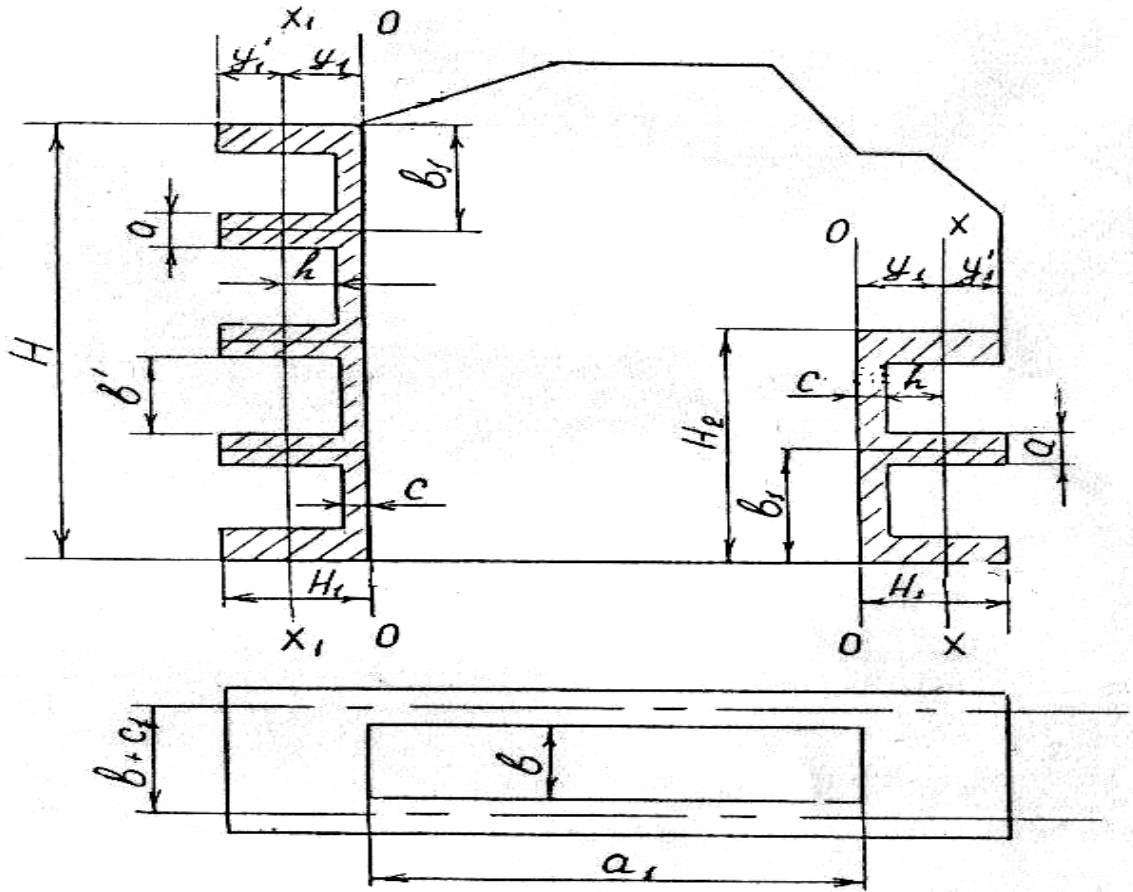


Рисунок 1 - Схема к расчету станины

Общий момент сопротивления передней стенки равен

$$W = \frac{k \cdot J_{k1}}{Y_1}, \text{ м}^3;$$

(22)

где k - количество элементов шириной b_1 ;

J_{k1} - момент инерции одного элемента, мм^4 .

$$J_{k1} = \frac{1}{3} \cdot [b_1 \cdot Y_1^3 - b \cdot h^3 + a \cdot (Y_1')^3]$$

(23)

Значение Y_1 находится из выражения:

$$Y_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{a \cdot H_1^2 + b \cdot c^2}{a \cdot H_1 + b^4 \cdot c}, \quad \text{м};$$

(24)

где значение b_1 , a и H_1 принимаются из соотношений:

$$b_1 = \frac{H}{4}, \quad H_1 = \frac{H}{3}, \quad a = c = \frac{H}{20}.$$

(25)

Таким образом получаем:

$b_1 = 0,38 \text{ м}; H_1 = 0,5 \text{ м}; a = c = 0,076 \text{ м};$ по рисунку 1: $b' = 3a = 0,23 \text{ м}.$

$$Y_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,076 \cdot 0,5^2 + 0,23 \cdot 0,076^2}{0,076 \cdot 0,5 + 0,23^4 \cdot 0,076} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,02}{0,05} = 0,2 \text{ м}.$$

$$J_{k1} = \frac{1}{3} \cdot [0,38 \cdot 0,2^3 - 0,23 \cdot 0,12^3 + 0,076 \cdot 0,3^3] = \frac{1}{3} \cdot 0,0047 = 0,0015 \text{ м}^4.$$

$$h = Y_1 - c, \text{ м}; \quad (26)$$

$$h = 0,2 - 0,076 = 0,124 = 0,12 \text{ м}.$$

$$Y_1' = H_1 - Y_1, \text{ м}$$

(27)

$$Y_1' = 0,5 - 0,2 = 0,3 \text{ м}.$$

Таким образом:

$$W = \frac{4 \cdot 0,0015}{0,3} = 0,02 \text{ м}^3.$$

Материалом для изготовления стенки станины служит стальное литье с пределом прочности $\sigma = 3500 \dots 4000 \text{ кг/см}^2$. Если рама литая, то при воздействии нагрузки на переднюю стенку в узлах рамы появится момент M_0 , Нм

$$M_0 = \frac{P_{\max} \cdot (b + c_1)^2}{12} \cdot \frac{1}{(b + c_1) + a_1 \cdot \frac{J_{k1} \cdot k}{J_{k2} \cdot k_2}},$$

(28)

где P – величина нагрузки, действующей на переднюю стенку станины, H ;

$b + c_1$ – длина передней стенки, м, $b + c_1 = 0,956$ м;

a_1 – длина боковой стенки, м, $a_1 = 0,8$ м;

J_{k2} – момент инерции одного элемента боковой стенки,

$$J_{k2} = 0,0015m^4;$$

k и k_2 – количество элементов боковой стенки, $k = 4$; $k_2 = 4$;

$$M_0 = \frac{6,97 \cdot 0,956^2}{12} \cdot \frac{1}{0,956 + 0,8 \cdot \frac{0,0015 \cdot 4}{0,0015 \cdot 4}} = 0,3MH_m = 30 \cdot 10^4 H_m.$$

Максимальный изгибающий момент передней стенки равен:

$$M_{II} = \frac{P_{\max} \cdot (b + c_1)}{8} - M_0, H_m;$$

(29)

$$M_{II} = \frac{6,97 \cdot 0,956}{8} - 0,3 = 0,53MH_m = 53 \cdot 10^4 H_m.$$

Максимальный изгибающий момент боковой стенки равен:

$$M_B = \frac{P_{\max} \cdot a_1}{8} - M_0, H_m;$$

(30)

$$M_B = \frac{6,97 \cdot 0,8}{8} - 0,3 = 0,4MH_m = 40 \cdot 10^4 H_m.$$

Определим напряжение в крайних элементах передней стенки, H/m^2 .

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma]$$

(31)

$$\sigma = \frac{53 \cdot 10^4}{0,02} = 26,5H / m^2 \text{ (удовлетворяет).}$$

Напряжение в боковой стенке σ_2 , H/m^2 , определяется по форму-

ле:

$$\sigma_2 = \frac{M_o}{W_2} + \frac{P}{2 \cdot F} \leq [\sigma]$$

(32)

$$\sigma_2 = \frac{30 \cdot 10^4}{0,02} + \frac{6,97 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,07} = 15 \cdot 10^6 + 49 \cdot 10^6 = 64 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 \text{ (удовлетворяет)}.$$

1.5.4. Расчет на прочность подвижной щеки

Подвижная щека изготавливается из стали Ст. 35 Л.

Суммарное напряжение в щеке σ , МПа, определяется по формуле:

$$\sigma = \frac{M_u}{W} + \frac{R_b^\tau}{S} \leq [\sigma],$$

(33)

где M_u – изгибающий момент в опасном сечении щеки, Нм,

$$M_u = \frac{P}{2} + \frac{l_{uy}}{2}, \text{ Нм};$$

(34)

$$M_u = \frac{3,84}{2} + \frac{1,6}{2} = 15,4 \cdot 10^5 \text{ Нм};$$

$$[\sigma] = 350 \text{ МПа} = 35 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2.$$

$$W = \frac{J_0}{b/2} = \frac{2 \cdot J_0}{b}, \text{ м}^3;$$

(35)

$$J_0 = \frac{L \cdot b^3}{12}, \text{ м}^4;$$

(36)

Подставим в (33):

$$[\sigma] = \frac{6 \cdot M_u}{L \cdot b^2} + \frac{R_b^\tau}{L \cdot b}, \text{ Н / м}^2.$$

(37)

Найдем из (37) толщину щеки b .

$$[\sigma]Lb^2 - R_b^r b - 6M = 0.$$

(38)

Равенство (38) является квадратным уравнением.

$$D = R_b^{r^2} + 4 \cdot [\sigma] \cdot L \cdot 6M;$$

(39)

$$b = \frac{-R_b^r + \sqrt{D}}{2a}.$$

(40)

$$D = (36 \cdot 10^4)^2 + 4 \cdot 35 \cdot 10^7 \cdot 1,6 \cdot 6 \cdot 15,4 \cdot 10^5 = 20698 \cdot 10^{12}.$$

$$b = \frac{36 \cdot 10^4 + \sqrt{20698 \cdot 10^{12}}}{2 \cdot 56 \cdot 10^7} = 0,13 \text{ м}.$$

1.6. Расчет эксцентрикового вала

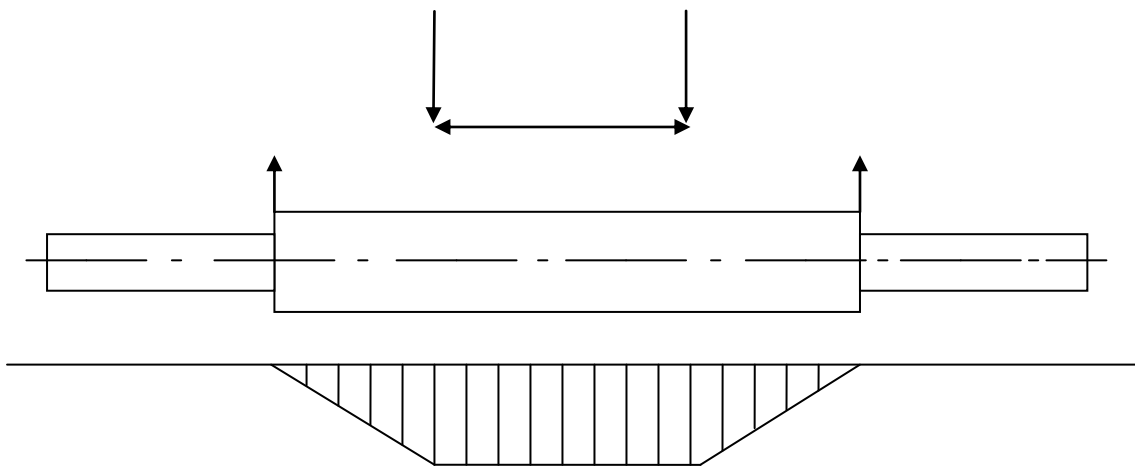


Рисунок 2 – Расчетная схема и эпюра изгибающего момента эксцентрикового вала

Напряжение от изгибающего момента:

$$\sigma = \frac{M_u}{W_u} \leq [\sigma],$$

(41)

где M_u – изгибающий момент:

$$M_u = R_A \cdot l = R_A \cdot (L - 200) / 2, \text{ Нмм} \quad (42)$$

$$M_u = 5,23 \cdot (880 - 200) / 2 = 1778,2 \text{ Нмм} = 1,77 \cdot 10^9 \text{ Нмм};$$

$[\sigma]$ -допускаемое напряжение при изгибе ($[\sigma] = 400 \text{ Н/мм}^2$),

W_u – момент сопротивления вала:

$$W_u = \frac{2J}{d}, \text{ мм}^3; \quad (43)$$

где J – момент инерции вала:

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \text{ мм}^4; \quad (44)$$

Таким образом получим:

$$W_u = \frac{2\pi d^4}{64d} = \frac{\pi d^3}{32} = 0,981d^3, \text{ мм}^3; \quad (45)$$

Подставим (45) в (41) и получим:

$$\sigma = \frac{M_u}{0,981d^3} \leq [\sigma]; \quad (46)$$

Выразим из (46) диаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_u}{0,981[\sigma]}}, \text{ мм}; \quad (47)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1,77 \cdot 10^9}{400 \cdot 0,981}} = 356 \text{ мм}.$$

Исходя из данных ряда стандартных диаметров валов примем значение $d = 360 \text{ мм}$. Диаметр консольных частей эксцентрикового вала

конструктивно примем равным $d_{конс}=340\text{мм}$.

1.7. Выбор подшипников

Опорами эксцентрикового вала служат роликовые радиальные сферические двухрядные подшипники с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца серии ширин 0, серии диаметров 5. Вращается внутреннее кольцо.

Таблица 1 – Характеристики подшипника 53572Н

d , мм	D , мм	B , мм	r , мм	m , кг	C , Н
360	650	170	8	256	$74 \cdot 10^6$

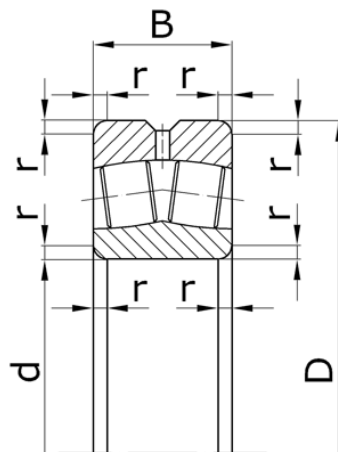


Рисунок 3 – Схема подшипника.

При выборе подшипников осуществляется проверочный расчет их долговечности.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{R_e} \right)^m, \text{ часов};$$

(48)

где n – частота вращения кольца подшипника, об/мин;

m – показатель степени, $m=10/3$;

R_e – эквивалентная динамическая нагрузка

$$R_e = (RK_K + mA) \cdot K_\delta \cdot K_T, H;$$

(49)

где R – радиальная реакция опоры, H ;

A – осевая реакция опоры, H ;

K_δ – коэффициент характера нагрузки, $K_K=2,5$ (нагрузка со значительными толчками и вибрацией);

K_T – температурный коэффициент, $K_T=1$ (температура менее $125^\circ C$);

K_K – коэффициент характера вращения, $K_K=1$ (вращается внутренне кольцо);

$$R_e = 5,225 \cdot 1 \cdot 2,5 \cdot 1 = 13MH = 13 \cdot 10^6 H;$$

C – динамическая грузоподъемность подшипника, H ;

$$C = 0,2 \cdot Q(\omega \cdot h)^{0,3}, H;$$

(50)

$$C = 0,2 \cdot 13 \cdot 10^6 \cdot (13,85 \cdot 5000)^{0,3} = 2,6 \cdot 10^6 \cdot 28 = 72,8 \cdot 10^6 H.$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 831} \cdot \left(\frac{72,8 \cdot 10^6}{13 \cdot 10^6} \right)^{10/3} = 20 \cdot 312 = 6240 \text{ часов.}$$

В качестве опорного подшипника конструктивно примем подшипник [53568H](#).

1.8. Расчет ременной передачи

Передаточное отношение ременной передачи:

$$i = \frac{n_1}{n_2};$$

(51)

где n_1 – частота вращения вала электродвигателя (с учетом скольжения 1460 об/мин);

n_2 – частота вращения эксцентрикового вала, $n_2=831$ об/мин.

$$i = \frac{1460}{831} = 1,76.$$

Вращающий момент, развиваемый электродвигателем:

$$M_{кр} = \frac{30P}{\pi \cdot n_1}, \text{кВт};$$

(52)

где P – мощность электродвигателя, кВт;

n_1 – частота вращения вала электродвигателя, об/мин.

$$M_{кр} = \frac{30 \cdot 63320}{3,14 \cdot 1460} = 420 \text{ Нм}.$$

Учитывая конструктивные особенности дробилки и величину крутящего момента выбираем ремень типа Д и малый шкив диаметром 500 мм.

Таблица 2 - Характеристики ремня типа Д.

b_o , мм	b_p , мм	h , мм	F_o , мм ²	L , мм
38	32	23,5	692	4500- 18000

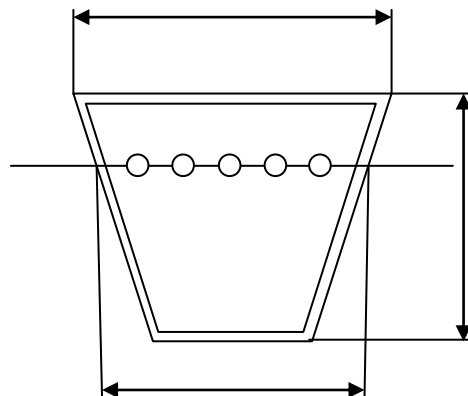


Рисунок 4 – Схема строения ремня.

Максимальная окружная скорость ремня:

$$v = \frac{\omega_{\partial\theta} \cdot D_1}{2 \cdot 1000}, \text{ м/с};$$

(53)

где $\omega_{\partial\theta}$ – частота вращения вала электродвигателя,
 $\omega_{\partial\theta}=157$ рад/с;

D_1 – диаметр малого шкива, мм.

$$v = \frac{157 \cdot 500}{2 \cdot 1000} = 39,25 \text{ об/мин.}$$

Диаметр большого шкива:

$$D_2 = i \cdot D_1(1 - \varepsilon), \text{ мм};$$

(54)

где i – передаточное отношение ременной передачи, $i=1,76$;

ε - коэффициент скольжения ремня, $\varepsilon=0,01$.

$$D_2 = 1,76 \cdot 500(1 - 0,01) = 871 \text{ мм.}$$

Исходя из данных ряда стандартных значений примем
 $D_2=900$ мм.

Фактическое передаточное отношение:

$$i' = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)};$$

(55)

$$i' = \frac{900}{500 \cdot (1 - 0,01)} = 1,818.$$

Межосевое расстояние:

$$A = 0,55 \cdot (D_2 - D_1) + h, \text{ мм};$$

(56)

$$A = 0,55 \cdot (900 - 500) + 23,5 = 793,5 \text{ мм.}$$

Расчетная длина ремня:

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}, \text{ мм};$$

(57)

$$L = 2 \cdot 793,5 + \frac{3,14}{2} (900 + 500) + \frac{(900 - 500)^2}{4 \cdot 793,5} = 3836 \text{ мм.}$$

Исходя из данных ряда стандартных значений примем $L=4000 \text{ мм}$.

Количество пробегов ремня:

$$u = \frac{v}{L}, \text{ пробегов / с;}$$

(58)

$$u = \frac{39,25}{4} = 9,8 \text{ пробегов / с (допустимо).}$$

Уточним межосевое расстояние:

$$A' = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{(2L - \pi(D_2 + D_1))^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}, \text{ мм;} \quad (59)$$

$$A' = \frac{2 \cdot 4000 - 3,14 \cdot (900 + 500) + \sqrt{(2 \cdot 4000 - 3,14 \cdot (900 + 500))^2 - 8 \cdot (900 - 500)^2}}{8} \\ = 797,25 \text{ мм;}$$

Исходя из данных ряда стандартных значений примем $A=800 \text{ мм}$.

Угол обхвата вала ремнем:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{A'}, \text{ град;}$$

(60)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{900 - 500}{800} = 151,5^\circ.$$

Допускаемое полезное напряжение:

$$[k_{II}] = [k_o] \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta, \text{ Н / мм}^2;$$

(61)

где $[k_o] = 1,48 \text{ Н / мм}^2$;

$$C_{\alpha}=0,92 \text{ Н/мм}^2;$$

$$C_{\nu}=1,05 - 0,0005 \cdot \nu = 1,05 - 0,00005 = 0,28 \text{ Н/мм}^2;$$

$$C_p=0,8 \text{ Н/мм}^2;$$

$$C_{\theta}=1 \text{ Н/мм}^2.$$

$$[k_{\Pi}]=1,48 \cdot 0,92 \cdot 0,28 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Окружное усилие:

$$P = \frac{N_{\text{дв}}}{\nu}, \text{ Н};$$

(62)

$$P = \frac{64,32 \cdot 10^3}{39,25} = 1638 \text{ Н}.$$

Требуемое число ремней:

$$F = z \cdot F_o = \frac{P}{[k_{\Pi}]};$$

(63)

Выразим из (56) количество ремней:

$$z = \frac{P}{[k_{\Pi}] \cdot F_o}, \text{ шт};$$

(64)

$$z = \frac{1638}{0,3 \cdot 692} = 7,8 = 8 \text{ шт}.$$

Количество ремней равно 8.

Усилие предварительного натяжения ремней:

$$S_o = F \cdot \sigma_0 = z \cdot F_o \cdot \sigma_0, \text{ Н};$$

(65)

$$S_o = 8 \cdot 692 \cdot 1,18 = 6532 \text{ Н}.$$

1.9. Расчет фрикционных муфт

Фрикционные муфты устанавливаются на эксцентриковом валу

со стороны шкива и со стороны маховика. Они предназначены для уменьшения воздействия перегрузок на детали дробилки при попадании недробимого предмета.

1.9.1. Расчет необходимого усилия сжатия дисков фрикционной муфты

Предельный момент срабатывания муфты:

$$M_{пред} = M \cdot k, Нм;$$

(66)

где M – рабочий момент, $M=420Нм$;

k – коэффициент запаса, $k=1,5$.

$$M_{пред} = 420 \cdot 1,5 = 630Нм.$$

Окружное усилие:

$$P_{окр} = \frac{M_{пред}}{R_{ср}}, Н;$$

(67)

где $R_{ср}$ – средний радиус дисков, мм:

$$R_{ср} = \frac{d}{2} + \frac{D-d}{2}, мм;$$

(68)

где d – диаметр внутренний диска, мм;

D – наружный диаметр диска, мм.

$$R_{ср} = \frac{360}{2} + \frac{440-360}{2} = 200мм.$$

$$P_{окр} = \frac{630 \cdot 10^3}{200} = 3,15 \cdot 10^3 Н.$$

От окружного усилия перейдем к осевому:

$$P_{ос} = \frac{P_{окр}}{f}, Н;$$

(69)

где f – коэффициент трения.

$$P_{oc} = \frac{3,15}{0,3} = 10,5 \cdot 10^3 H.$$

Конструктивно примем пружину с характеристиками:

Таблица 3 – Характеристики пружины.

$d,$ <i>мм</i>	$D,$ <i>мм</i>	n	$G,$ $H/мм^2$
5	35	10	$8 \cdot 10^4$

Жесткость данной пружины составит:

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8D^3 \cdot n}, H / мм^2;$$

(70)

где G – модуль сдвига, $H/мм^2$;

d – диаметр проволоки пружины, мм;

D – наружный диаметр пружины, мм;

n – количество витков пружины.

$$c = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 5^4}{8 \cdot 35^3 \cdot 10} = 14,6 H / мм^2;$$

Количество промежутков между витками каждой пружины равно:

$$n_{np} = n - 1; \tag{71}$$

$$n_{np} = 10 - 1 = 9.$$

Величина промежутка примерно равна d . В этом случае преднатяг пружины:

$$S = d \cdot k \cdot n_{np};$$

(72)

где k – коэффициент запаса, $k=0,8$.

$$S = 5 \cdot 0,8 \cdot 9 = 35 мм.$$

Тогда требуемое количество пружин:

$$m = \frac{P_{oc}}{c \cdot S};$$

(73)

$$m = \frac{10,5 \cdot 10^3}{14,6 \cdot 35} = 20,5 = 22.$$

Проверка компоновки пружин:

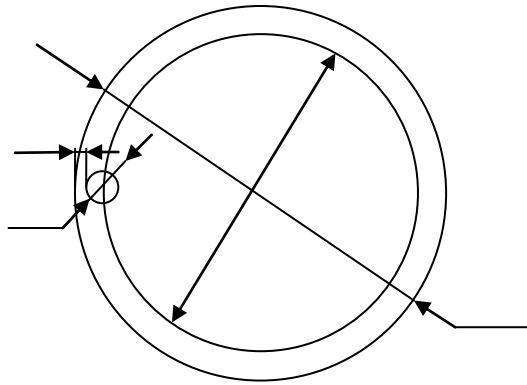


Рисунок 5 – Схема установки пружины.

Рассчитаем количество пружин, которые можно уместить при данном диаметре эксцентрикового вала.

$$m = \frac{C_{окр}}{D};$$

(74)

где D – диаметр одной пружины, мм;

$C_{окр}$ – длина окружности центров установки пружин, мм;

$$C_{окр} = \pi \cdot d_{окр}, мм;$$

(75)

где $d_{окр}$ – диаметр окружности центров установки пружин, мм;

$$d_{окр} = d - 2 \cdot \left(\frac{D}{2} + 5 \right), мм;$$

(76)

где d – диаметр эксцентрикового вала (на концах вал имеет диаметр $d=340\text{мм}$).

Получаем:

$$d_{\text{окр}} = 340 - 2 \cdot \left(\frac{35}{2} + 5 \right) = 294\text{мм};$$

$$C_{\text{окр}} = 3,14 \cdot 294 = 923,16\text{мм};$$

$$m = \frac{923,16}{35} = 26.$$

Таким образом требуемое количество пружин (22 штука) уместится в данной конструкции.

1.10. Расчет маховика

Маховик предназначен для сглаживания крутильных колебаний, возникающих при работе дробилки.

Требуемый момент инерции маховика:

$$J = \frac{E}{\omega_{\text{ср}}^2 \cdot \delta}, \text{кгм}^2;$$

(77)

где ω – частота вращения маховика, рад/с ;

δ – коэффициент неравномерности, $\delta=0,3$.

E – кинетическая энергия маховика, Дж ;

$$E = \frac{N \cdot \eta}{2 \cdot n}, \text{кДж};$$

(78)

где N – мощность электродвигателя, кВт ;

η – КПД подшипников, $\eta=0,85$;

n – частота вращения маховика, об/с .

$$E = \frac{64,32 \cdot 0,85}{2 \cdot 13,85} = 1,97\text{кДж};$$

$$J = \frac{1970}{13,85^2 \cdot 0,3} 54,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Определим геометрические и весовые параметры маховика.

Выразим из формулы момента инерции маховика (79) радиус:

$$J = \frac{M \cdot R^2}{2} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot t \cdot R^4}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

(79)

где M – масса маховика, кг;

ρ – объемная масса материала маховика, $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$;

t – ширина маховика (примем $t = 0,15 \text{ м}$)

R – радиус маховика, м.

$$R = \sqrt[4]{\frac{2J}{\rho \cdot \pi \cdot t}}, \text{ м};$$

(80)

$$R = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot 54,5}{7,8 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,15}} = 0,42 \text{ м} = 420 \text{ мм}.$$

Масса маховика:

$$M = \rho \cdot \pi \cdot t \cdot R^2, \text{ кг};$$

$$M = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,42^2 = 648 \text{ кг}.$$

1.11. Расчет шпоночного соединения

На эксцентриковый вал с двух сторон устанавливаются шкив ременной передачи и маховик. Они соединяются с валом при помощи шпоночного соединения.

Ширина шпонки составляет:

$$b \approx \frac{1}{4} d, \text{ мм};$$

(81)

$$b = \frac{1}{4} \cdot 340 = 85 \text{ мм}.$$

Исходя из данных ряда стандартных значений примем $b=90\text{мм}$.

Высота шпонки:

$$b = 0,8 \cdot b, \text{ мм};$$

(82)

$$b = 0,8 \cdot 90 = 80\text{мм}.$$

Глубина шпоночного паза в вале:

$$t = 0,5 \cdot b, \text{ мм};$$

(83)

$$t = 0,5 \cdot 90 = 45\text{мм}.$$

Глубина шпоночного паза во втулке(ступице):

$$t_1 = 0,33 \cdot b, \text{ мм};$$

(84)

$$t_1 = 0,33 \cdot 90 = 32\text{мм}.$$

Длина шпонки рассчитывается из условия прочности на смятие и на срез.

Условие прочности на смятие:

$$[\sigma_{см}] \geq \frac{2M}{d \cdot (0,95 \cdot h - t) \cdot l_p};$$

(85)

Из (85) выразим длину шпонки l_p :

$$l_p = \frac{2M}{d \cdot [\sigma_{см}] \cdot (0,95 \cdot h - t)}, \text{ мм};$$

(86)

где M – скручивающий момент на валу, $M=34200 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$;

d – диаметр вала, мм;

$[\sigma_{см}]$ – напряжение смятия материала шпонки, $[\sigma_{см}]=30\text{Н/мм}$.

$$l = \frac{2 \cdot 34200 \cdot 10^3}{340 \cdot 30 \cdot (0,95 \cdot 80 - 45)} = 216\text{мм}.$$

Условие прочности на срез:

$$[\tau_{cp}] \geq \frac{2M}{d \cdot b \cdot l};$$

(87)

Из (87) выразим длину шпонки l :

$$l = \frac{2M}{d \cdot b \cdot [\tau_{cp}]}, \text{ мм};$$

(88)

где $[\tau_{cp}]$ – напряжение среза, $[\tau_{cp}] = 70 \text{ Н/мм}^2$.

$$l = \frac{2 \cdot 34200 \cdot 10^3}{340 \cdot 90 \cdot 70} = 32 \text{ мм}.$$

Выбираем наибольшее значение и исходя из ряда стандартных значений принимаем $l = 250 \text{ мм}$.

2. Экономическая часть

1.2. Определение эксплуатационной производительности

Сметная сменная производительность, $\text{м}^3/\text{см}$, определяется по формуле:

$$P_{cm} = P_T \cdot t_{cm} \cdot K_B \cdot K_{\text{э}}, \quad (89)$$

где P_m – техническая производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$, $P_m = 104,4 \text{ м}^3/\text{ч}$;

t_{cm} – число часов работы дробилки в смену, ч, $t_{cm} = 8,2 \text{ ч}$, [1];

K_B – коэффициент перехода от часовой технической производительности к эксплуатационной, $K_B = 0,6$, [1];

$K_{\text{э}}$ – коэффициент перехода от эксплуатационной производительности к сменной, $K_{\text{э}} = 0,8$, [1];

$$P_{cm} = 104,4 \cdot 8,2 \cdot 0,6 \cdot 0,8 = 411 \text{ м}^3/\text{см}.$$

2.2. Годовая эксплуатационная производительность

Годовая эксплуатационная производительность определяется по формуле:

$$P_{\text{э.г}} = P_{\text{см}} \cdot Z_{\text{см.г}}, \quad (90)$$

где $Z_{\text{см.г}}$ – число смен работы дробилки в году, $Z_{\text{см.г}} = 247$, [1];

$$P_{\text{э.г}} = 411 \cdot 247 = 101517 \text{ м}^3/\text{год}.$$

2.3. Определение удельных капитальных вложений

Удельные капитальные вложения на единицу продукции определяются по формуле:

$$K_y = \frac{K}{P_{\text{э.г}}}, \quad (91)$$

где K – расчетно-балансовая стоимость дробилки, руб, $K = 1000000$ руб, [1];

$$K_y = \frac{1000000}{101517} = 9,85 \text{ руб.год}/\text{м}^3.$$

2.4. Определение удельного расхода энергоресурсов

Удельный расход энергоресурсов определяется по формуле:

$$\text{Э}_{\text{уд}} = \frac{\text{Э}}{P_{\text{см}}} \quad \text{кВт} \cdot \text{ч} \cdot \text{см} / \text{м}^3, \quad (92)$$

где Э – суммарный расход энергоресурсов дробилкой в смену:

$$\text{Э} = N_n \cdot t_{\text{см}}, \quad (93)$$

где N_n – номинальная мощность двигателя, кВт, $N_n = 64$ кВт;

$$\text{Э} = 64 \cdot 8,2 = 525 \text{ кВт} \cdot \text{ч};$$

$$\mathcal{E}_{уд} = \frac{525}{411} = 1,27 \text{ кВт}\cdot\text{ч}\cdot\text{см}/\text{м}^3.$$

2.5. Определение себестоимости машино-смены

Себестоимость машино-смены определяется по формуле:

$$C_{см} = C_{ед} + C_{ам} + C_{обс} + C_{эн} + C_{то} + C_{осн}, \quad (94)$$

где $C_{ед}$ – сменные единовременные затраты, руб/м·см, определяются по формуле:

$$C_{ед} = \frac{K_{з.е.} \cdot C_{тр} \cdot G}{Z} + \frac{K_{нн} \cdot C_{мон} \cdot G}{Z}, \quad (95)$$

где $K_{з.е.}$ – коэффициент, учитывающий заготовительно-складские расходы,

$$K_{з.е.} = 1,04, [1];$$

$C_{тр}$ – стоимость транспортных расходов, руб, $C_{тр} = 20000$ руб, [1];

G – масса дробилки, т, $G = 19$ т;

$K_{нн}$ – коэффициент, учитывающий плановые накопления на монтажных работах, $K_{нн} = 1,13$, [1];

$C_{мон}$ – стоимость монтажа, руб, $C_{мон} = 25000$ руб, [1];

$$C_{ед} = \frac{1,04 \cdot 20000 \cdot 19}{247} + \frac{1,13 \cdot 25000 \cdot 19}{247} = 3773 \text{ руб}/\text{м}\cdot\text{см}.$$

Сменные затраты на амортизационные отчисления $C_{ам}$, руб:

$$C_{ам} = 1,1 \cdot \frac{A}{Z_{см.г}}, \quad (96)$$

где A – амортизационные отчисления на полное восстановление и капитальный ремонт, руб:

$$A = \frac{K \cdot a}{100},$$

(97)

где a – норма амортизационных отчислений, %, $a = 12$ %, [1];

$$A = \frac{1000000 \cdot 12}{100} = 12000 \text{ руб};$$

$$C_{ам} = 1,1 \cdot \frac{12000}{247} = 53,44 \text{ руб/м.см};$$

$C_{обс}$ – сменные затраты на обслуживающий персонал, руб/м:

$$C_{обс} = 3_{мч} \cdot t_{см} \cdot 1,41,$$

(98)

где $3_{мч}$ – часовая тарифная ставка, руб, $3_{мч} = 42$ руб;

$$C_{обс} = 42 \cdot 8,2 \cdot 1,41 = 485 \text{ руб/м.см};$$

Сменные энергетические затраты $C_{эн}$, руб/м.см:

$$C_{эн} = \mathcal{E} \cdot Q + C_{всп},$$

(99)

где $C_{всп}$ – стоимость вспомогательных смазочных и обтирочных материалов, руб:

$$C_{всп} = 0,017 \cdot K/Z_{см};$$

(100)

$$C_{всп} = 0,017 \cdot 1000000/247 = 69 \text{ руб};$$

Q – стоимость 1 кВт/ч электроэнергии, руб, $Q = 3$ кВт/ч

$$C_{эн} = 525 \cdot 3 + 69 = 1644 \text{ руб}.$$

Сменные затраты на ТО и ТР машины $C_{то}$, руб/м:

$$C_{то} = 0,13 \cdot K/Z_{см};$$

(101)

$$C_{то} = 0,13 \cdot 1000000/247 = 526 \text{ руб/м.см}$$

Сменные затраты на износ и ремонт сменной оснастки $C_{осн}$, руб/м.см:

$$C_{осн} = 0,05 \cdot K/Z_{см};$$

(102)

$$C_{осн} = 0,05 \cdot 1000000/247 = 202 \text{ руб./м.см.}$$
$$C_{см} = 3773 + 53,44 + 485 + 1644 + 526 + 202 = 6683 \text{ руб./м.см.}$$

2.6. Определение себестоимости продукции

Себестоимость единицы продукции руб./м^3 :

$$C_y = \frac{C_{см}}{П_{см}}$$

(102)

$$C_y = \frac{6683}{411} = 16,26 \text{ руб./м}^3.$$

3. Охрана труда и окружающей среды

1. Рабочая площадка оператора, наблюдающего за подачей руды в дробилку и ее работой, должна иметь решетчатые металлические ограждения для предохранения от возможного выброса кусков руды на площадку.

2. В целях предупреждения выброса кусков руды из дробилок загрузочные отверстия должны ограждаться боковыми глухими ограждениями высотой не менее 1,0 м с козырьками, препятствующими выбросу кусков руды из рабочего пространства дробилки в помещение.

3. Площадки приемных устройств первой стадии дробления должны быть оборудованы системами двусторонней связи (телефонная, звуковая или световая сигнализация) с пультами местного и дистанционного управления.

4. Промежуточные бункеры, если они не заполняются само-

разгружающимися тележками, должны быть оборудованы настилами. При применении саморазгружающихся тележек или реверсивных конвейеров загрузочные отверстия перекрываются решетками с отверстиями шириной не более 200 мм или они должны иметь ограждение высотой не менее 1,0 м.

5. Перед осмотром и ремонтом приемных устройств бункеров, рабочего пространства щековых дробилок первой стадии дробления необходимо оформить наряд-допуск и составить проект организации работ с обязательным выполнением следующих условий:

а) полная очистка бункера от материала (руды);

б) работа должна производиться при постоянном наблюдении специально выделенных работников технического надзора и обязательном проведении инструктажа работников по разработанной организацией инструкции по безопасному ведению работ в бункерах;

в) на рабочих площадках приемных и транспортных устройств промежуточных бункеров и у механизмов бункерных затворов должны быть установлены предупредительные знаки, сигнализирующие о проводимых внутри бункера работах;

г) перед спуском работников в бункер необходимо остановить загрузочные и разгрузочные питатели, отключить их и повесить запрещающие знаки безопасности с пояснительной надписью "Не включать - работают люди!", а также разобрать электрические схемы приводов предыдущего и последующего технологического оборудования;

д) при передвижении и остановке вагонов, вагонеток или сбрасывающих тележек над бункерами, где находятся люди, должны быть предусмотрены меры, исключающие падение каких-либо предметов в бункеры, и устроены соответствующие перекрытия;

е) бригада при работах в бункере должна состоять не менее чем

из трех человек, двое из которых должны находиться в надбункерной части;

ж) работники, производящие ремонтные работы, должны надевать предохранительные пояса и привязываться к прочной опоре, трос или канат при проведении работ должен находиться в натянутом состоянии;

з) привязывать трос или канат предохранительного пояса к рельсам железнодорожных путей, рамам челноковых конвейеров и разгрузочных теле-жек, а также к другому оборудованию не допускается;

и) при возникновении любой опасности для работающих в бункерах людей они должны быть немедленно из них удалены;

к) внутри бункера для освещения должны применяться переносные лампы напряжением не выше 12 В.

6. Производство взрывных работ в приемных, промежуточных и аккумулирующих бункерах допускается только в соответствии с требованиями единых правил безопасности при взрывных работах и с разрешения руководителя организации (подразделения).

7. При застревании в рабочем пространстве дробилок больших кусков руды они должны быть удалены из дробилки подъемными средствами или же подорваны с соблюдением единых правил безопасности при взрывных работах. Извлечение застрявших в дробилке кусков руды вручную не допускается. Разбивать крупные куски руды, застрявшие в рабочем пространстве дробилки, молотками или кувалдами не допускается.

8. При спуске людей в рабочее пространство дробилок обязательно применение предохранительных поясов и устройств над загрузочными отверстиями дробилок временных настилов, предохраняющих работников от случайного падения посторонних

предметов.

9. Резка металла, попавшего в дробилку, должна производиться под наблюдением работника технического надзора по наряду-допуску.

10. В случае аварийной остановки дробилок под "завалом" разбутовка и запуск должны производиться в соответствии со специально разработанными инструкциями, утверждаемыми главным инженером организации (подразделения).

Заключение

В результате проектирования были рассчитаны следующие значения и параметры:

- высота камеры дробления $H = 1,52 \text{ м}$;
- сменная производительность дробилки $P_{см} = 104,4 \text{ м}^3/\text{с}$;
- мощность привода $N = 64 \text{ кВт}$;
- стоимость единицы продукции $C_y = 16,26 \text{ руб}/\text{м}^3$.

Список используемой литературы

1. Курсовое проектирование дорожных машин: Метод. указ. Чита: ЧитГТУ, 1998, 23 с.
2. Дробление и измельчение. Андреев С.Е., Петров А.А., - М.: , Недра, 1980.-450с.
3. Строительные машины. Учебник для вузов., Д.П. Волков, Алешин Н.И.,-М.:1988.

ПРИЛОЖЕНИЕ А1

Пример выполнения курсового проекта по теме «Проект роторной дробилки» (расчетная часть)

2. Расчетная часть

2.1 Выбор основных параметров

Расчёт ведётся по [1].

Главными параметрами роторных дробилок являются диаметр и длина ротора. У однороторных дробилок диаметр ротора D_p , м, определяется размером наибольших кусков загружаемого материала

$$D_p = (1,5 \div 3) \times D_m, \quad (1)$$

где D_m - максимальный размер куска загружаемого материала,
 $D_m = 0,6 \text{ м}$.

$$D_p = 2,08 \times 0,6 = 1,25 \text{ (м)}.$$

Длина ротора дробилки L_p , м, вычисляется по формуле

$$L_p = (0,5 \div 1,5) \times D_p, \quad (2)$$

При этом для дробилок крупного дробления с целью получения большего момента инерции ротора при меньшей его массе необходимо чтобы выполнялось условие

$$\frac{L_p}{D_p} < 1, \quad (3)$$

$$L_p = 0,8 \times 1,25 = 1 \text{ (м)}.$$

Условное число бил ротора z зависит от диаметра ротора и

назначения дробилки по крупности дробления. По выбранному модулю ротора определяют условное число бил

$$z = \frac{D_p}{m_z}, \quad (4)$$

где m_z - модуль ротора. Обычно у дробилок крупного дробления $m_z = 300 \div 500$ мм; у дробилок среднего и мелкого дробления $m_z = 170 \div 300$ мм. При выборе модуля ротора следует, что более крупные размеры загружаемых кусков требуют больших значений m_z , большие степени дробления – меньших значений m_z .

Принимаем $m_z = 400$ мм.

$$z = \frac{1250}{400} \approx 3.$$

Высота била определяется из соотношения

$$0,18 \times D_p > h_b > 0,1 \times D_p \quad (5)$$

$$0,18 \times 1250 > h_b > 0,1 \times 1250$$

$$225 > h_b > 125$$

Принимаем $h_b = 200$ мм.

Толщина била b_0 определяется из соображений минимального удельного износа и условий прочности.

Его толщина определяется по формуле:

$$(0,4 - 0,6) \times h_b \quad (6)$$

$$(0,4 - 0,6) \times 200 = (80 - 120)$$

Принимаем $h_b = 100$ мм.

2.2 Выбор окружной скорости бил ротора

Основное условие, из которого выбирается величина v_p , м/с заключается в том, что энергия удара по камню размером больше d_{max} должна быть достаточна для его разрушения, но не должна приводить

к дополнительному дроблению частиц, достигших размера продукта дробления, т.е. частиц менее d_{max} :

$$v_p = 7,7 \times 3 \sqrt{\left(\frac{\sigma_p}{\gamma_0 \times d_{кр}} \right)^2};$$

(7)

где $d_{кр} = s = 0,125$ м.

$$v_p = 7,7 \times 3 \sqrt{\left(\frac{110}{2,7 \times 12,5} \right)^2} = 16,9 = 17 \text{ (м/с)}.$$

2.3 Расчёт производительности дробилки

Производительность дробилки Π , м³/ч, считается по формуле

$$\Pi = \Pi_0 \times \frac{L_p \times D_p^{1,5}}{v_p^{0,35} \times z^{0,5}} \times \kappa_\beta \times \kappa_D \times \kappa_S \times \kappa_r \times \kappa_\sigma \times \kappa_B, \quad (8)$$

где Π_0 - производительность дробилки при $D_p = L_p = v_p = z = 1$; $\beta = 0$; $D \rightarrow 0$; $S = 0$; $\sigma_p \rightarrow 0$; Π_0 принимают в пределах 1500-1900 м³/ч.

Принимаем $\Pi_0 = 1600$ м³/ч;

κ_β - коэффициент, учитывающий влияние угла установки отражательной плиты;

$$\kappa_\beta = 1 - 0,49 \times \sin \beta + 4,7 \times \sin^2 \beta, \quad (9)$$

$\beta = 20^\circ$ - угол установки первой отражательной плиты;

$$\kappa_\beta = 1 - 0,49 \times \sin 20^\circ + 4,7 \times \sin^2 20^\circ = 1,38,$$

κ_D - коэффициент, учитывающий влияние размера кусков мате-

риала, при $\delta = \frac{D_{св}}{D_p} \leq 0,2$ определяется из выражения

$$\kappa_D = 1 - 3,4\delta \quad (10)$$

при $\delta = \frac{D_{св}}{D_p} \geq 0,2$ принимается $\kappa_D = 0,3$.

$$\delta = \frac{D_{св}}{D_p} = \frac{0,3}{1,25} = 0,24 > 0,2 \Rightarrow \kappa_D = 0,3$$

κ_S - коэффициент, учитывающий влияние ширины выходной щели;

$$\kappa_S = 1 + 1,9 \times \varepsilon, \quad (11)$$

$$\varepsilon = \frac{S}{D_p} = \frac{0,125}{1,25} = 0,1,$$

где S – ширина выходной щели.

$$\kappa_S = 1 + 1,9 \times 0,1 = 1,2,$$

κ_r - коэффициент, учитывающий влияние закругления передней кромки била, $\kappa_r = 0,85$;

κ_σ - коэффициент, учитывающий влияние физических свойств дробимого материала;

$$\kappa_\sigma = 1 - \frac{C_\sigma}{700}, \quad (12)$$

C_σ - критерий прочности;

$$C_\sigma = \frac{\sigma_p}{\gamma_0 \times D_p} = \frac{110}{2,7 \times 1,25} = 32,6,$$

где $\sigma_p = 110 \text{ кгс/см}^2$ - предел прочности известняка, $\gamma_0 = 2,7 \text{ г/см}^3$ – объёмный вес;

$$\kappa_\sigma = 1 - \frac{32,6}{700} = 0,95,$$

κ_B - коэффициент, учитывающий влияние внешней поверхности била, для волнообразной формы $\kappa_B = 0,86$;

$$П = 1600 \times \frac{1,0 \times 1,25^{1,5}}{17^{0,35} \times 3^{0,5}} \times 1,38 \times 0,3 \times 1,2 \times 0,85 \times 0,95 \times 0,86 = 144 \text{ (м}^3/\text{ч)}.$$

2.4 Расчёт мощности привода

Мощность электродвигателя N , кВт, привода дробилки рассчитывается по формуле

$$N = \frac{W_{др} \times П \times (i - 1)}{D_{св} \times \eta_{др} \times \eta_n},$$

(13)

где $W_{др}$ - удельный энергетический показатель дробилки. Для материалов с пределом прочности $\sigma_p = 160 \text{ кгс/см}^2$ определяется по формуле

$$W_{др} = 0,0002 \times \sigma_p \quad (14)$$

при дробимом материале известняке $W_{др} = 19 \times 10^{-3} \text{ кВт} \times \text{ч/м}^3$ Таблица 7 [1];

$П$ - производительность дробилки, $\text{м}^3/\text{ч}$;

i - степень дробления, для роторной дробилки типоразмера $1250 \times 1000 \text{ мм}$ $i = 9,74$ [1];

$D_{св}$ - средневзвешенный диаметр исходного продукта, м;

$$D_{св} = \frac{D_{\max}}{2} = \frac{0,6}{2} = 0,3 \text{ (м)}.$$

$\eta_{др}$ - к.п.д. дробилки, $\eta_{др} = 0,85$;

η_n - к.п.д. привода, $\eta_n = 0,95$.

$$N = \frac{19 \times 10^{-3} \times 144 \times (9,74 - 1)}{0,3 \times 0,85 \times 0,95} = 99,6 \approx 100 \text{ (кВт)}.$$

Выбираем трёхфазный асинхронный электродвигатель А315М8 с фазным ротором мощностью $N=100\text{кВт}$ и числом оборотов $n=730\text{об/мин}$.

2.5 Расчёт ременной передачи

Расчёт ведём по [2].

Принято:

электродвигатель А315М8

$N_1=100$ кВт, $n_1=730$ об/мин;

Определяем частоту вращения ротора

$$n_2 = \frac{60 \times v_p}{\pi \times D_p} \quad (15)$$
$$n_2 = \frac{60 \times 17}{3,14 \times 1,25} = 260 \text{ об/мин}$$

Передачное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (16)$$
$$i = \frac{730}{260} = 2,8$$

Вращающий момент

$$T = \frac{30 \times N}{\pi \times n_1} \quad (17)$$
$$T = \frac{30 \times 100000}{3,14 \times 730} = 1308,9 \text{ Н/м}$$

Диаметр меньшего шкива

$$d_1 = (3 \div 4) \times \sqrt[3]{T} \quad (18)$$
$$d_1 = (3 \div 4) \times \sqrt[3]{1308,8} = 32,8 - 43,7 \text{ см}$$

Принимаем по ГОСТ 17383-73 $d_1 = 355$ мм (табл. 4.1 [2]).

Диаметр большего шкива

$$d_2 = d_1 \times i \times (1 - \varepsilon) \quad (19)$$

где ε – относительное скольжение ремня; для передач с регулируе-

мым натяжением $\varepsilon=0,01$

$$d_2 = 355 \times 2,8 \times (1 - 0,01) = 984 \text{ мм}$$

Принимаем $d_2 = 1000$ мм (табл. 4.1 [2]).

Передаточное отношение (уточнение)

$$i = \frac{d_2}{d_1 \times (1 - \varepsilon)} \quad (20)$$

$$i_y = \frac{1000}{355 \times (1 - 0,01)} = 2,845$$

Погрешность передаточного отношения не должна превышать 3%.

$$\Delta i = \frac{|i_y - i|}{i} \times 100\% = \frac{|2,845 - 2,8|}{2,8} \times 100\% = 1,6\%$$

Межосевое расстояние

$$a = \delta \times d_2 \quad (21)$$

при $i=2$; $\delta = 1,2$;

при $i=3$; $\delta = 1,0$;

при $i=4$; $\delta = 0,95$.

$$a = 1 \times 1000 = 1000 \text{ мм.}$$

Длина ремня

$$L = 2 \times a + 0,5 \times \pi \times (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \times a} \quad (22)$$

$$L = 2 \times 1000 + 0,5 \times 3,14 \times (355 + 1000) + \frac{(1000 - 355)^2}{4 \times 1000} = 4231 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 1284.3-80 (табл 4,6 [2]) сечение клинового ремня Г, с номинальной мощностью, передаваемой одним ремнём

$$P_0 = 21,46 \text{ кВт.}$$

Угол обхвата

$$\alpha = 180 - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57^\circ \quad (23)$$

$$\alpha = 180 - \frac{1000 - 355}{a} \times 57^\circ = 143^\circ$$

Число ремней

$$z = \frac{N_1}{P_0 \times C_z} \quad (24)$$

где C_z – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче (табл. 4,9 [2])

$$z = \frac{100}{21,46 \times 0,9} = 5$$

Расчетная скорость ремня

$$v = \pi \times \frac{d_1 \times n_1}{60} \quad (25)$$

$$v = 3,14 \times \frac{0,355 \times 730}{60} = 13,56 \text{ м/с.}$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{N_1 \times 10^3}{v} \quad (26)$$

$$F_t = \frac{100 \times 10^3}{13,56} = 7374,6 \text{ Н}$$

Сила предварительного натяжения одного ремня

$$F_0 = \frac{850 \times P \times C_p \times C_L}{z \times v \times C_a} + \Theta \times v^2 \quad (27)$$

где $C_L = 0,92$ - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня. (табл. 4,10 [2]);

$C_p = 1,3$ – коэффициент режима работы (табл. 4,11 [2]);

$C_a = 0,89$ – коэффициент угла обхвата (табл. 4,8 [2]);

$\Theta = 0,6$ – коэффициент, учитывающий центробежную силу (табл. 4,12 [2]);

$$F_0 = \frac{850 \times 100 \times 1,3 \times 0,92}{5 \times 13,56 \times 0,89} + 0,6 \times 13,56^2 = 1795 \text{ Н.}$$

Сила, действующая на вал

$$F_B = 2 \times F_0 \times z \times \sin(\alpha/2) \quad (28)$$

$$F_B = 2 \times 1795 \times 5 \times \sin(143/2) = 17022 \text{ Н.}$$

2.6 Расчёт ротора на прочность

Ротор представляет собой стальную отливку из стали 30ГЛ с пределом текучести $[\sigma] = 3600 \times 10^5 \text{ Па}$.

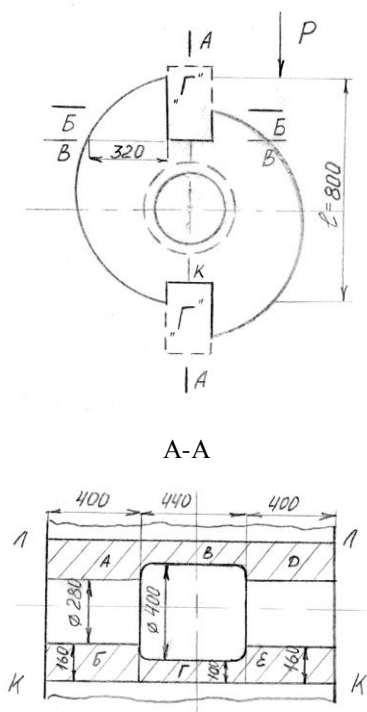


Рисунок 1 – Схема для расчёта опасных сечений

На ротор при дроблений максимального размера куска материала (известняк объёмом $0,216 \text{ м}^3$ и объёмной плотностью $\rho = 2,7 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$ при падении с высоты 2 м от уровня ротора) через била «Г» действует сила P , равная 3920000 Н , действие которой может разрушить ротор по сечениям А-А, Б-Б, В-В.

В сечении А-А ротор может быть разбит на две части вращением левой части относительно точки «К». Момент силы P относительно точки «К» равен

$$M_K = P \times l = 3920000 \times 0,8 = 3136000 \text{ (Н} \times \text{м)}.$$

Подсчитываем момент инерции сечения А-А $I_{AA}, \text{ м}^4$, относи-

тельно оси КК

$$I_{AA} = I_A + I_B + I_B + I_\Gamma + I_D + I_E, \quad (25)$$

Момент инерции $I, м^4$, каждой из этих площадок равен

$$I = \frac{1}{3} \times l_1 \times (l_2^3 - l_3^3), \quad (26)$$

причём $I_A = I_D$ и $I_B = I_E$.

Таблица 1 – Длины площадок

	$l_1, мм$	$l_2, мм$	$l_3, мм$
Для площадок А и Д	400	440	600
Для площадок Б и Е	400	0	160
Для площадки В	440	500	600
Для площадки Г	440	0	100

$$I_{AA} = 2 \times \frac{1}{3} \times 0,4 \times (0,216 - 0,085) + 2 \times \frac{1}{3} \times 0,4 \times 0,0041 + \frac{1}{3} \times 0,44 \times (0,216 - 0,125) + \frac{1}{3} \times 0,44 \times 0,001 = 0,049 (м^4)$$

Момент сопротивления сечения А-А $W_{AA}, м^3$, считается по формуле

$$W_{AA} = \frac{I_{AA}}{l_{\max}} = \frac{0,049}{0,6} = 0,082 (м^3).$$

Максимальное напряжение в сечении А-А (по оси Л-Л) $\sigma, Па$

$$\sigma = \frac{M_K}{W_{AA}} = \frac{3136000}{0,082} = 382,5 \times 10^5 (Па).$$

Изгибающий момент относительно сечения Б-Б $M_{BB}, Н \times м$

$$M_{BB} = 3920000 \times 0,1 = 392000 (Н \times м).$$

Так как весь удар может быть воспринят только одним биллом

(из трёх монтируемых по длине в каждом пазу), в запас расчёта принимаем, что в сопротивлении участвует только часть ротора, расположенная против одного била.

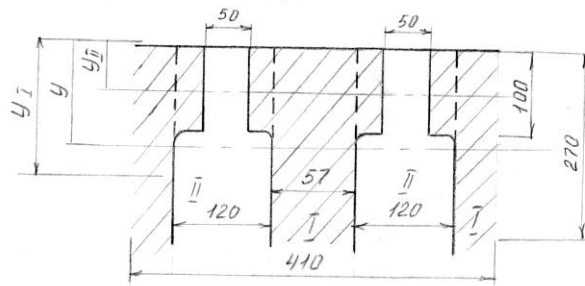


Рисунок 2 – Сечение части ротора, расположенное против одного била

Момент инерции части сечения Б-Б $I_{ББ}, м^4$, расположенного против одного била

$$I_{ББ} = 3 \times I_1 + 2 \times I_2, \quad (27)$$

где I_1 - момент инерции части 1, $м^4$;

I_2 - момент инерции части 2, $м^4$.

$$I = \frac{3 \times I_1 \times F_1 + 2 \times I_2 \times F_2}{3 \times F_1 + 2 \times F_2} = \frac{3 \times 0,135 \times 0,057 \times 0,27 + 2 \times 0,05 \times 0,07 \times 0,1}{3 \times 0,057 \times 0,27 + 2 \times 0,07 \times 0,01} = 0,015 (м^4)$$

$$a_1 = 2 \text{ и } a_2 = 6,5.$$

$$I_1 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{0,057 \times 0,27^3}{12} = 9,3 \times 10^{-5} (м^4),$$

$$I_2 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{0,07 \times 0,1^3}{12} = 0,58 \times 10^{-5} (м^4),$$

$$I_{ББ} = 3 \times 9,3 \times 10^{-5} \times 3 \times 1,53 \times 2^2 + 2 \times 0,58 \times 10^{-5} + 2 \times 0,7 \times 6,5^2 = 0,0004 (м^4),$$

$$l = 0,16 (м),$$

$$W_{BB} = \frac{0,0004}{0,16} = 0,0025 \text{ (м}^3\text{)},$$

$$\sigma = \frac{392000}{0,0025} = 1568 \times 10^5 \text{ (Па)}.$$

Момент сопротивления относительно сечения В-В W_{BB} , м³, расположенного против одного била

$$W_{BB} = \frac{b \times h^2}{6} = 0,007 \text{ (м}^3\text{)},$$

$$\sigma = \frac{784000}{0,007} = 1120 \times 10^5 \text{ (Па)}.$$

Из расчётов видно, что максимальное напряжение в сечении Б-Б

$$\sigma = 1568 \times 10^5 \text{ Па} < [\sigma] = 3600 \times 10^5 \text{ Па}.$$

Принимая во внимание, что полученное напряжение более чем в два раза ниже предела текучести стали 30ГЛ, а также принятое нами допущение, что работает только часть сечения ротора, расположенная против одного била, считаем полученное напряжение допустимым.

Пример выполнения курсового проекта по теме
 «Проект валковой дробилки»
 (расчетная часть)

1.1 Расчёт основных параметров

Конструктивные параметры.

Основными параметрами валковой дробилки являются: ширина выходной щели, угол захвата α , диаметр D , длины валков L , частоты их вращения n , и потребляемая мощность N .

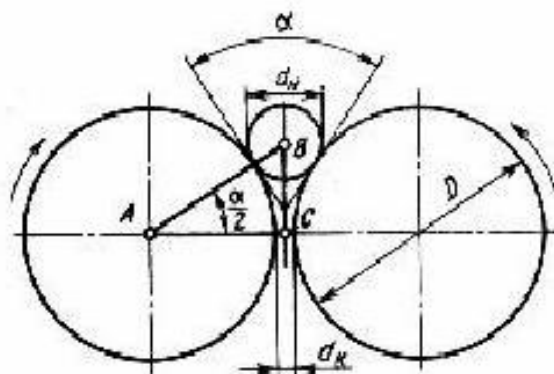


Рисунок 1 - Схема для расчёта валковой дробилки
 Определяем ширину выходной щели a , м, из отношения:

$$a/d = 0,25, \quad (1.1.1)$$

где d – диаметр куска материала, $d = 85 = 0,085$ м [по заданию]

$$a = d \times 0,25, \quad (1.1.2)$$

$$a = 0,085 \times 0,25 = 0,021 \text{ м.}$$

Значение D находится из треугольника ABC (Рис. 1):

$$\left(\frac{D}{2} + \frac{d}{2}\right) \cdot \cos \alpha = \frac{D}{2} + \frac{a}{2} \quad (1.1.3)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos \alpha - 0.25}{1 - \cos \alpha} \quad (1.1.4)$$

где $f_n = \tan(\alpha/2)$ – коэффициент захвата сырья.

Коэффициент f_n трения для прочных пород принимают 0,3, при таких

значениях угол $\alpha=16,7^\circ$, а отношение D/d :

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos 16.7 - 0.25}{1 - \cos 16.7} = 17 \quad (1.1.5)$$

Наибольший диаметр загружаемого материала (d) задан 85 мм, поэтому диаметр валцов равен:

$$D = d * 17 = 85 * 17 = 1445 \text{ мм}$$

Максимально допустимое значение частоты вращения валка (n) определяется условиями отбрасывания частиц материала центробежными силами:

$$n \leq 102.5 \sqrt{f / \rho * d_i * D}$$

(1.1.6)

ρ – плотность материала, для щебня от 1,4 до 3 г/см³

$$n = 102.5 \sqrt{0.3 / 8.5 * 1.4 * 144.5} = 1336.17 = 1,34 \text{ об/с} = 80,4 \text{ об/мин}$$

Для нахождения минимальных и максимальных значений частоты вращения валков воспользуемся формулами

$$n_{\min} = 1 / D$$

$$n_{\max} = 2 / D \quad (1.1.7)$$

$$n_{\min} = 1 / 1.445 = 0.692$$

$$n_{\max} = 2 / 1.445 = 1.384 \quad (1.1.8)$$

Длину валка L мм, находят из таблицы 1:

Таблица 1 - Техническая характеристика отечественных двухвалковых дробилок

Показатель	Валковые дробилки					
	с гладкими валками					с рифленным и гладким валками
Размер бандажа, мм:						
диаметр	400	600	800	1000	1500	600
длина	250	400	500	550	600	400
Максимальная крупность исходного материала, мм	20	30	40	50	75	60
Пределы регулирования выходной щели, мм	2—12	2—14	4—16	4—18	4—20	10—30
Частота вращения валком, об/мин	200	180	150	100	83	175
Окружная скорость валков, м/с	4,2	5,6	6,2	5,2	6,5	5,5
Мощность электродвигателя кВт	2X4,5	2X7,5	28	40	55	20
Производительность, м ³ /ч, не менее при выходной щели минимальной	2,7	4,3	10,8	11,9	13,0	18
максимальной	16,2	30,2	43,0	53,5	65,0	54
Масса, т	2,2	3,4	12,5	15,9	32,4	3,33

Выбираем ближайшее значение $L=600$

Нагрузки в основных элементах.

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

Предположим, что среднее суммарное усилие между валками при

дроблении материала равно $P_{ср}$ (Н). Площадь, на которой будет действовать это усилие:

$$F = L * l \quad (1.1.9)$$

где L - длина валков, м; l - длина дуги на участке измельчения материала, м,

$$l = R\alpha = D\alpha/2 \quad (R - \text{радиус валка, м; } \alpha - \text{угол дуги, рад}).$$

При измельчении прочных материалов $\alpha = 16^\circ 70'$.

$$\text{Тогда } l = 0,143 * D = 0,143 * 1,445 = 0,21 \text{ м.}$$

$$F = 0.6 * 0,21 = 0.124 \text{ м}^2$$

Среднее суммарное усилие (Н) дробления

$$P_{\bar{n}\delta} = \sigma_{\bar{n}\epsilon} * F * \mu = \sigma_{\bar{n}\epsilon} * L * l * \mu$$

$$(1.1.10)$$

где $\sigma_{\bar{n}\epsilon}$ - предел прочности материала при сжатии, кг/см² ($\sigma_{\bar{n}\epsilon} = 1200-1800$ кг/см²); μ — коэффициент разрыхления материала, для прочных пород $\mu = 0,2-0,3$.

$$P_{\bar{n}\delta} = 1500 * 1240 * 20 = 37200000 \text{ Н} = 37,2 \text{ МН}$$

Сила нажатия пружин подвижного валка должна обеспечивать указанные значения $P_{\bar{n}\delta}$.

Производительность дробилки.

Производительность валковых дробилок можно вычислить, если представить процесс дробления как движение ленты материала шириной, равной длине L валка, и толщиной, равной ширине a выходной щели. Тогда за один оборот вала объем (м³) ленты материала, прошедший через выходную щель:

$$V = \pi * D * L * d_k$$

$$(1.1.11)$$

Значит, при n (об/с) производительность (м³/с) дробилки будет:

$$Q = \pi * D * L * d_k * n$$

(1.1.12)

Необходимо иметь в виду, что при дроблении материалов средней прочности пружины, поджимающие валки, несколько сжимаются и валки расходятся. При этом ширина выходной щели может существенно измениться, что нужно учитывать, особенно при мелком дроблении пород средней прочности на гладких вплотную сдвинутых валках, т. е. при $d = 0$. Значит $Q = 0$.

Фактически производительность не равна нулю, так как валки раздвигаются на ширину b , зависящую от фактических усилий дробления и степени жесткости предохранительных пружин. Тогда:

$$Q = \pi * D * L * (d_k + b) * n$$

(1.1.13)

На основании практических данных $b = 0,25d_k$, т. е. в расчетах производительности ширину выходной щели с учетом деформации пружин принимают равной $1,25 d_k$. При $d_k = 0$ фактическое значение b можно определить по средневзвешенному значению $d_{св}$ готового продукта в каждом конкретном случае.

Так как обычно длина валка используется не полностью и материал выходит из дробилки в разрыхленном виде, а не плотной лентой, то в формулу учитывающий степень разрыхленности материала: принимают для прочных материалов $\mu = 0,2-0,3$.

Часто в формулу вводят также плотность дробимого материала ρ (т/м³). Тогда окончательно производительность Q (т/с) валковой дробилки

$$Q = 1,25 * \pi * D * L * d_k * n * \mu * \rho \quad (1.1.14)$$

$$Q = 1,25 * 3,14 * 1,445 * 0,6 * 0,015 * 1,336 * 0,2 * 1,4 = 0,0192 \text{ т/с} = 1,152 \text{ т/мин}$$

Мощность двигателя.

Мощность двигателя $N_{дв}$ валковой дробилки с учетом затрат мощности на преодоление всех сопротивлений при работе машины

$$N_{дв} = (N_1 + N_2) / \eta, \quad (1.1.15)$$

где N_1 – мощность, расходуемая на дробление с учетом трения материалов о валок;

N_2 – мощность расходуемая на трение подшипников;

η – КПД передачи, $\eta = 0,90-0,95$

Мощность двигателя N_1 необходима для дробления (Вт):

$$N_1 = 2 \times \pi \times n \times \tau \times L \times l \times \mu \times \lambda \times f \times R,$$

(1.1.16)

где λ – коэффициент, учитывающий одновременность раскалывания материалов, $\lambda = 0,02$

$$N_1 = 2 \times 3,14 \times 0,8 \times 80 \times 10^6 \times 0,5 \times 0,33 \times 0,4 \times 0,02 \times 0,45 \times 0,85 = 41517 \text{ Вт}$$

Мощность N_2 , необходимая на преодоление трения в подшипниках двух валков, Вт:

$$N_2 = 2 \times \pi \times n \times d_{ш} \times f_1 \times G,$$

(1.1.17)

где $d_{ш}$ – диаметр шейки вала, м;

f_1 – коэффициент трения качения, приведенный к валу, $f_1 = 0,001$

G – нагрузка на подшипники, Н.

$$G = \sqrt{Q^2 + P_{ср}^2},$$

(1.1.18)

где Q – сила тяжести валка, Н, $Q = 25000 \text{ Н}$

$$G = \sqrt{25000^2 + (37,2 \times 10^6)^2} = 368848 \text{ Н},$$

$$N_2 = 2 \times 3,14 \times 0,8 \times 0,1 \times 0,001 \times 368848 = 3335,5 \text{ Вт}$$

$$N_{дв} = (41517 + 3335,5) / 0,95 = 47213 \text{ Вт} = 47,2 \text{ кВт}$$

1.2 Расчет на прочность деталей валковой дробилки

1.2.1 Расчет вала

Расчет вала выполняется на кручение

Определяем крутящий момент вала

$$M = 7162(N/\eta) \quad (1.2.1)$$

где N – мощность на валу, л.с., $N = 34,46$ л.с. (по прототипу)

η – число оборотов вала в минуту, $\eta = 48$ об/м (по прототипу)

$$M = 7162(34,46/48) = 5141,7 \text{ Н*м}$$

Определяем действующий на вал горизонтальные и вертикальные составляющие.

Находим окружное усилие соответствующее результирующее усилие:

$$p_{\text{рез}} = 2M/D$$

(1.2.2)

$$p_{\text{рез}} = 2 \times 5141,7 / 1,1 = 10270 \text{ Н}$$

Находим проекции результирующего усилия на оси x и y .

$$P_x = p_{\text{рез}} \cos \alpha$$

(1.2.3)

$$P_x = 10270 \times \cos 24^\circ 20' = 9367,4 \text{ Н}$$

$$P_y = p_{\text{рез}} \sin \alpha \quad (1.2.4)$$

$$P_y = 10270 \times \sin 24^\circ 20' = 4209,9 \text{ Н}$$

Строим эпюры изгибающих моментов. Вал рассматриваем как балку на двух опорах:

а) нагрузка в горизонтальной плоскости

Находим опорные реакции

$$\Sigma M_a = 0; P_x \cdot 0,95 - H_B \cdot 1,9 = 0$$

$$H_B = P_x \cdot 0,95 / 1,9$$

$$H_B = 9,367 \times 0,95 / 1,9 = 4,68 \text{ кН}$$

$$\Sigma M_a = 0; P_x \cdot 0,95 - H_A \cdot 1,9 = 0$$

$$H_A = P_x 0,95/1,9 \quad (1.2.5)$$

$$H_A = 9,367 \times 0,95/1,9 = 4,68 \text{ кН}$$

$$\text{Проверка } \Sigma X = 0; H_A + P_x - H_B = 0,$$

$$4,68 - 9,36 + 4,68 = 0$$

$$0 = 0$$

Строим эпюру M_{κ}^{Γ} , кНм

$$\Sigma M_{\kappa I}^{\Gamma} = H_A 0,95;$$

$$\Sigma M_{\kappa I}^{\Gamma} = 4,62 \times 0,95 = 4,44 \text{ кНм}$$

б) Нагрузка в вертикальной плоскости.

Находим опорные реакции

$$\Sigma M_{\delta} = 0; R_a 1,9 + P_y 0,95 = 0$$

$$R_a = -P_y 0,95/1,9, \quad (1.2.6)$$

$$R_a = -4,2 \times 0,95/1,9 = -2,1 \text{ кН}$$

$$\Sigma M_a = 0; R_{\delta} 1,9 + P_y 0,95 = 0$$

$$R_{\delta} = 4,2 \times 0,95/1,9 = 2,1 \text{ кН}$$

$$\text{Проверка } \Sigma y = 0; R_A + P_x - P_B = 0,$$

$$-2,1 + 4,2 - 2,1 = 0$$

$$0 = 0$$

Строим эпюру M_x^{δ} , кНм

$$\Sigma M_x^{\delta} = R_A 0,95,$$

$$\Sigma M_x^{\delta} = 2,1 \times 0,95 = 1,99 \text{ кНм}$$

Рассчитываем диаметры ступенчатого вал:

$$\Sigma M_{\kappa}^{\circ} = \sqrt{(M^{\Gamma})^2 + (M^{\delta})^2} \quad (1.2.7)$$

где M^{Γ} – крутящий момент в горизонтальной плоскости,

$$M^{\Gamma} = 4,44 \text{ кНм};$$

M^{δ} – крутящий момент в вертикальной плоскости,

$$M^{\delta} = 2,1 \text{ кНм}.$$

$$\text{Сечение I-I: } \Sigma M_{\kappa}^{\circ} = \sqrt{4,44^2 + 1,99^2} = 4,86 \text{ кНм}$$

$$M_{np} = \sqrt{(M_n^o)^2 + (M_k)^2}, \quad (1.2.8)$$

$$M_{np} = \sqrt{4,36^2 + 5,14^2} = 7,074 \text{ кН}.$$

Диаметр вала определяется по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{i\partial}}{\pi * [\tau]}},$$

(1.2.9)

где $[\tau]$ – допускаемое напряжения, $[\tau] = 13,75$ МПа [по 2]

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 7074}{3,14 \times 13,75}} = 165 \text{ мм, принимаем } 160 \text{ мм}$$

$$\text{Сечение II – II: } M_k^o = \sqrt{0,5^2 + 0,25^2} = 0,56 \text{ кНм},$$

$$M_{np} = \sqrt{0,56^2 + 5,14^2} = 5,17 \text{ кНм},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 5170}{3,14 \times 13,75}} = 100 \text{ мм}.$$

Выполняем расчет вала на выносливость общий коэффициент запаса выносливости определяется:

$$n = n_\sigma \times n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 \times n_\tau^2},$$

(1.2.10)

где n_σ – коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям;

n_τ – коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжениям.

$$n_\sigma = \sigma_1 / K \times \sigma_\sigma \times \sigma_{\max},$$

(1.2.11)

где σ_1 – нормальное напряжение, $\sigma_1 = 550$ МПа;

σ_{\max} – максимальное нормальное напряжение;

$K\sigma_\sigma$ - коэффициент концентратор напряжений.

$$K_{\sigma} = (K_{\sigma} / E_{\sigma} + 1 / \beta_{\sigma} - 1) / \beta_{ypr},$$

(1.2.12)

где K_{σ} – коэффициент концентратор, при $\sigma = 800$ МПа, и $\sigma = 1,8$;

E_{σ} – масштабный фактор, $E_{\sigma} = 0,2$;

β_{σ} – коэффициент качества обработки поверхности, $\beta_{\sigma} = 0,85$;

β_{σ} – коэффициент упрочнения частоты, $\beta_{\sigma} = 1,5$.

$$K_{\sigma} = (1,8 / 0,8 + 1 / 0,85 - 1) / 1,5 = 1,62$$

$$\sigma_{\max} = M \times n / W_x,$$

(1.2.13)

где Mn – результирующий крутящий момент, $Mn = 4,86$ кНм

$$W_x = \pi D^3 / 32$$

(1.2.14)

$$W_x = 3,14 \times 28^3 / 32 = 215,4 \text{ см}^3$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4860}{215,4} = 225,6 \text{ МПа},$$

$$n\sigma = \frac{550}{1,62 \times 225,6} = 1,5$$

$$n\tau = \frac{\tau - 1}{K_{\tau} \times \tau_a + \varphi_{\tau} \times \tau_c},$$

(1.2.15)

где $\tau - 1$ – касательное напряжение, $\tau = 400$ МПа;

K_{τ} – эффективный концентратор напряжения;

τ_a, τ_c – касательные напряжения.

$$\tau_a = \tau_c = \tau_{\max} / 2.$$

φ_{τ} – характеристика циклов нагружения, $\varphi_{\tau} = 0,06$

$$K_{\tau} = \left(\frac{K_{\tau}}{E_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 \right) \frac{1}{\beta_{ypr}},$$

(1.2.16)

где K_{τ} – коэффициент концентрации, $K_{\tau} = 1,7$;

E_τ – масштабный фактор, $E_\tau = 0,8$;

β_τ – коэффициент качества обработки поверхности, $\beta_\tau = 0,85$.

$$K_{\tau\sigma} = \left(\frac{1,7}{0,8} + \frac{1}{0,85} - 1 \right) \frac{1}{1,5} = 1,54.$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_u}{W_p}, \quad (1.2.17)$$

где W_p – геометрическая характеристика продольного сечения, см^3 .

$$W_p = \frac{\pi D^3}{16}, \quad (1.2.18)$$

$$W_p = \frac{3,14 \times 28^3}{16} = 430,8 \text{ см}^3$$

$$\tau_{\max} = \frac{4860}{430,8} = 112,8 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_c = \frac{112,8}{2} = 56,4 \text{ МПа}$$

$$n\tau = \frac{400}{1,54 \times 56,4 + 0,06 \times 56,4} = 4,43.$$

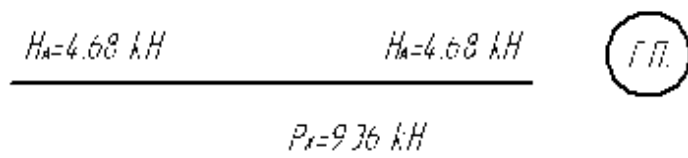
Определяем общий коэффициент запаса выносливости:

$$n = \frac{1,5 \times 4,43}{\sqrt{1,5^2 + 4,43^2}} = 1,5.$$

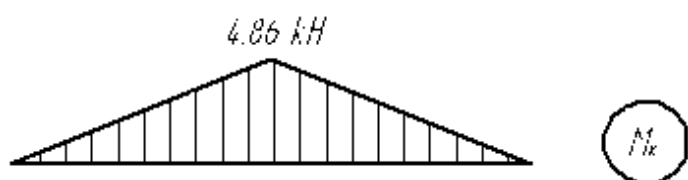
Необходимо выполнения условия для обеспечения прочности вала:

$$n > [n] = 1,35;$$

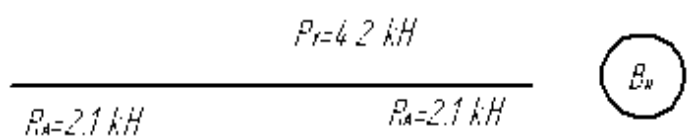
$1,5 > 1,35$. Условие выполняется.



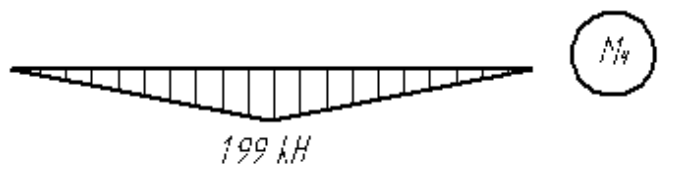
F



M_x



F_y

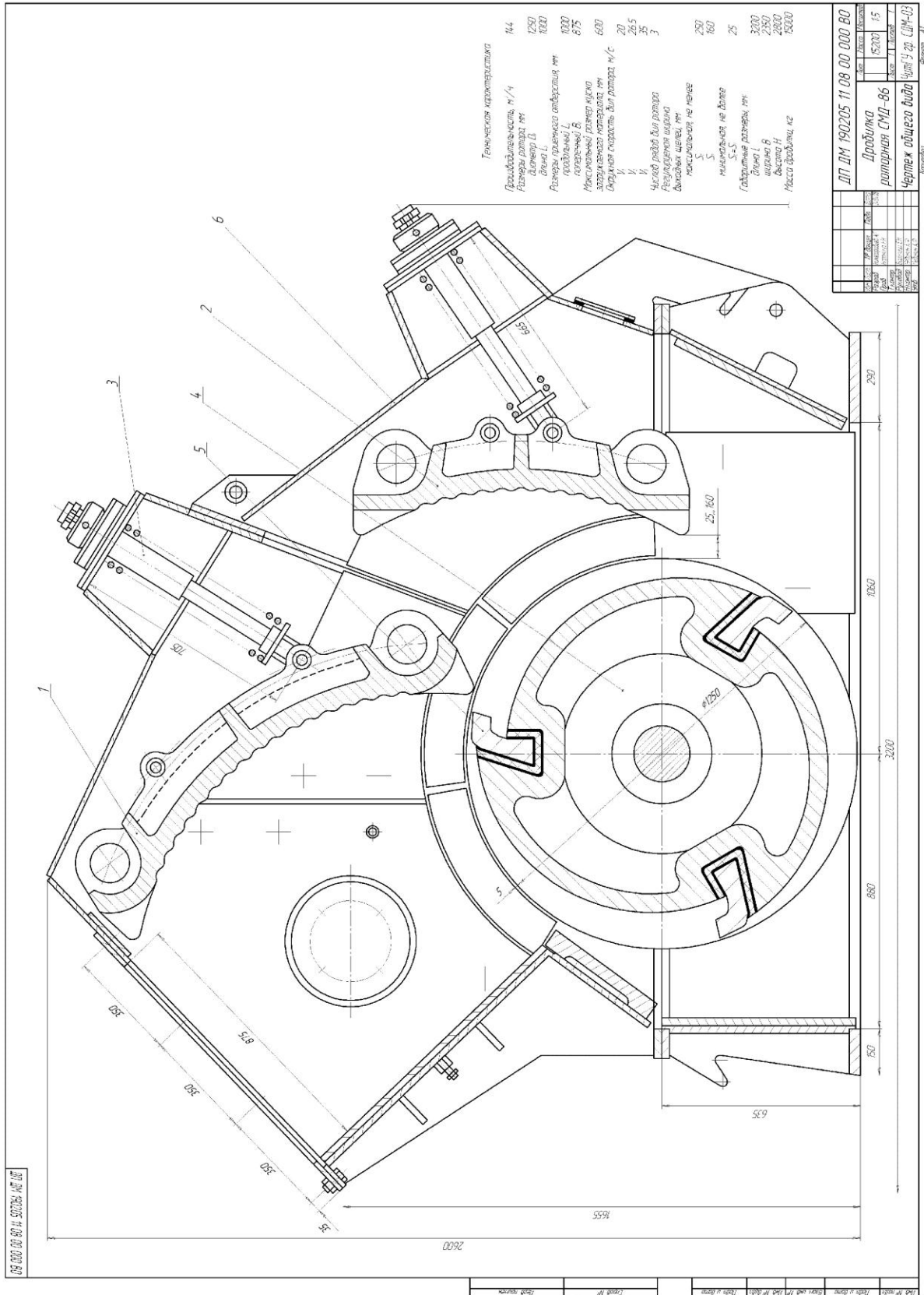


M_y

Рисунок 2 – Схема для расчёта вала

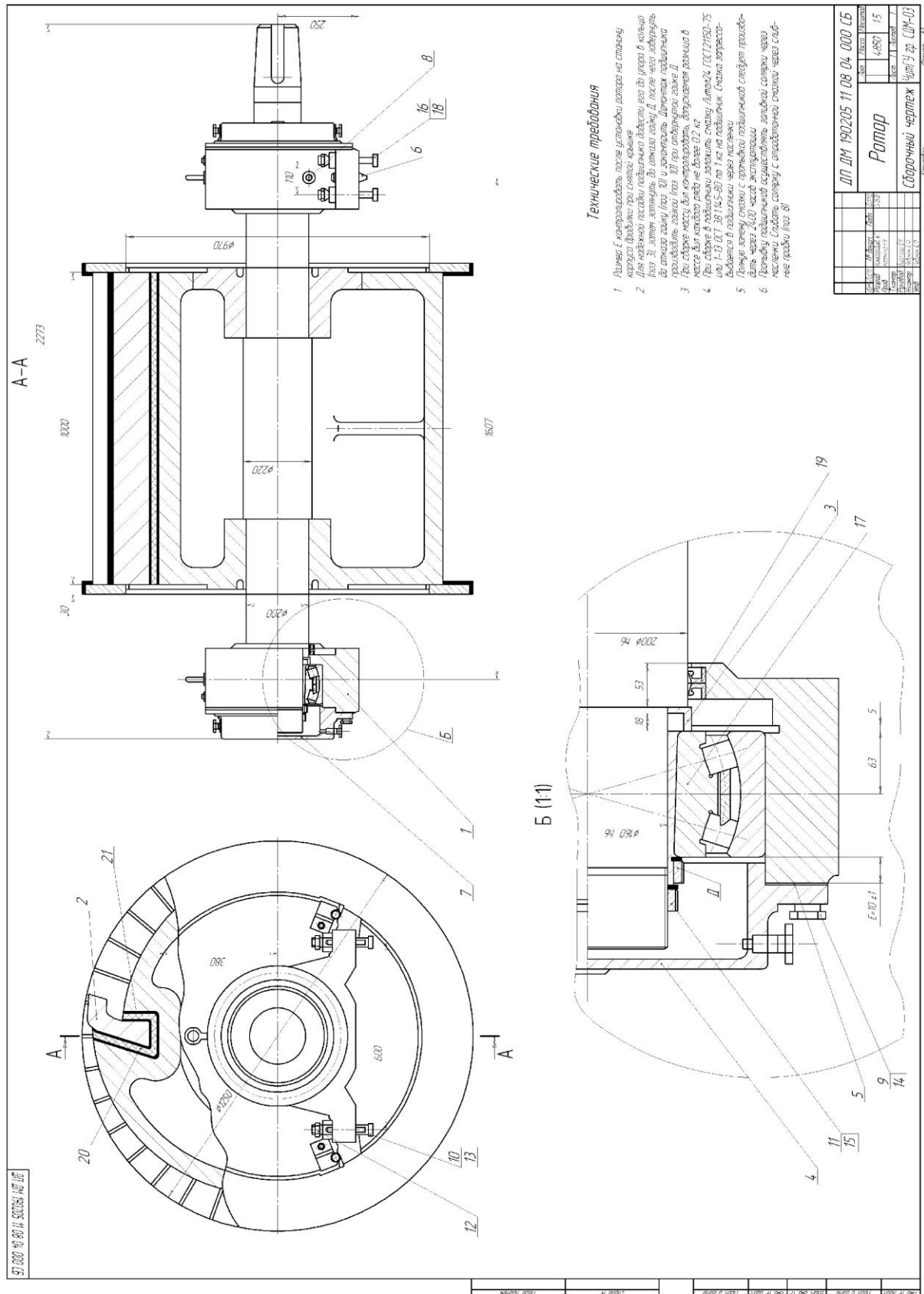
ПРИЛОЖЕНИЕ Б1

Чертеж общего вида роторной дробилки



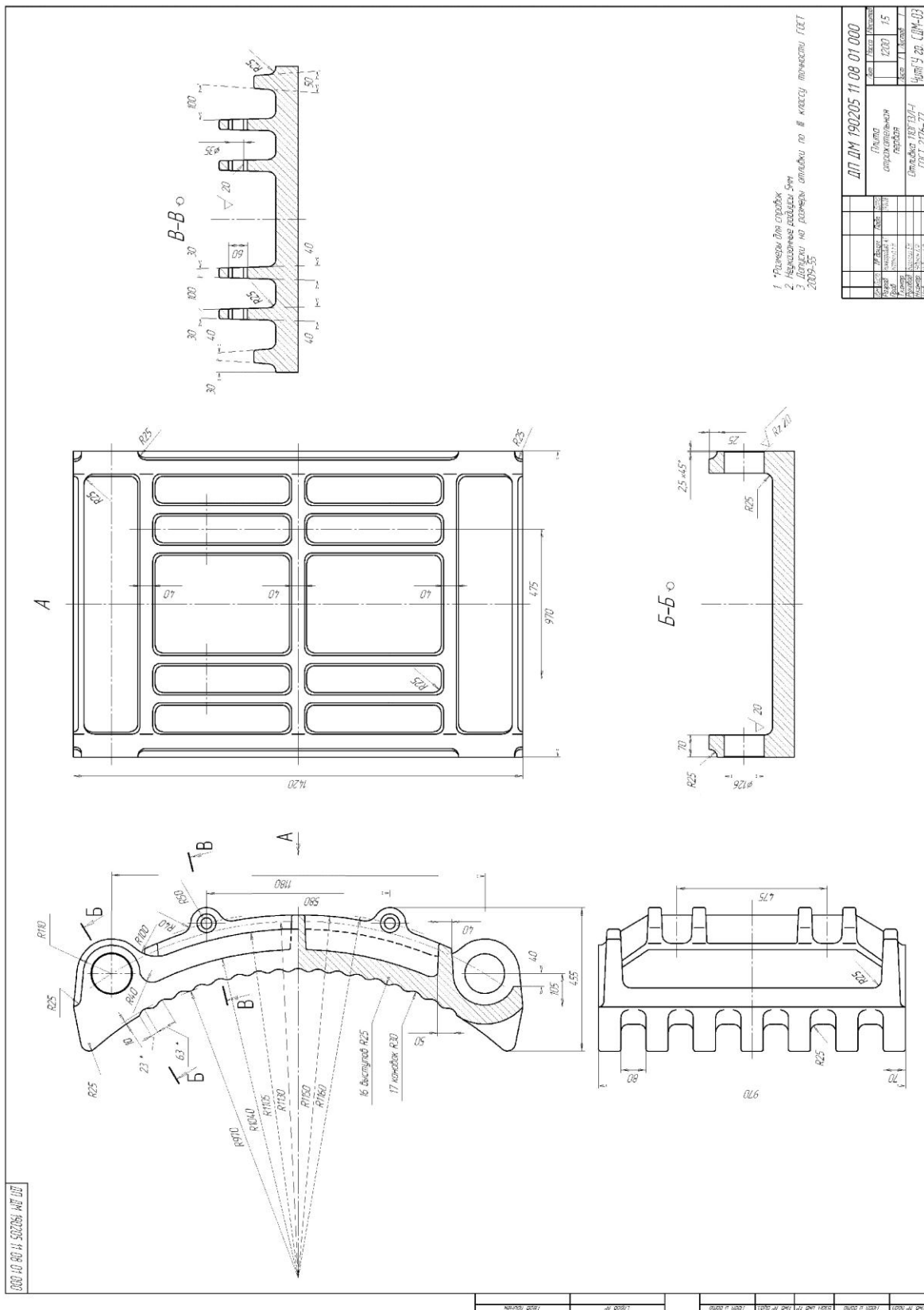
ПРИЛОЖЕНИЕ Б2

Чертеж ротора роторной дробилки



ПРИЛОЖЕНИЕ БЗ

Чертеж плиты отражательной



ПРИЛОЖЕНИЕ Б4

Чертеж била роторной дробилки

ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01

ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01	Конт.	115	11
ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01	Конт.	115	11
ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01	Конт.	115	11

Итого: 3 шт.

Слабеед 970

Размер для справок

Технические требования

1. Лесовладелец для удобства производства окрасочных работ с помощью механических раскряжниц, установить размер в удельном для удобства для выполнения работ по окраске и стартерные двигатели, расположенные в окрасочных камерах, изолента, приспособления для работ по производству.
2. Стенки под рамой и подмешиватель для покрытия соответствующей смазкой.
3. Внутренний диаметр зазора между рамой и подмешивателем должен быть равен 20 мм.
4. Для защиты от попадания пыли и для предотвращения образования пыли в процессе работы.
5. При демонтаже била снять защитные крышки с роликов, чтобы для работы с соответствующими инструментами при помощи выдолбить.

ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01	Конт.	115	11
ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01	Конт.	115	11
ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01	Конт.	115	11

Итого: 3 шт.

ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01

Конт. 115 11

ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01

Конт. 115 11

ЭТ.000.00.00.11.30.0164.01.01

Конт. 115 11

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
1. Природные каменные дорожно-строительные материалы.....	7
1.1. Классификация природных каменных дорожно-строительных материалов.....	7
1.2. Классификация горных пород.....	8
1.3. Техническая характеристика основных горных пород как сырья для дорожно-строительных природных каменных материалов.....	14
2. Машины и оборудование для измельчения нерудных материалов.....	32
2.1. Общие сведения.....	32
2.2. Основы теории процесса измельчения.....	34
2.3. Классификация машин и оборудования для измельчения материалов.....	39
3. Щековые дробилки.....	43
3.1. Классификация и область применения.....	43
3.2. Конструкции дробилок с простым качанием щеки.....	46
3.3. Конструкции дробилок со сложным качанием щеки.....	50
3.4. Расчет основных параметров режима работы дробилок...	54
3.5. Расчет нагрузок в элементах конструкции щековых дробилок.....	57
4. Конусные дробилки.....	69
4.1. Классификация и область применения.....	69
4.2. Конструкция конусных дробилок крупного дробления...	71
4.3. Расчет основных параметров режима работы дробилок крупного дробления.....	76
4.4. Конструкция дробилок среднего и мелкого дробления...	83

4.5. Расчет основных параметров режима работы дробилок среднего и мелкого дробления.....	89
5. Дробилки ударного действия.....	95
5.1. Классификация и область применения.....	95
5.2. Конструкция молотковых дробилок.....	99
5.3. Конструкция роторных дробилок.....	102
5.4. Расчет дробилок ударного действия.....	104
6. Валковые дробилки.....	110
6.1. Область применения и классификация.....	110
6.2. Основные конструктивные схемы.....	111
6.3. Конструкции дробилок и их основных узлов.....	139
6.4. Методы расчета.....	144
7. Грохоты и классификаторы.....	152
7.1. Грохоты.....	153
7.2. Классификаторы.....	155
7.3. Методика технологического расчета грохотов.....	157
8. Расчет узлов и деталей общемашиностроительного назначения....	159
8.1. Ременные передачи.....	159
8.2. Расчет клиноременной передачи.....	159
8.3. Предварительный расчет валов.....	168
8.4. Проверочный расчет подшипников.....	171
8.5. Посадка подшипников.....	174
8.6. Проверочный расчет шпонок.....	175
8.7. Проверочный расчет валов по коэффициенту запаса прочности.....	176
9. Элементы экономических расчетов.....	179
Глоссарий.....	184
Библиографический список.....	186
Приложение.....	187

