

622.73

К 85

Д. К. КРЮКОВ

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
РАЗМОЛЬНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ
ГОРНООБОГАТИТЕЛЬНЫХ
ПРЕДПРИЯТИЙ**

Книга должна быть возвращена не
позже указанного здесь срока

Количество предыдущих выдач _____

28/V 107

2/III. 1150

18/IV 1150

5/X 622

14/VII - 741

20/XI - 87-198

21.06.93-1113

31.04.95-198

26/XII - 08-126

2.73

13078

85

Крюков

овершестованис

азиатского оборуд

1113 73 кон.

21.06.93-1113

04.95-198

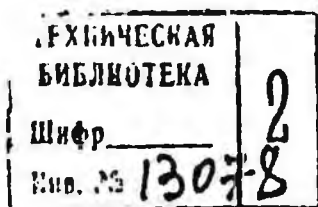


✓ 77. 2005.

622.73
К 85

Д. К. КРЮКОВ

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАЗМОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ГОРНООБОГАТИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ



ИЗДАТЕЛЬСТВО „НЕДРА“
Москва 1966

А Н Н О Т А Ц И Я

В книге даны сведения по теории и расчету о работе рудоразмольных шаровых и стержневых мельниц. Рассмотрены вопросы теоретического и экспериментального исследования работы футеровок и приводных механизмов, выбора мощности и типа приводных электродвигателей.

Приводятся рекомендации по усовершенствованию и увеличению сроков службы конструктивных элементов барабанных мельниц на основе обобщения опыта эксплуатации, теоретических и экспериментальных исследований.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся эксплуатацией и проектированием рудоразмольных мельниц. Она представляет интерес и для лиц, по роду своей деятельности занимающихся углеразмольными и цементными мельницами.

ВВЕДЕНИЕ

Планом строительства материальной базы коммунизма, изложенным в новой Программе КПСС, предусматривается быстрое развитие тяжелой промышленности.

Для обеспечения выполнения поставленной задачи необходимо резкое увеличение производства металла и топлива, что, в свою очередь, связано с повышением добычи полезных ископаемых. При этом большая часть полезных ископаемых будет использована только после их обогащения. Основными операциями при обогащении полезных ископаемых являются операции дробления и измельчения. Следует отметить, что операции дробления и измельчения руд весьма энергоемкие и дорогостоящие, поэтому вопросы дробильно-измельчительной техники заслуживают серьезного изучения.

Для измельчения руд черных, цветных и редких металлов применяются главным образом барабанные мельницы с дробящей средой в виде шаров и стержней.

В связи с проектированием и строительством гигантских горно-обогатительных комбинатов производительностью 50—75 тыс. т руды в сутки возникла необходимость применения мельниц с большим рабочим объемом. Мощность приводных двигателей таких мельниц находится в пределах 1000—1800 *квт*, поэтому вопросы правильного выбора параметров отдельных узлов измельчительного агрегата приобретают большое значение.

Опыт эксплуатации показывает, что на многих мельницах мощность приводных двигателей завышена на 20—25%. Учитывая, что на новых крупных обогатительных комбинатах предусматривается установка по 50—60 мельниц, завышение мощности может привести к неоправданному завышению установленной мощности только одного предприятия на 20 000—25 000 *квт*. Это, в свою очередь, скажется на увеличении капитальных затрат.

Срок службы подвальных шестерен зубчатых передач эксплуатируемых мельниц составляет от 3 до 12 месяцев.

Существует мнение, что малые сроки службы зубчатых передач объясняются плохой смазкой и попаданием абразивной пульпы на рабочую поверхность передач. В результате проведенных автором

исследований установлено, что одним из основных факторов, влияющих на износ зубчатых передач и соединительных приводных муфт, являются механические автоколебания в приводных механизмах.

В настоящей работе рассмотрены причины возникновения этих колебаний и приведен анализ методов их гашения.

Установлено, что производительность и эффективность работы мельницы определяются не только скоростью вращения барабана, величиной дробящей среды, твердостью и крупностью измельчаемого материала, но и существенно зависят от формы футеровочных плит барабана мельницы.

Чтобы приблизить действительный режим работы дробящей среды к теоретическому, необходимо уменьшить ее скольжение.

Геометрия профиля футеровки оказывает существенное влияние на режим работы дробящей среды, однако во многих исследованиях по определению наилучшего числа оборотов, производительности и эффективности работы мельниц этот фактор недостаточно учитывается.

Это объясняется тем, что до сего времени не было разработано ни одного метода, позволяющего теоретически анализировать форму футеровки с точки зрения сцепления с дробящей средой и определить профиль ее износа. Обычно при выборе формы футеровок пользуются опытным данным.

Расход футеровки из высокомарганцевистой стали на 1 т измельченной руды составляет от 60 до 250 г. Футеровка является одним из основных факторов, от которого зависят технико-экономические показатели работы мельниц, — на ее замену приходится наибольшая трудозатрата. Поэтому мероприятия, направленные на увеличение срока службы, а также сокращение удельного расхода футеровок и дробящей среды, дадут неоспоримые экономические выгоды при эксплуатации мельниц. Разрешению этих важных вопросов автор уделяет большое внимание на страницах книги.

В книге использованы результаты многолетних научно-исследовательских работ автора в содружестве с инженерами ведущих машиностроительных заводов, а также данные опыта эксплуатации рудоразмольных мельниц на крупных обогатительных предприятиях и материалы, опубликованные в отечественной и зарубежной печати.

Автор надеется, что предлагаемая им книга будет способствовать отысканию наиболее целесообразных конструктивных решений при создании новых и модернизации работающих рудоразмольных мельниц.

Автор считает своим долгом выразить благодарность инженерам А. И. Басову и А. В. Троицкому за ряд ценных советов, использованных при написании книги, а также сотрудникам конструкторских бюро УЗТМ, НКМЗ и СЗТМ, оказавшим содействие в сборе необходимых материалов.

Автор с признательностью примет все критические замечания, касающиеся рассмотренных в книге вопросов.

ГЛАВА I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦАХ

Шаровые и стержневые мельницы обычно предназначаются для тонкого измельчения материалов различной твердости, прошедших предварительное дробление. Крупность продукта измельчения в шаровых мельницах обычно колеблется в пределах от 1,5 до 0,075 мм. Крупность продукта, полученного при измельчении в стержневых мельницах, составляет 6 мм и ниже.

Наиболее широкое распространение при измельчении различных материалов во многих отраслях промышленности получили шаровые мельницы. Стержневые мельницы используются в основном в первых стадиях измельчения на рудобогагательных фабриках.

Основным элементом всех конструкций шаровых и стержневых мельниц является цилиндрический барабан.

С торцов барабан закрыт крышками с полыми цапфами, на которых мельница вращается на своих подшипниках. Для защиты от износа, а также для создания более эффективной циркуляции дробящей среды внутренняя поверхность барабана футеруется специальными износостойкими броневыми плитами. Для производства ремонтных работ внутри мельницы, а также для контрольных осмотров барабан имеет один или два люка. При выборе размеров люков учитываются размеры самой крупной детали, установленной внутри барабана.

Шаровые мельницы бывают с цилиндрическим и коническим барабаном. Мельницы с коническим барабаном в настоящее время при измельчении руд почти не применяются.

По способу разгрузки шаровые цилиндрические мельницы в основном делятся на мельницы с центральной разгрузкой (рис. 1, а) и мельницы с решеткой (рис. 1, б), отличающиеся от первых наличием в разгрузочном конце барабана диафрагмы с отверстиями для разгрузки материала.

Диафрагма (см. рис. 1, б) имеет радиальные ребра, делящие пространство между ней и торцовой крышкой на камеры. При вращении барабана ребра выполняют роль лифтеров, поднимая измельченный материал до уровня разгрузочной цапфы. Если открыты все отверстия диафрагмы, уровень материала в мельнице будет самый низкий, а скорость прохождения материала — наибольшей.

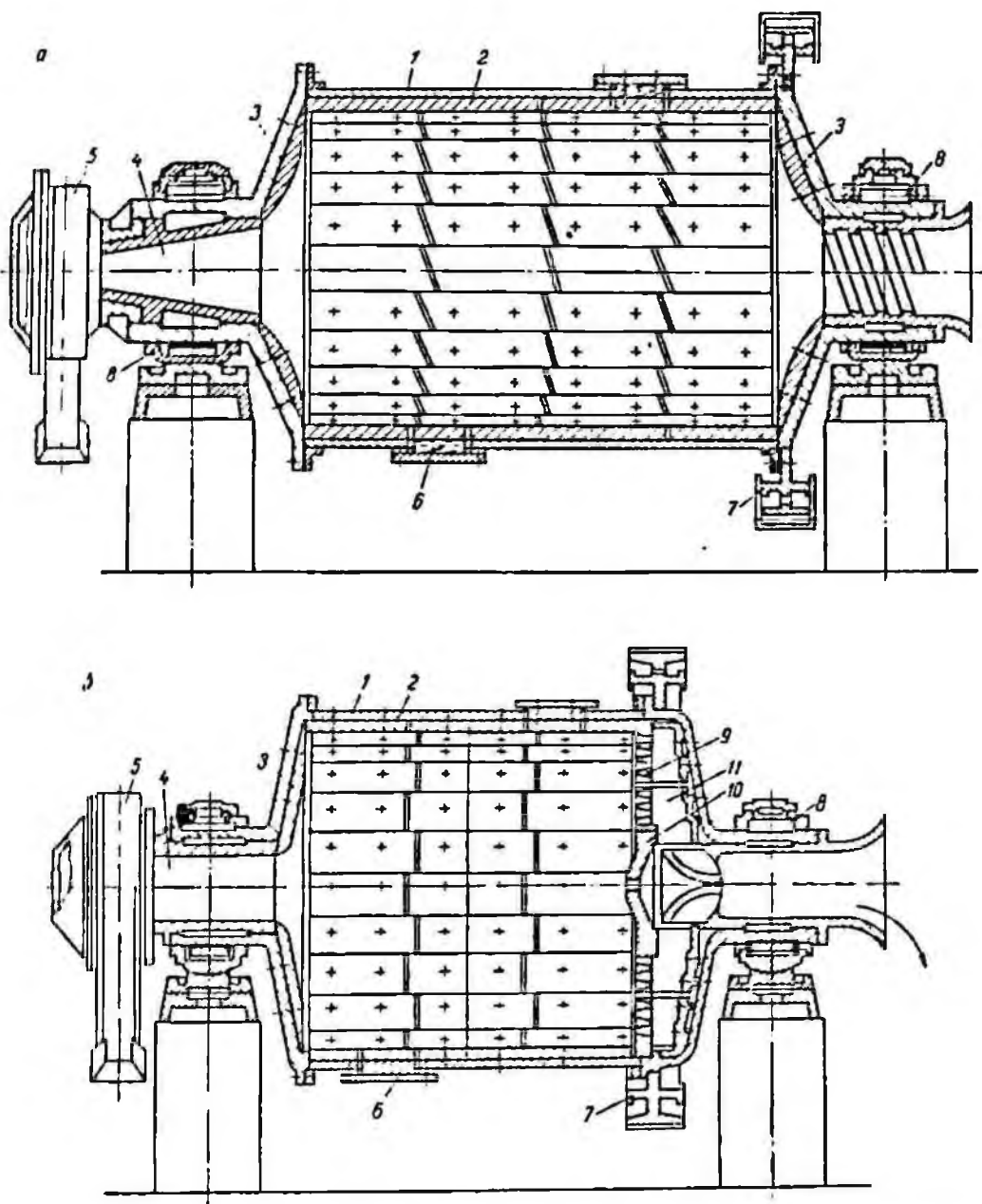


Рис. 1. Шаровые цилиндрические мельницы с центральной разгрузкой (а) и с разгрузкой через решетку (б):

1 — барабан мельницы; 2 — футеровка цилиндрической части барабана; 3 — торцовые футеровки; 4 — загрузочный патрубок; 5 — комбинированный питатель; 6 — люк; 7 — венцовый шестерни; 8 — коренные подшипники; 9 — разгрузочная решетка; 10 — центральная футеровка решетки; 11 — лифтеры

Приято считать, что общая площадь отверстий решетки должна быть примерно в 10 раз больше площади живого сечения разгрузочной цапфы.

Стержневые мельницы (рис. 2) по способу разгрузки делятся на мельницы с центральной разгрузкой и с открытым концом. Последние не нашли широкого промышленного использования. В настоящее время преимущественно выпускаются мельницы с центральной разгрузкой, отличающиеся от шаровых мельниц аналогичного типа большей длиной барабана, большими диаметрами цапф и меньшей

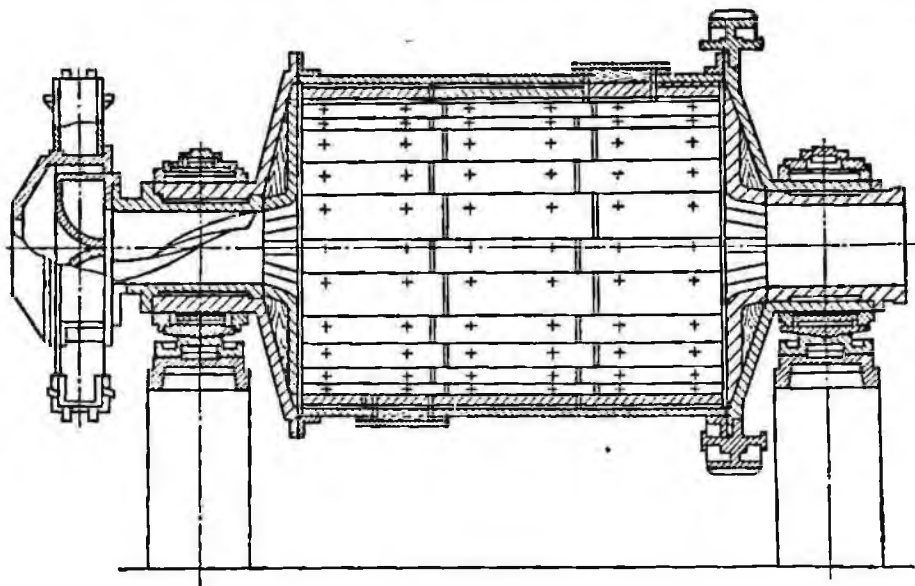


Рис. 2. Стержневая мельница для мокрого помола

конусностью торцовых крышек, которые футеруются гладкой плоской футеровкой. Ввиду относительно большого диаметра разгрузочной горловины в барабанах стержневых мельниц обычно не делается люков.

Футеровка стержневых мельниц по своему конструктивному исполнению не отличается от футеровки шаровых мельниц близких типоразмеров.

В зависимости от схемы измельчения применяются три типа питателей: барабанные, улитковые и комбинированные. Конструкции этих питателей широко описаны в литературе.

Мельницы характеризуются внутренним диаметром D и рабочей длиной барабана L . В настоящее время на обогатительных предприятиях применяются мельницы отечественного производства размерами от 900 до 4500 мм в диаметре, при длине барабана от 900 до 6000 мм.

В табл. 1, 2, 3 приводятся основные данные для шаровых и стержневых рудоразмольных мельниц отечественного производства.

Таблица 1

Основные данные шаровых мельниц с решеткой для мокрого измельчения

Номинальные размеры, мм		Скорость вращения		Установленная мощность, кВт	Шаровая нагрузка, т	Приблизительный вес мельницы, т	Радиус улиткового питателя, мм	Габаритные размеры (ориентировочно), мм		
диаметр	длина	об/мин	% от критической					длина	ширина	высота
900	600	40	83	8,8	0,45	4,6	750	2 150	3200	1750
900	900	40	83	12,5	0,68	6,8	750	2 700	2300	1750
1200	1200	35	87	30,0	1,0	12,8	1150	3 750	4550	2450
1500	1500	28—32	77—88	55—65	3,0	15,0	1200—1400	4 700	4400	2500
1500	3000	24—28	66—77	75—80	11—12	17—24	1200—1400	5 700	3200	2800
1800	1500	24—26	73—79	75	4,5—5,0	19—20	1200	4 200	2500	2800
2100	1500	20—22	67—73	95—110	8,0—8,2	30—31	1200	4 400	3300	3400
2100	3000	22—24	73—80	210	18—20	43,5	1300	8 650	4600	4200
2700	2100	19—21	72—83	285	15—24	55—70	1500	8 800	5600	4900
2700	3600	21	80	400—450	40—41	70,0	1500	10 000	5800	4900
3200	3100	18	74,5	600	47	103,7	2000	40 000	6600	5200
3600	4000	18,1	—	1100	60	151,0	—	9 612	7162	5374
3600	5000	18,12	—	1250	96,5	163,0	—	19 930	7559	5644
4000	5000	12,9	—	—	141	217,0	—	—	—	6155
4500	5000	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 2

Основные данные шаровых мельниц с центральной разгрузкой

Номинальные размеры, мм		Скорость вращения		Установленная мощность, кВт	Шаровая нагрузка, т	Приблизительный вес мельницы, т	Радиус улиткового питателя, мм	Габаритные размеры (ориентировочно), мм		
диаметр	длина	об/мин	% от критической					длина	ширина	высота
900	1800	35—44	74—93	21—25	1,4—2,0	5—9	750	3 500	2000	2080
1200	2400	32—35	77,5—84,5	37	4,5—5,0	10—17	1100	4 500	2500	2600
1500	3000	28—30,5	77—84	75—100	8—10	17—25	1200	5 400	3000	3100
1800	3000	23—25	70—76	110—150	9—13,5	24—35	1300	5 500	3300	3500
2100	3000	20—24	66—80	183—200	18—20	46	1400	6 000	3500	3700
2400	3000	18—21,5	64—76	250—280	25—26	60	1400	6 500	3800	4100
2700	3600	16—21	61—80	370—450	28—41	75—83	1500	7 200	4200	4500
3200	4500	19,8	—	900	73,5	133	—	13 397	7300	5420
3600	4000	18,12	—	900	78,0	136	—	12 932	7162	5374
3600	5500	18,12	—	1250	102,0	158	—	14 432	7560	5644
4000	5500	17,4	—	—	141,0	217	—	—	—	6155
4500	6000	16,25	—	2500	186,0	237,5	—	18 245	9540	6340

Примечание. Внутренний диаметр мельницы при вычислении процента от критической скорости принят для всех мельниц на 150 мм меньше номинального (кроме мельниц диаметром 900 мм, для которых внутренний диаметр принят на 100 мм меньше).

Таблица 3

Основные данные стержневых мельниц

Номинальные размеры, мм		Рабочий объем, м ³	Скорость вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт	Приблизительный вес, т		Габаритные размеры, мм		
диаметр	ширина				стержневой	мельницы без стержневой	длина	ширина	высота
600	1200	0,24	33	5,5	0,7	3,2	2 500	1300	1250
900	1900	0,9	33—40	26,0	3,0	8,4	3 400	2340	1740
900	1800	0,9	29—34	21,0	2,2	5,1	3 440	3175	1725
1200	2400	2,3	25—26	33,0	5,5—5,75	16,0	4 530	2550	2620
1200	2400	2,3	28	36,0	5,5—5,75	15,3	4 800	2550	2620
1500	3000	4,62	20—21	80,0	12,0	17,0	6 000	2930	2600
1500	3000	4,62	20—24	95,0	12,0	24,0	5 700	3760	2820
1800	3000	6,42	17—18	110,0	18,0	35,0	5 500	3300	3480
2100	3000	9,0	15—16	155,0	24,0	46,0	6 000	3480	3700
2400	3000	12,0	14	200,0	30,0	60,0	6 500	3800	4100
2700	3600	18,4	12,5	370,0	35,0	85,0	7 200	4125	4485
3200	4500	—	14,46	900,0	75,0	136,7	13 264	7196	5439
3600	5500	50,0	13,7	1250,0	142,0	166,0	14 432	7498	5644
4000	5500	61,0	12,9	—	185,0	219,5	—	—	6155
4500	6000	80,0	12,08	2500,0	230,0	247,0	18 200	9540	6340

ВНУТРЕННЯЯ МЕХАНИКА БАРАБАНЫХ МЕЛЬНИЦ

§ 1. ДВИЖЕНИЕ ДРОБЯЩЕЙ СРЕДЫ

Эффективность работы мельницы в значительной мере определяется характером движения дробящей среды. В зависимости от скорости вращения барабана различают три режима движения дробящей среды: каскадный, водопадный и сверхкритический.

При малых скоростях вращения барабана дробящая среда поднимается в сторону вращения на угол $35-45^\circ$, образуя наклонную поверхность, по которой поднятые дробящие тела скатываются вниз (рис. 3). Такой режим работы дробящей среды принято называть каскадным. При каскадном режиме измельчение материала происходит в основном истиранием между дробящими телами и между дробящими телами и футеровкой барабана мельницы.

Вращающий момент, необходимый для приведения дробящей среды в каскадный режим работы, определяется из выражения

$$M_{\text{ш}} = Gl = mgl = mgx \sin \theta, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (1)$$

где G — сила тяжести шаровой загрузки, н;

m — масса шаровой загрузки, кг;

g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$;

x — расстояние центра тяжести дробящей среды от оси барабана, м;

θ — угол поворота дробящей среды, град.

Угол поворота дробящей среды θ зависит от коэффициента заполнения барабана φ и коэффициента трения $k_{\text{тр}}$ между дробящей средой и футеровкой барабана.

Коэффициент заполнения барабана φ есть отношение объема, занятого дробящей средой, к внутреннему объему барабана мельницы.

Установлено, что увеличение скорости вращения барабана при данном коэффициенте заполнения φ увеличивает циркуляцию дробящей среды и практически не влияет на величину угла ее поворота θ . Следовательно, можно заключить, что при изменении скорости вращения барабана за период каскадного режима работы вращающий момент $M_{\text{ш}}$ остается практически постоянным.

Каскадный режим работы дробящей среды применяют преимущественно при топком измельчении материала.

Определение усилий, возникающих между барабаном и шаровой загрузкой, а также представление о ее распределении при каскадном режиме могут быть достигнуты с помощью построения контуров поперечного сечения областей поднимающихся и скатывающихся шаров (рис. 4). Построение можно произвести, предположив, что между шарами, поднимающимися по круговым траекториям (контур $A_0C_3D_3B_0$), и футеровкой барабана скольжение отсутствует, а толщина слоев a_1 шаров поднимающихся и скатывающихся (контур A_0B_0, B_0V_0) равны. Допущение о равенстве толщины слоев шаров может быть принято только при скоростях каскадного режима, принимаемых на промышленных мельницах. При низких скоростях вращения барабана скорость скатывающихся шаров будет значительно выше скорости поднимающихся, поэтому такое предположение оказывается несправедливым. Точки пересечения дуг A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3 и т. д. concentрических окружностей, определяющих границы слоев, и соответствующих хорд C_1D_1, C_2D_2, C_3D_3 и т. д. определяют границу раздела поднимающихся и скатывающихся шаров.

Водопадный режим работы (рис. 5) характеризуется следующим. При больших скоростях вращения барабана дробящие тела, поднимаясь на большую высоту, чем при каскадном режиме, отрываются от стенки барабана и продолжают свое движение по параболическим траекториям. В этом случае измельчение материала происходит главным образом за счет ударов падающих дробящих тел.

Приближенная теория работы дробящих тел в водопадном режиме создана Дэвисом. Эта теория, как известно, основана на следующих предположениях:

1. Дробящие тела (шары), увлекаемые вращением барабана, на некоторой части своих траекторий BCA движутся по окружностям с одинаковыми угловыми скоростями.
2. По достижении некоторой высоты (точка A) действие силы тяжести уравновешивается центробежной силой, шар начнет свободное падение с начальной скоростью, какую он имел в точке A . Из этого условия находится кривая A_1AA_0 геометрического места точек перехода частиц с круговых траекторий на параболические.

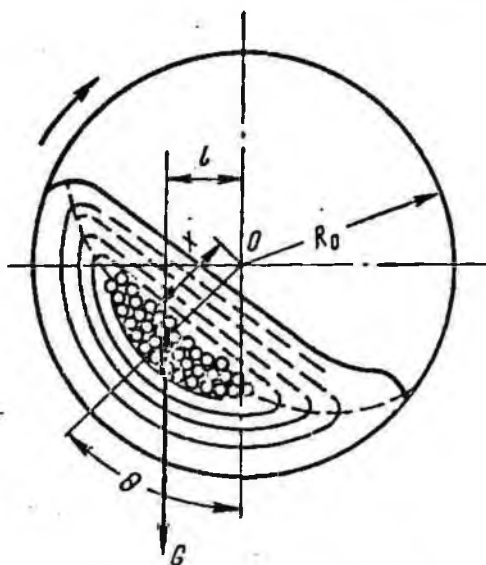


Рис. 3. Каскадный режим работы дробящей среды

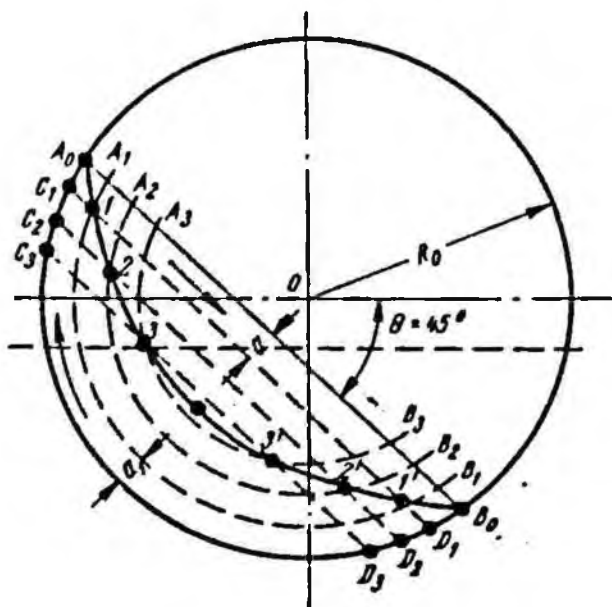


Рис. 4. Построение контура дробящей среды при каскадном режиме работы

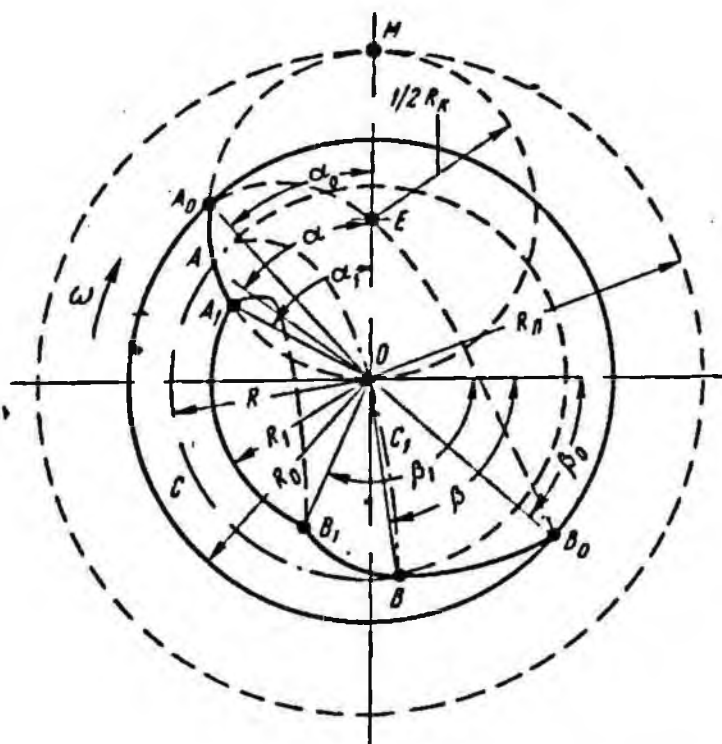


Рис. 5. Водопладный режим работы дробящей среды

3. Шар, начавший свободное падение из точки A окружности BCA , падает по параболе AC_1B на ту же окружность BCA в точке B .

Из этого условия получают кривую B_1BB_0 геометрического места точек перехода шаров с параболических траекторий на круговые.

На основании этих предположений зависимость между углом отрыва дробящих шаров данного слоя и скоростью вращения барабана будет

$$\cos \alpha \geq \frac{\omega^2 R}{g}, \quad \frac{\omega^2 R}{g \cos \alpha} \quad (2)$$

где α — угол отрыва дробящих шаров, равный углу между вертикальной осью барабана и радиусом, проведенным через центр отрывающегося шара, град;

ω — угловая скорость барабана, рад/сек;

R — радиус данного слоя шаров, м.

Точки отрыва дробящих тел различных слоев, т. е. различных радиусов, согласно уравнению (2), лежат на окружности с радиусом

$$OE = \frac{g}{2\omega^2} = \frac{R_k}{2} = \frac{g \cdot 450}{\omega^2 R^2} \quad (3)$$

Скорость вращения барабана, при которой угол отрыва шаров внешнего слоя становится равным нулю, принято называть критической. В этом случае $\cos \alpha_0 = 1$, т. е. шары внешнего слоя, не отрываясь, вращаются вместе с барабаном.

На основании уравнения (2)

$$\omega_k = \sqrt{\frac{g}{R_0}} = \frac{4,45}{\sqrt{D_0}}, \quad \text{рад/сек}, \quad (4)$$

где ω_k — критическая угловая скорость барабана, рад/сек;

R_0, D_0 — соответственно внутренние радиус и диаметр барабана, м.

Действительную рабочую скорость вращения барабана мельницы обычно выражают в относительных единицах (в долях или процентах от критической)

$$\psi = \frac{\omega}{\omega_k}. \quad (5)$$

На основании уравнений (4) и (5) определяется рабочая угловая скорость барабана мельницы

$$\omega = \frac{\pi \psi}{\sqrt{R_0}} = \frac{4,45 \psi}{\sqrt{D_0}}, \quad \text{рад/сек}. \quad (6)$$

Угол падения дробящих тел данного слоя определяется из выражения

$$\beta = 3\alpha - \frac{\pi}{2}. \quad (7)$$

Угол падения дробящих тел — это угол между радиусом, проведенным через точку падения тела на окружность, и горизонтальным диаметром барабана.

При водопадном режиме часть дробящих тел находится на круговых траекториях, т. е. движется вместе с барабаном (если пренебречь скольжением), а часть находится на параболических траекториях, т. е. в свободном падении. Для вычисления усилий, возникающих

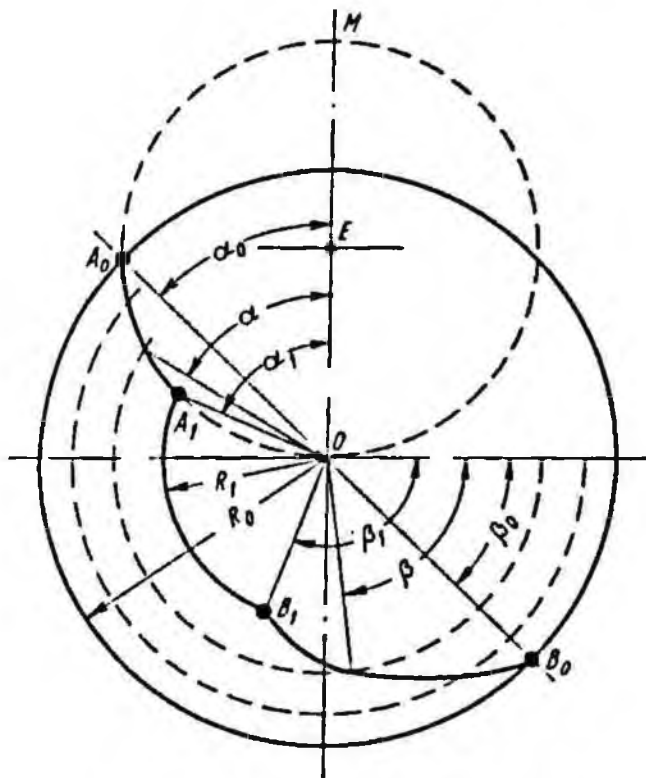


Рис. 6. Построение контура дробящей среды при водопадном режиме работы

между барабаном и дробящей загрузкой, а также для наглядного представления о ее распределении при работе мельницы строят контур этой загрузки по поперечному сечению барабана. Это построение сводится к следующему (рис. 6). Наносится окружность радиусом R_0 , равным внутреннему радиусу барабана мельницы (за вычетом толщины футеровки), затем наносится дуга A_0A_1 , которая представляет линию отрыва дробящих тел различных слоев. Радиус этой дуги определяется из уравнения (3). Положение дуги A_0A_1 зависит только от скорости вращения барабана. Кривая B_0B_1 мест падения дробящих тел строится по точкам, определяемым по радиусам слоев и соответствующим им углам падения β дробящих тел. Например,

точка B_0 определяется радиусом внешнего слоя дробящихся тел R_0 и углом падения β_0 , который находится из выражения

$$\beta_0 = 3\alpha_0 - \frac{\pi}{2}, \text{ рад}, \quad (8)$$

где α_0 — угол отрыва дробящихся тел радиуса R_0 .

Положение кривой B_0B_1 связано с положением дуги A_0A_1 и зависит только от угловой скорости барабана.

Положение дуги A_1B_1 , концентричной барабану, по которой располагаются дробящиеся тела внутреннего слоя, определяется радиусом R_1 . Величина R_1 при заданных φ и ψ находится в определенной зависимости от радиуса R_0 внешнего слоя дробящихся тел:

$$R_1 = KR_0, \quad K = \frac{R_1}{R_0} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_0}, \quad (9)$$

где K — параметр, зависящий от относительной скорости и коэффициента заполнения барабана.

Так как аналитической зависимости K от φ и ψ не установлено, в целях облегчения вычислений удобнее пользоваться табл. 4, составленной проф. С. Е. Андреевым.

Таблица 4

Значения параметра K при различных значениях φ и ψ

φ	ψ							
	0,05	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0
0,34	0,527	0,625	0,700	0,746	0,777	0,802	0,819	0,881
0,35	—	0,511	0,618	0,683	0,726	0,759	0,781	0,797
0,4	—	0,287	0,508	0,606	0,669	0,711	0,740	0,760
0,45	—	—	0,288	0,506	0,600	0,656	0,694	0,721
0,5	—	—	—	0,322	0,508	0,592	0,664	0,676

В результате построения получим контур $A_0A_1B_1B_0A_0$ загрузки, «связанной» с барабаном мельницы, т. е. контур дробящихся тел, находящихся на круговых траекториях.

В связи с тем, что в основе теории водопадного режима приняты такие допущения, как отсутствие скольжения между отдельными слоями шаров и между шарами и футеровкой, пренебрежение аэродинамическим сопротивлением движению шаров, находящихся на параболических траекториях, действительные траектории движения и распределение шаров по поперечному сечению барабана будут несколько иными.

Уточнения теории Дэвиса, предпринятые многими авторами, не могли привести к сколько-нибудь практически существенным результатам в силу того, что ими сохранялась предпосылка 1 к этой теории, которая не позволяет ввести в теорию влияние внутреннего

трения. Установлено, что измельчаемый материал вызывает или снижение потребляемой мощности мельницы, или, наоборот, ее повышение, что обусловлено изменением сцепления между шарами, шарами и футеровкой в зависимости от физико-механических свойств размалываемого материала. Это показывает, что внутреннее трение имеет существенное значение при работе мельницы.

В свете этого считаем необходимым изложить некоторые положения теории мельницы (с учетом внутреннего трения), разработанной И. Г. Гримманом и И. З. Шаги-Султаном¹.

Авторы принимают предпосылки 2 и 3 теории Дэвиса. Предпосылку 2 уточняют на основании того, что экспериментально установлено взаимное проскальзывание между слоями шаровой загрузки и футеровкой. Рассмотрим распределение линейных скоростей частиц $v(r)$ вдоль радиуса r (рис. 7, а). В теории Дэвиса предполагается, что $v(r) = \omega r$. Такое положение не соответствует действительности.

Действительное распределение скорости по радиусу $v = f(r)$ будет нелинейное.

Авторы полагают, что величина $f(r)$ достигает величины ωR на границе с барабаном и линейно падает до нуля при некотором $r = r_0$.

Выбором величины r_0 распределение скорости может быть сделано достаточно близким к действительному. При $r_0 = 0$ рассматриваемый случай приводит к теории Дэвиса.

Принимая длину барабана L равной 1 и пренебрегая трением о торцы барабана, напишем

$$v(r) = Ar + B, \quad (10)$$

где $A = k \frac{\omega R}{R - r_0};$

$$B = -kAr_0.$$

Коэффициент k учитывает влияние футеровки. При достаточно эффективной футеровке $k = 1$.

Как и в теории Дэвиса, авторы рассматривают частицу в точке M (рис. 7, б) в момент перехода ее к свободному падению при некотором угле θ , определяемом из условия

$$\sin \theta \, dq = \frac{dmv^2}{q}$$

или

$$g \sin \theta = \frac{(Ar + B)^2}{q}, \quad (11)$$

где θ — угол отрыва частицы при переходе на параболическую траекторию;

dm — элементарная масса частицы.

¹ Г р и м м а н И. Г. Автоматизация процессов обогащения руд цветных металлов. Изд-во АН Казахской ССР, Алма-Ата, 1964.

Решая уравнение (11) относительно ρ , получим

$$\rho_{1-2} = \frac{-(2AB - g \sin \theta) \pm \sqrt{(2AB - g \sin \theta)^2 - 4A^2B^2}}{2A^2}. \quad (12)$$

Угол отрыва внешнего слоя θ_B определяется из условия, как и в теории Дэвиса, $g \sin \theta = \omega k$. Кривая геометрического места точек отрыва проходит не через центр O (как это в теории Дэвиса), а через точку r_0 , так как при $\rho_{1-2} = r_0$ $\theta = 0$. Точка r_0 определяется из условий распределения скорости частиц вдоль радиуса ρ .

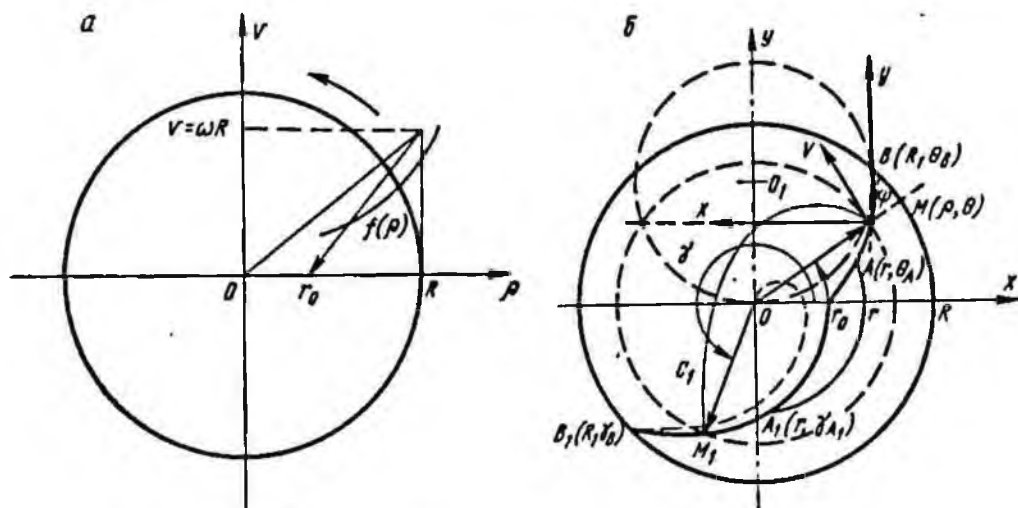


Рис. 7. Водопадный режим работы дробящей среды с учетом скольжения: а — распределение линейных скоростей частиц $V(\rho)$ вдоль радиуса ρ ; б — контур дробящих тел при учете скольжения

Геометрическое место точек перехода частиц с параболических траекторий на круговые выражается уравнением

$$g \sin \left(\frac{2\pi - \gamma}{3} \right) = \frac{(A\rho + B)^2}{\rho}. \quad (13)$$

Эта кривая проходит через точки r_0 и B_1 , причем $\gamma_B = 2\pi - 3\theta_B$.

Угол отрыва внутреннего слоя θ_A зависит от величины коэффициентов ψ и ϕ и от величины r_0 и выбирается так, чтобы круговые и параболические траектории пересекались в найденных выше геометрических местах точек.

Рассмотренное уточнение теории Дэвиса позволяет более точно характеризовать водопадный режим работы дробящей среды мельницы, если известно распределение скоростей дробящей среды вдоль радиуса ρ .

Экспериментальное определение распределения линейных скоростей дробящей загрузки вдоль радиуса ρ можно произвести на модели методами, разработанными автором (гл. II, § 4). Однако,

как будет показано ниже, можно привести дробящую загрузку в движение, описываемое теорией Дэвиса, путем создания такой футеровки, которая обеспечила бы сцепление не только в области контакта футеровки с дробящими телами, но и в их внутренних слоях.

Чтобы подойти к созданию такой футеровки, необходимо знать распределение усилий по барабану в предположении наличия водопадного режима согласно теории Дэвиса. Для этого воспользуемся

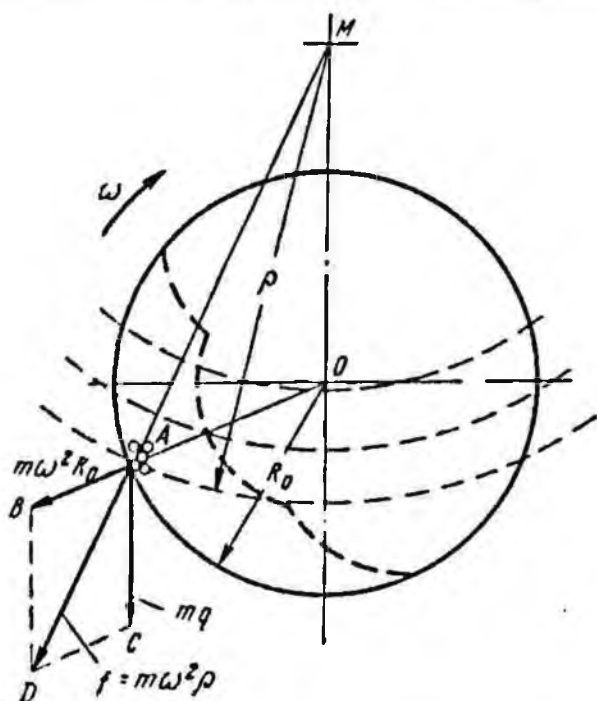


Рис. 8. Силы, действующие на элемент массы дробящей среды во вращающемся барабане

некоторыми положениями, разработанными Г. Халбортом и В. Фрайманом при рассмотрении ими теории Дэвиса и Уггла.

На элементарную массу m (точка A) дробящих тел, вращающихся в барабане с угловой скоростью ω (рис. 8), будут действовать сила тяжести mg (вектор AC) и центробежная сила $m\omega^2 R_0$ (вектор AB). Равнодействующие этих сил обозначим вектором AD . Линия, продолжающая вектор AD , пересекает вертикальную ось барабана в точке M , которая будет общей для всех элементарных масс контура дробящих тел.

Вследствие подобия треугольников OAM и ABD имеем

$$\frac{OM}{OA} = \frac{BD}{AB} \quad \text{или} \quad \frac{OM}{R_0} = \frac{mg}{m\omega^2 R_0},$$

откуда

$$OM = R_k = \frac{g}{\omega^2}. \quad (14)$$

Величину равнодействующей AD можно определить из соотношения

$$\frac{AD}{AB} = \frac{AM}{OA} \quad \text{или} \quad \frac{AD}{m\omega^2 R_0} = \frac{e}{R_0},$$

Обозначив вектор AD через f , получим

$$f = m\omega^2 e. \quad (15)$$

Сила f представляет собой центробежную силу, которая действует на элементарную массу m , вращающуюся со скоростью ω

вокруг точки M . Как видно из рис. 9, сила f по величине будет одинаковой для всех элементарных масс m , находящихся на окружности радиуса ρ . При других значениях радиуса эта сила будет иметь соответствующее значение, постоянное для элементарных масс, расположенных по окружности этого радиуса.

Эти выводы справедливы для масс шаровой загрузки и материала, определенным образом «связанных» с барабаном шаровой мельницы, т. е. для масс, находящихся в контуре шаровой загрузки, движущейся по круговым траекториям вместе с барабаном мельницы.

Для графического определения усилий, возникающих между шарами и барабаном мельницы, необходимо построить контур движущихся шаров.

Изобразим сектор с центром в точке M бесконечно малым углом dv (см. рис. 9). L'_0, L''_0, L'_1, L''_1 — точки пересечения этого сектора с контуром «связанной» загрузки.

Действие всех сил, проявляющихся в массах, заключенных в этом секторе, можно заменить одной силой, действующей по биссектрисе ML_0 угла dv .

Величине массы единицы объема, вырезанного сектором в контуре шаровой загрузки, обозначим через

$$(\gamma + \mu\delta), \text{ кг/м}^3,$$

где γ — объемная масса дробящих тел, кг/м^3 ;

μ — объемная масса сырья, кг/м^3 ;

δ — коэффициент, учитывающий объем материала, отнесенный к объему, занимаемому дробящими телами.

Обозначив расстояние элементарной массы от центра M через ρ , найдем величину массы дробящих тел и сырья на единицу длины между расстояниями ρ и $(\rho + d\rho)$:

$$dm = \rho dv d\rho (\gamma + \mu\delta). \quad (16)$$

Сила, действующая на этот элемент массы, согласно уравнению (15) будет равна

$$df = dm \omega^2 \rho = \omega^2 \rho^2 dv d\rho (\gamma + \mu\delta). \quad (17)$$

Интегрируя это выражение в пределах от ρ_1 до ρ_0 , найдем, что

$$df = \int_{\rho_1}^{\rho_0} \omega^2 \rho^2 dv d\rho (\gamma + \mu\delta) = \frac{\omega^2 dv (\gamma + \mu\delta) (\rho_0^3 - \rho_1^3)}{3}. \quad (18)$$

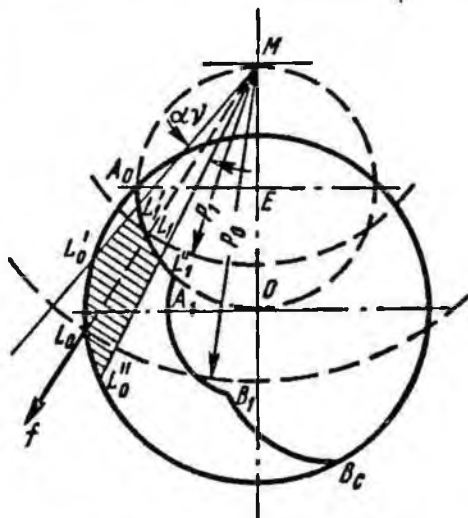


Рис. 9. К определению усилия, действующего на барабан от дробящей среды

Переходя от бесконечно малого угла $d\gamma$ к реальному углу γ (см. рис. 9) и преобразуя уравнение (18) к виду, удобному для пользования, получим величину усилия, действующего на 1 см длины барабана (по оси мельницы),

$$F = \frac{0,38 n_0^2}{10^7} \gamma (\gamma + \mu \delta) (c_0^2 - c_1^2), \text{ н}, \quad (19)$$

где n_0 — скорость вращения барабана, об/мин;

$\gamma + \mu \delta$ — объемная масса шаровой загрузки и сырья, кг/м³;

γ — центральный угол, град;

ρ_0, ρ_1 — длины биссектрис, м.

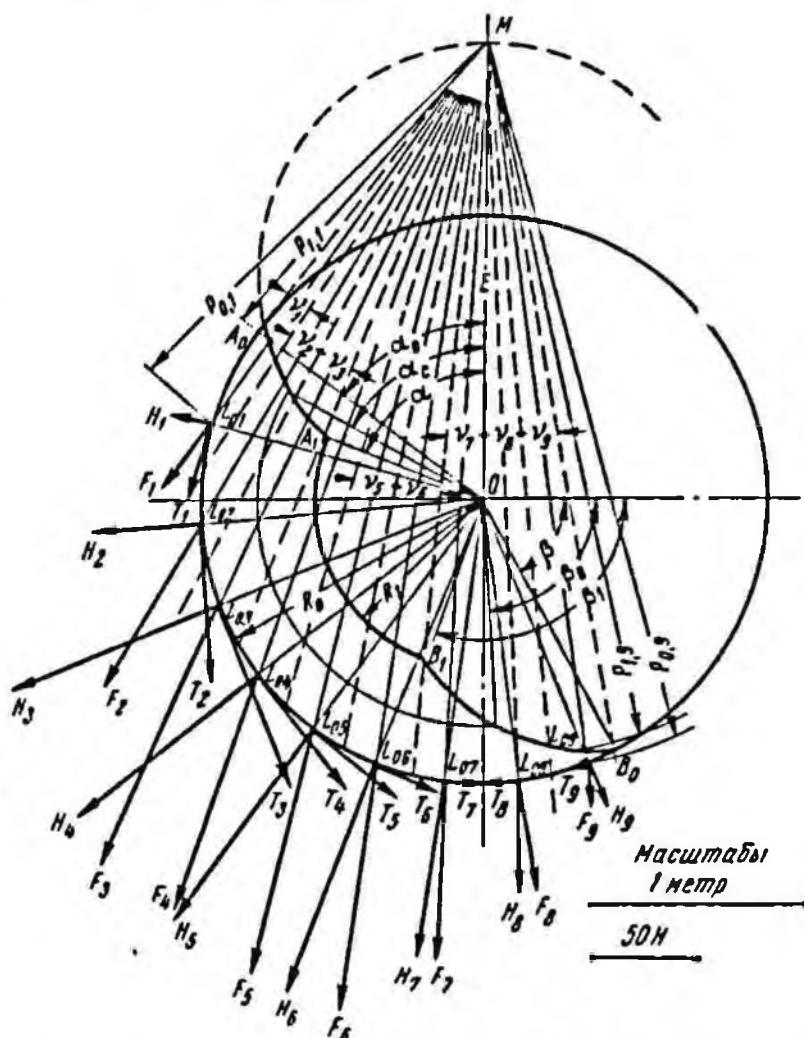


Рис. 10. Графическое определение усилий, действующих на барабан от шаровой загрузки мельницы 2700 × 3600 мм

Для удобства графических построений рекомендуется контур загрузки разбить на три больших сектора: A_0MA_1 , A_1MB_1 и B_1MB_0

[illegible]

сил F отдельных секторов дробящей загрузки. Силы F , нанесенные в выбранном масштабе, следует разложить на нормальные H и тангенциальные T силы.

$$\sum T = T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_n, \quad n; \quad (20)$$

$$\sum H = H_1 + H_2 + H_3 + \dots + H_n, \quad n. \quad (21)$$

Если перенести векторы всех сил F в точку M и геометрически сложить их, можно получить равнодействующую $\sum F$ (по величине и направлению), характеризующую действие «связанного» контура шаровой загрузки на барабан мельницы.

На рис. 10 приведено графоаналитическое определение тангенциальных и нормальных усилий для шаровой мельницы 2700×3600 мм.

Изложенный метод расчета усилий справедлив только для водопадных режимов работы дробящей среды. Вычисление усилий при каскадных режимах необходимо производить при помощи построения контуров дробящих тел, поднимающихся по круговым траекториям вместе с барабаном (в предположении, что скольжение дробящих тел отсутствует, — контур $A_0C_3D_3B_0$), и тел скатывающихся — контур $A_0B_3B'_0$ (см. рис. 4). При этом предполагается, что толщина слоев a поднимающихся и скатывающихся тел равна.

При заданном коэффициенте заполнения и числе оборотов барабана усилие, действующее на элементарную дугу барабана, например, $L'_0L_0L''_0$, будет складываться из усилий $f_{кр}$ дробящих тел, находящихся на круговых траекториях, и усилий $f_{ск}$, равного весу, приходящемуся на эту дугу от элементарного объема $abcd$ скатывающихся дробящих тел (рис. 11).

Вычисление усилия $f_{кр}$ для сегмента с реальным углом производится по формуле (19) так же, как для водопадного режима. Вычисление веса скатывающихся дробящих тел производится по площади $abcd$ на один сантиметр длины барабана.

Далее определяется суммарное усилие f , действующее от дробящей загрузки на дугу $L'_0L_0L''_0$. Величина и направление вектора f находятся из геометрической суммы усилий $f_{кр}$ и $f_{ск}$.

§ 2. ПОЛЕЗНАЯ МОЩНОСТЬ, ПОТРЕБЛЯЕМАЯ МЕЛЬНИЦЕЙ

Полезная мощность мельницы (мощность, необходимая для приведения в движение дробящей загрузки с разматываемым материалом) равна мощности, потребляемой мельницей из сети, за вычетом потерь в приводном двигателе, передаточных механизмах, цапфах и потерь от скольжения дробящей загрузки по футеровке барабана.

Полезную мощность при каскадном режиме дробящей загрузки (см. рис. 3) практически с достаточной точностью можно определить на основании формулы (1) из выражения

$$P_{ш} = \frac{M_{ш\omega_0}}{1000} = \frac{mgx \sin \theta \omega_0}{1000} = \frac{\pi R_0^2 L (\gamma + \mu \delta) g x \sin \theta \omega_0}{1000} = \\ = \frac{3.22 \pi R_0^2 L (\gamma + \mu \delta) x \sin \theta n_0}{1000}, \text{ кВт}, \quad (22)$$

где $M_{ш}$ — момент, необходимый для приведения шаровой загрузки в движение, н·м;

- ω_6 — угловая скорость барабана, *рад/сек*;
 m — объемная масса дробящей загрузки и размалываемого материала, *кг*;
 x — расстояние центра тяжести дробящей загрузки от оси барабана, *м*;
 θ — угол поворота дробящей загрузки, *град*;
 φ — коэффициент заполнения барабана;
 R_0 — внутренний радиус барабана за вычетом толщины футеровки, *м*;
 L — внутренняя длина барабана, *м*;
 $(\gamma + \mu\delta)$ — объемная масса дробящей загрузки с размалываемым материалом, *кг/м³*;
 n_6 — скорость вращения барабана, *об/мин*.

Угол θ в формуле (22) определяется по табл. 5, составленной проф. С. Е. Андреевым для различных значений коэффициента заполнения барабана φ и относительной скорости барабана ψ при коэффициенте трения, равном 0,4.

Таблица 5

Величины угла θ для различных значений коэффициентов φ и ψ

ψ	Величина угла		
	$\varphi = 0,3$	$\varphi = 0,4$	$\varphi = 0,5$
0,3	29° 46'	31° 36'	32° 53'
0,4	30° 52'	32° 52'	34° 23'
0,5	32° 14'	34° 31'	36° 22'
0,6	34° 05'	36° 30'	38° 46'
0,7	36° 05'	38° 50'	41° 39'
0,8	38° 30'	41° 40'	44° 57'

Полезная мощность, необходимая для приведения дробящей среды в водопадный режим, может быть определена по формулам, предложенным Л. Б. Левенсоном, З. Б. Канторовичем, С. Е. Андреевым и другими. Однако формулы этих авторов дают в результатах более или менее значительные отклонения из-за принятых допущений при выводе формул.

Как показали экспериментальные исследования автора, результаты, наиболее близкие к действительным, дает формула, выведенная проф. И. П. Нероновым,

$$P_{\text{ш}} = \frac{0,236}{1000} \cdot \frac{G}{\varphi} \psi^3 \sqrt{D_0} [3(1 - K^4) - 2\psi^4(1 - K^6)], \text{ кВт}, \quad (23)$$

где G — сила тяжести шаровой загрузки, *н*;

D_0 — внутренний диаметр барабана мельницы за вычетом толщины футеровки, *м*;

K — параметр, зависящий от φ и ψ (см. табл. 4).

Практически достаточно точные результаты дают вычисления полезной мощности по графоаналитическому методу. Выше описана методика определения суммарного тангенциального усилия $\sum T$ на 1 см длины барабана по оси мельницы (см. рис. 10).

Полагая, что движение шаровой загрузки происходит без скольжения, можно написать выражение вращающего момента, необходимого для поддержания движения шаровой загрузки при заданных R_0 , ψ , φ :

$$M_m = \sum TR_0 L, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (24)$$

где R_0 — внешний радиус шаровой загрузки, м;

L — внутренняя длина барабана, см.

Полезная мощность, необходимая для приведения в движение шаровой загрузки при заданной скорости вращения барабана,

$$P_m = \frac{M_m \omega_0}{1000} = \frac{\sum TR_0 L \omega_0}{1000} = \frac{TR_0 L n_0}{9550}, \text{ кВт}. \quad (25)$$

§ 3. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА РАБОТУ ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

Вопросы, касающиеся влияния на производительность и эффективность измельчения диаметра и длины барабана мельницы, освещены в литературе достаточно полно. Отметим только важность дальнейших исследований в области определения оптимального соотношения диаметра и длины барабана. На это указывает опыт удлинения барабанов шаровых мельниц на 20—25% на Балхашской и Норильской обогатительных фабриках, позволивший увеличить их производительность на 10—15%.

Значительное влияние на производительность и эффективность измельчения шаровых и стержневых мельниц оказывают разгрузочные и загрузочные устройства.

Уровень разгрузки по отношению к высоте загрузочного отверстия и длина барабана определяют средний уклон пульпы и, следовательно, среднюю скорость протекания пульпы через мельницу, что неразрывно связано с производительностью мельницы по определенному классу измельчения.

Уровень разгрузки мельниц с центральной разгрузкой определяется диаметром разгрузочной цапфы. Уровень разгрузки шаровых мельниц с решеткой может быть как регулируемый, так и нерегулируемый и определяется конструкцией решетки и лифтеров.

Уровень разгрузки определяет также глубину пульпы в барабане мельницы, что сказывается на воздействии дробящей среды на измельчаемый продукт. При водопадном режиме работы дробящей среды наличие пульпы над пятой ухудшает измельчение, так как часть кинетической энергии дробящих тел поглощается пульпой и тем сильнее, чем больше ее плотность.

При каскадных режимах наличие пульпы над пятой на эффективность измельчения сказывается незначительно, так как измельчение продукта в этом случае происходит главным образом за счет возникающих контактных давлений, т. е. истиранием.

Данные практики показывают, что более низкий уровень разгрузки в цилиндрических мельницах повышает их производительность (при наличии классификатора соответствующей мощности). При этом необходимо отметить, что значительное увеличение диаметра разгрузочной цапфы в мельницах с центральной разгрузкой может привести к выбросу шаров из барабана.

Таким образом, стремление понизить уровень разгрузки за счет увеличения диаметра разгрузочной цапфы приводит к уменьшению коэффициента заполнения барабана, т. е. к уменьшению веса дробящей среды. Уменьшение же коэффициента заполнения барабана приводит к снижению производительности мельницы и увеличению износа футеровки и дробящих тел за счет увеличения скольжения дробящих тел по футеровке, которое возрастает с уменьшением коэффициента заполнения.

Кроме того, увеличение диаметра разгрузочной цапфы приводит к увеличению диаметра опорных подшипников мельницы. Таким образом, определение оптимального диаметра разгрузочной цапфы с точки зрения повышения производительности мельницы должно решаться с учетом величины коэффициента загрузки барабана.

Стержневые мельницы с открытым разгрузочным торцом (с самым низким уровнем разгрузки) широкого применения не нашли из-за несовершенства фрикционного привода (бандажей и роликоопор) для крупных тяжелых мельниц.

Увеличение производительности шаровой мельницы за счет понижения уровня разгрузки и регулирования степени измельчения (при значительных коэффициентах заполнения барабана) достигается установкой решетки. Решетка удерживает в рабочем пространстве барабана шары и недостаточно измельченную руду. Так как измельченный продукт проходит через отверстия диафрагмы, поднимается лифтерами и выгружается через разгрузочную цапфу, можно избежать вредного переизмельчения материала. В этом случае длина барабана выбирается значительно меньшей, чем для мельниц с центральной разгрузкой. На производительность мельницы влияют количество и форма лифтеров. Опыты, проведенные на лабораторной установке, показывают, что число лифтеров и их форма связаны с диаметром мельницы, скоростью вращения, плотностью пульпы и глубиной разгрузки.

Решетка мельницы (рис. 12) характеризуется «живым сечением», т. е. суммарной площадью всех отверстий. В отношении выбора суммарного «живого сечения» решеток в литературе не имеется твердых указаний. Многие специалисты рекомендуют общее «живое сечение» решеток выбирать в десять раз большим поперечного сечения разгрузочной цапфы.

Ввиду того, что диаметр цапф мельниц обычно не является параметром ГОСТа, поэтому «живое сечение» решеток определять как функцию перекалибровываемого параметра следует считать неудачным. Е. Н. Болталов предлагает «живое сечение» решетки выражать как функцию от диаметра мельницы (площади поперечного сечения барабана). Тогда общее «живое сечение» решетки (в процентах) будет

$$C_p = \frac{f}{F} \cdot 100 = \frac{a \sum b}{\frac{\pi D_0^2}{4}} \cdot 100 = \frac{a \sum b}{D_0^2}, \quad (26)$$

где a — ширина щелей решетки, м;

$\sum b$ — общая длина щелей решетки, м;

D_0 — внутренний диаметр барабана, м.

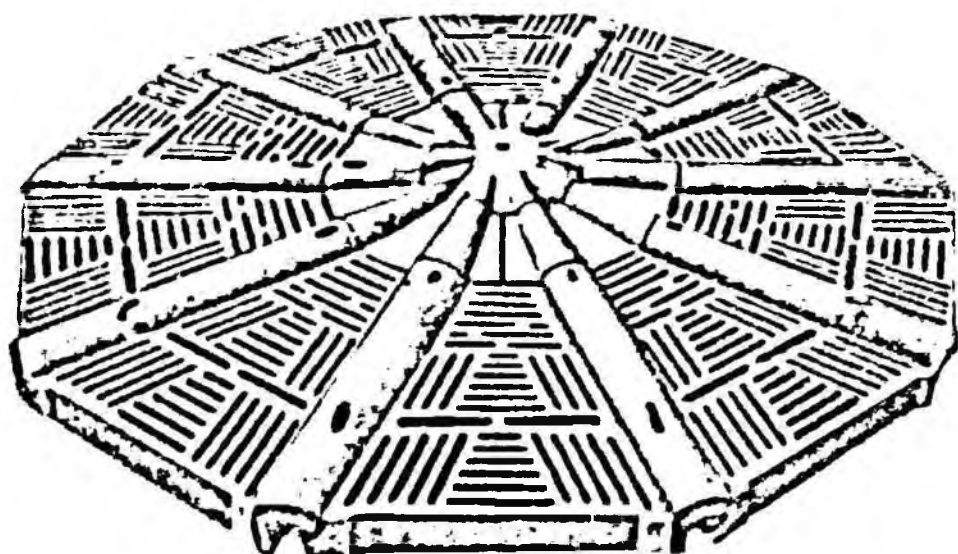


Рис. 12. Разгрузочная решетка шаровой мельницы

«Живое сечение» решеток современных мельниц (см. рис. 12) находится в пределах от 20 до 30% от площади поперечного сечения барабана.

Ширина щелей ориентировочно принимается

$$a = (0,006 \div 0,008) D_0. \quad (27)$$

При определении ширины щели необходимо учитывать опасность пропикнования в лифтерную камеру довольно крупных шаров и быстрого износа ее стенок. Значительная ширина щелей также способствует более быстрому износу решетки.

Толщина решетки принимается

$$a = (0,028 \div 0,03) D_0. \quad (28)$$

Профиль сечения щелей решеток (рис. 13) в большинстве случаев выполняется соплонидной формы с углом расширения в сторону разгрузочной цапфы (рис. 13, а, б), однако за последние годы некоторыми заводами были использованы профили, показанные на рис. 13, в, г.

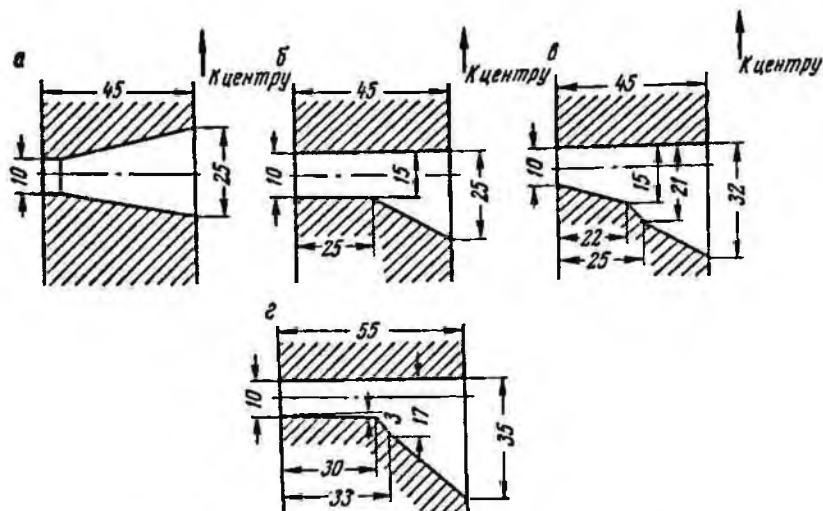


Рис. 13. Профили щелей разгрузочных решеток

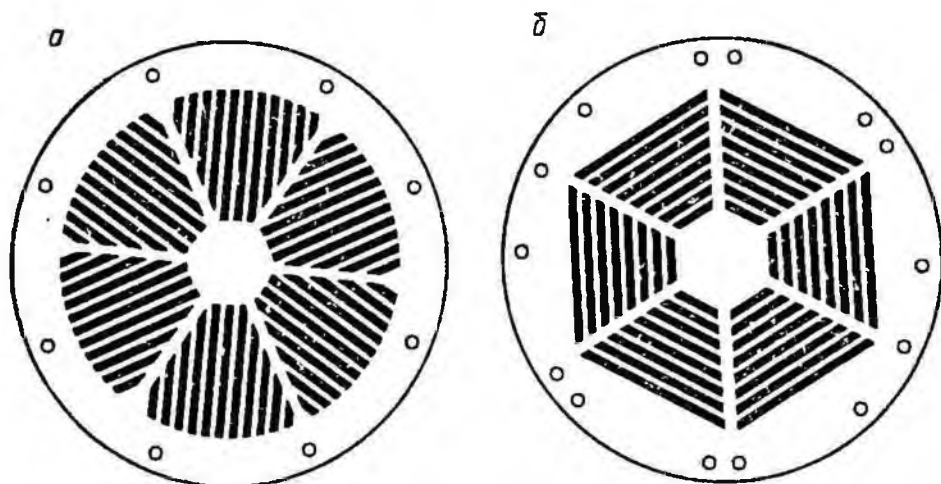


Рис. 14. Расположение щелей в плоскости решеток шаровых мельниц:

а — радиальное расположение; б — расположение щелей по хордам

Расположение щелей в плоскости решетки определенным образом влияет на производительность мельницы. Е. Н. Болталовым на модели шаровой мельницы, работавшей в замкнутом цикле с классификатором, были испытаны решетки с радиальным расположением щелей (рис. 14, а) и щелями, расположенными по хордам (рис. 14, б).

Сравнительные данные выхода продукта в стиве классификатора при этих испытаниях показывают, что в мельнице с решеткой с расположением щелей по хордам выход продукта классов $-0,208$, $-0,147$ и $-0,074$ мм и вновь образованная поверхность оказались наибольшими. Однако расположение щелей на решетках промышленных современных мельниц приписывается обычно комбинированное (см. рис. 11) с площадью «живого сечения» до 30% от площади поперечного сечения барабана. В решетках с радиальными щелями последние значительно быстрее закатываются, уменьшая ее «живое сечение» и производительность мельницы.

Шаровые мельницы отечественного и зарубежного производства до 1944—1945 гг. в большинстве имели недостаточное «живое сечение», до 6% от площади поперечного сечения барабана. Опыт реконструкции этих решеток подтверждает ее технико-экономическую целесообразность.

Как известно, загрузочные устройства шаровых и стержневых мельниц состоят из двух самостоятельных элементов — питателя и лопатки загрузочной цапфы. Конструкция и размеры этих устройств выбираются такими, чтобы обеспечить необходимую скорость загрузки. Скорость загрузки определяется количеством материала, пропускаемого через мельницу в единицу времени, и при работе мельницы в открытом цикле равна производительности по исходному материалу.

Одним из основных требований, которым должен удовлетворять питатель мельницы, является его высокая транспортирующая сила, способная преодолеть сопротивления движению загружаемого материала. Эти сопротивления складываются из сопротивлений движению в спиральном проходе и загрузочном патрубке цапфы, обусловленных трением и зацеплением материала, а также из сопротивлений, обусловленных давлением пульсы из внутренней полости барабана мельницы.

Конструктивные особенности питателей в литературе рассмотрены достаточно полно.

Большинство конструкций загрузочных патрубков имеет конусность, плавное расширение от питателя к барабану мельницы.

При значительной длине и малом диаметре загрузочного патрубка и крупном исходном материале появляется необходимость в гребне по винтовой линии (спираль).

Шаг спирали определяется в основном крупностью загружаемого материала, т. е. условиями предотвращения заклинивания межспирального прохода.

Как показывает опыт, расстояние между гребнями спирали должно быть в семь-десять раз больше самого крупного куса загружаемого продукта. Чем крупнее материал, тем большей должна быть и высота гребня, в целях предотвращения пересыпания материала из одного прохода в другой. В целях обеспечения равномерности подачи материала спирали выполняют двух- и трехзаходной.

Ниже приведен пример повышения производительности стержневой мельницы 3200×4500 мм обогатительной фабрики ИКГОКа за счет усовершенствования загрузочного устройства.

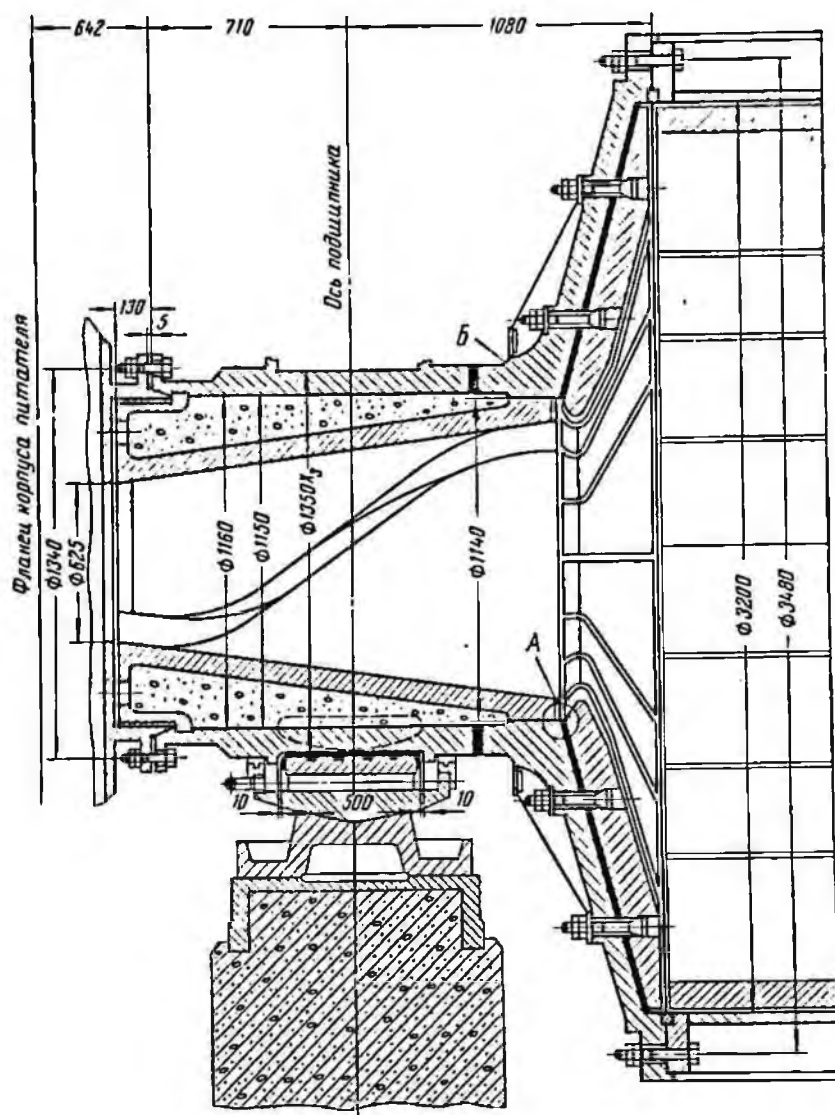


Рис. 15. Конусный загрузочный патрубок стержневой мельницы 3200×4500 мм

На рис. 15 показан конусный загрузочный патрубок с двухзаходной спиралью с высотой гребней ~ 100 мм. Мельница имела производительность не более 160 т/ч по исходной руде крупностью 25 мм.

По предложению рационализаторов барабанный питатель шаровой мельницы 3600×4000 мм был заменен комбинированным. Производительность мельницы увеличилась до 220 т/ч за счет боль-

ней транспортирующей силы, развиваемой улиткой питателя. Однако проведенная замена вызвала некоторое увеличение эксплуатационных затрат из-за малой износостойкости черпаков и хобота улиткового питателя. Так как в загрузке материала с отметки ниже оси мельницы не было необходимости, этот питатель был вновь заменен барабанным, у которого изменили конструкцию и увеличили выходное отверстие. Конусный загрузочный патрубок с двухзаходной спиралью заменили цилиндрическим с трехзаходной спиралью. Высота гребней спиралей была увеличена до 250 мм. Усовершенствован-

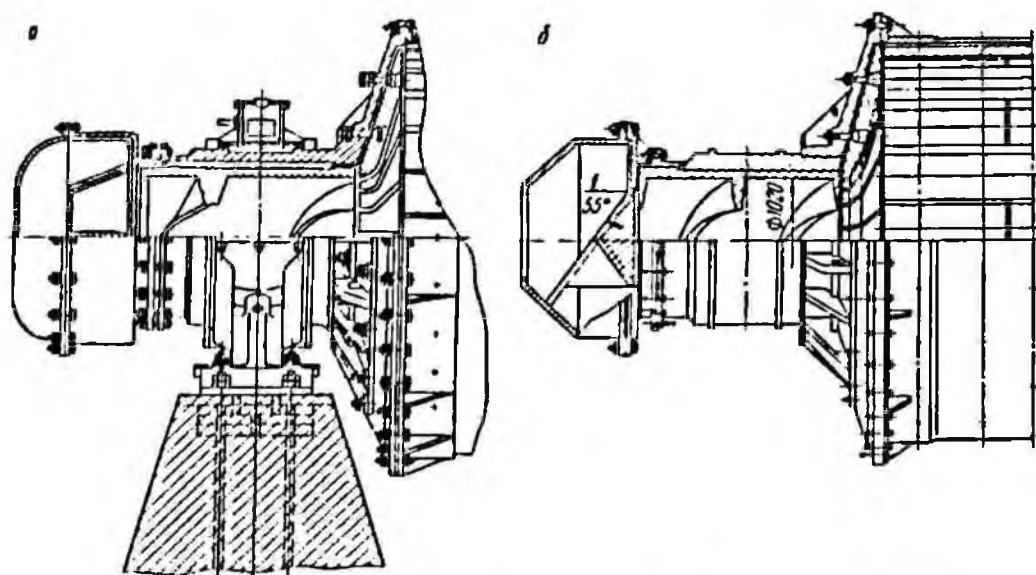


Рис. 16. Питатель и загрузочный патрубок стержневой мельницы 3200 × 4500 мм:
а — конструкция ИКФОБа; б — конструкция ИКМЗ

ванное загрузочное устройство (рис. 16, а) позволило увеличить производительность мельницы до 250—280 т ч и снизить эксплуатационные расходы на содержание мельниц.

Ново-Краматорским машиностроительным заводом было проведено исследование работы загрузочного устройства этих стержневых мельниц, в результате которого была заново создана конструкция барабанного питателя и загрузочного патрубка (рис. 16, б), обеспечивающая загрузку с необходимой транспортирующей силой.

Приведенный пример усовершенствования загрузочного устройства указывает на важность правильного выбора параметров загрузочного устройства с точки зрения повышения технико-экономических показателей мельницы в целом.

Кроме того, в процессе эксплуатации мельниц был выявлен существенный конструктивный недостаток загрузочного устройства. Обычно для предотвращения попадания пульпы в него и последующего износа цапфы пространство между цапфой и чугунным загрузочным патрубком (см. рис. 15) заполнялось цементным раствором,

однако пульпа все же пропала в это пространство из-за недостаточного уплотнения (узла А), размывала цемент и изнашивала цапфу (места, указанные пунктиром). Были случаи износа цапфы вплоть до попадания пульпы на вкладыш подшипника цапфы.

§ 4. ДРОБЯЩАЯ СРЕДА ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕЕ РАБОТЫ

Мощность, потребляемая мельницей, остается практически постоянной ($\pm 10\%$), независимо от того, производит дробящая среда полезную работу или нет (работает мельница с материалом, производя измельчение, или без него). При заданных геометрических размерах и скорости вращения барабана мощность определяется в основном величиной дробящей среды и ее характеристикой (коэффициент заполнения барабана, объемный вес).

Дробящей средой шаровых мельниц являются шары диаметром от 25 до 125 мм. Шары изготавливаются преимущественно кованными (штампованными) из углеродистой или легированной стали. В последнее время шары изготавливаются прокаткой на специальных прокатных станах, обеспечивающих большую производительность.

Полезная работа, производимая дробящей средой мельницы, зависит от количества и формы дробящих тел, их плотности и размера по отношению к размеру кусков измельчаемого продукта. Эти вопросы широко освещены в специальной литературе.

Остановимся более подробно на влиянии дробящей среды на размалываемый материал.

Измельчение материала при каскадном режиме работы (рис. 17, а) происходит за счет истирающего и раздавливающего действия дробящих тел.

Существенным недостатком этого режима является то, что измельчение материала происходит в основном в слоях скатывающихся дробящих тел.

Измельчение материала в слоях дробящих тел, поднимающихся вместе с барабаном, из-за слабого их скольжения друг относительно друга будет незначительным. Кроме того, в центре контура дробящей загрузки имеется область, в которой дробящие тела практически остаются на месте, а поэтому в измельчении почти не участвуют. Увеличение скорости вращения барабана приводит к более интенсивной циркуляции дробящих тел (т. е. к увеличению числа циклов) и, естественно, к пропорциональному увеличению производительности по измельчению. Однако принцип работы дробящих тел при этом остается без изменения.

Водопадный режим работы применяется в случае измельчения более крупного материала. Измельчение здесь производится главным образом за счет ударов падающих дробящих тел в области А, Б (рис. 17, б).

Основной недостаток этого режима — материал очень слабо подвергается измельчению истирающим из-за малого скольжения

друг относительно друга слоев дробящих тел, «связанных» с барабаном, т. е. находящихся на круговых траекториях.

Анализ каскадного и водопадного режимов работы дробящей среды позволяет заключить, что большие половины дробящих тел недостаточно активно участвуют в процессе измельчения. Это хорошо иллюстрируется фотографиями траекторий дробящих тел, снятых через стеклянный торец модели шаровой мельницы (рис. 18, а, б и 19, а, б).

На фотографиях четко видны отдельные слои шаров, которые при движении вместе с барабаном не перемешиваются. Поэтому

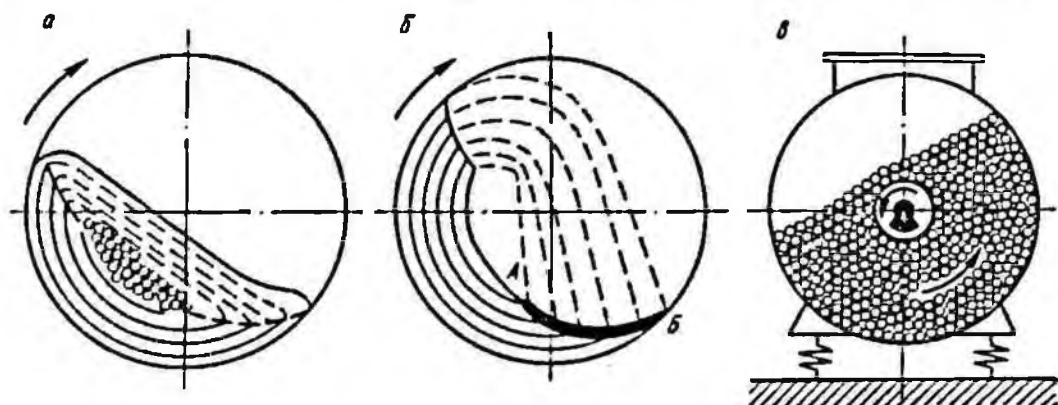


Рис. 17. Способы измельчения материала:

а — истиранием; б — ударом; в — вибрацией

куски материала, находящиеся между шарами, не подвергаются воздействию усилий, достаточных для их разрушения.

Увеличению производительности и эффективности измельчения шаровой мельницы можно достигнуть за счет приведения в активное действие всей массы дробящей загрузки (см. рис. 17, в).

Для тонкого измельчения материалов в промышленности стройматериалов, а также в химической и абразивной широкое применение получил способ вибромолота.

Вибрационный способ измельчения материала производится дробящими телами, приводимыми в движение за счет колебаний корпуса мельницы по эллиптической, близкой к круговой траектории (см. рис. 17, а). Вследствие этого дробящие тела не только подбрасываются вместе с материалом, но и совершают некоторую круговую циркуляцию.

Основное достоинство вибрационного способа — участие всех дробящих тел в процессе измельчения. Однако круговая циркуляция дробящих тел, возникающая за счет эллиптической траектории движения корпуса, не создает достаточно интенсивного перемешивания дробящих тел и материала. Вследствие этого происходит сегрегация дробящих тел и материала, что является существенным недостатком вибромельниц. Сегрегация заключается в том, что крупные дробящие тела скапливаются в верхней части барабана,

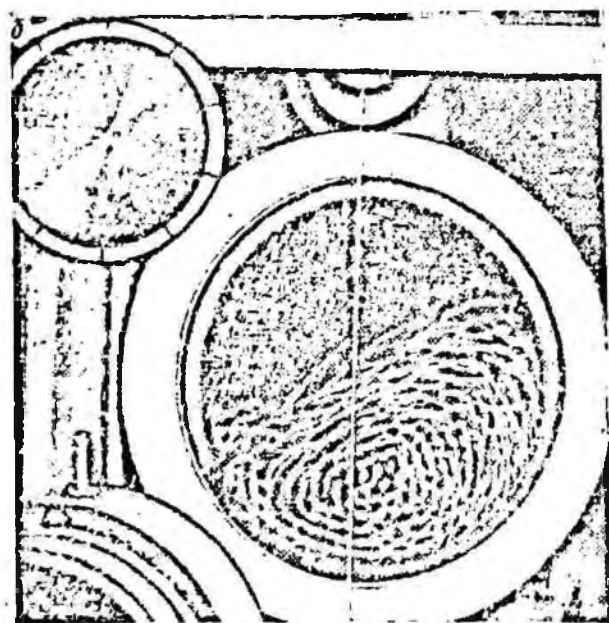
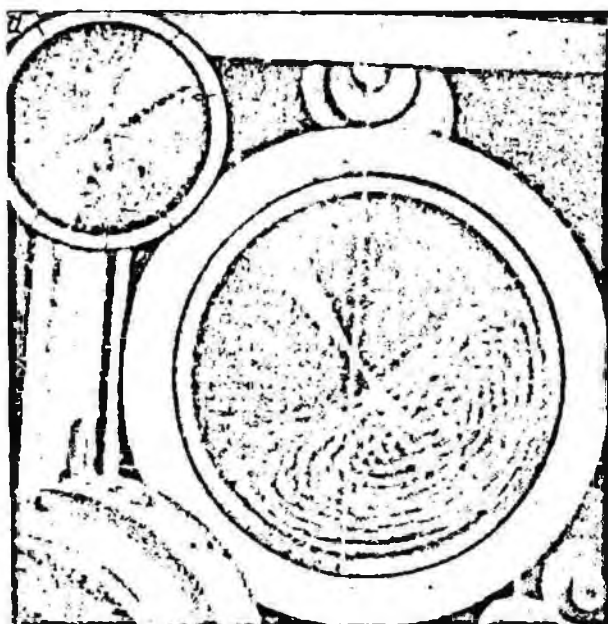


Рис. 18. Трасектории движения шаров при каскадном режиме работы:

а — без вибрационного воздействия; б — с вибрационным воздействием

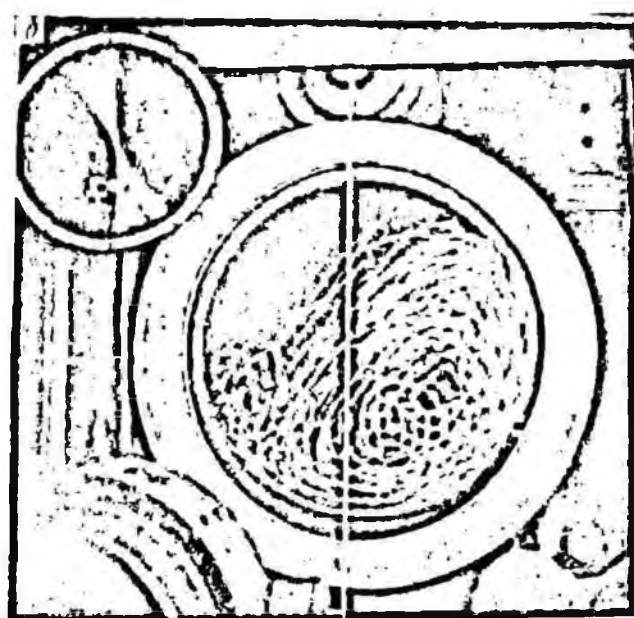
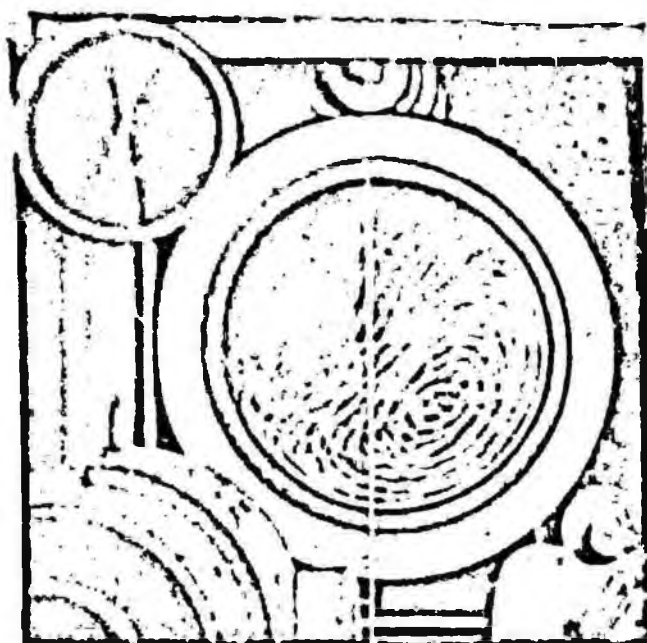


Рис. 19. Траектории движения шаров при водо-
падном режиме работы:
а — без вибрационного воздействия; б — с вибрацион-
ным воздействием

а мелкие и измельчаемый материал опускаются вниз. Это резко снижает эффект вибрационного воздействия дробящих тел на измельчаемый материал. Поэтому вибромол становится неэффективным при значительных объемах дробящей среды и оказывается неприемлемым на крупных высокопроизводительных предприятиях.

Анализ рассмотренных способов измельчения позволил сделать вывод о возможности повышения интенсификации измельчения путем сообщения дробящей среде, работающей в каскадном или водопадном режиме, дополнительного вибрационного воздействия (см. рис. 18).

Движение барабана мельницы в этом случае будет определяться параметрами двух видов движения, поэтому режим работы всей дробящей среды будет включать в себя ударное, истирающее и раздавливающее воздействия на измельчаемый материал. Такой способ измельчения имеет следующие достоинства:

1. Все дробящие тела и измельчаемый материал представляют активную зону измельчения.

2. Полностью устраняется сегрегация благодаря принудительной циркуляции дробящей среды и измельчаемого материала за счет вращения барабана, чего невозможно достичь при вибрационном способе измельчения.

3. Обеспечивается широкая возможность регулирования процесса измельчения при различных характеристиках измельчаемого материала за счет соответствующего выбора соотношения параметров вибрационного и вращательного движений барабана.

В Днепропетровском горном институте под руководством автора была создана установка, схема которой показана на рис. 20. Цилиндрический барабан 1 с дробящей средой 2 устанавливается на опорных роликах 3 на жесткой раме 4. Конструкции крышек, футеровки,

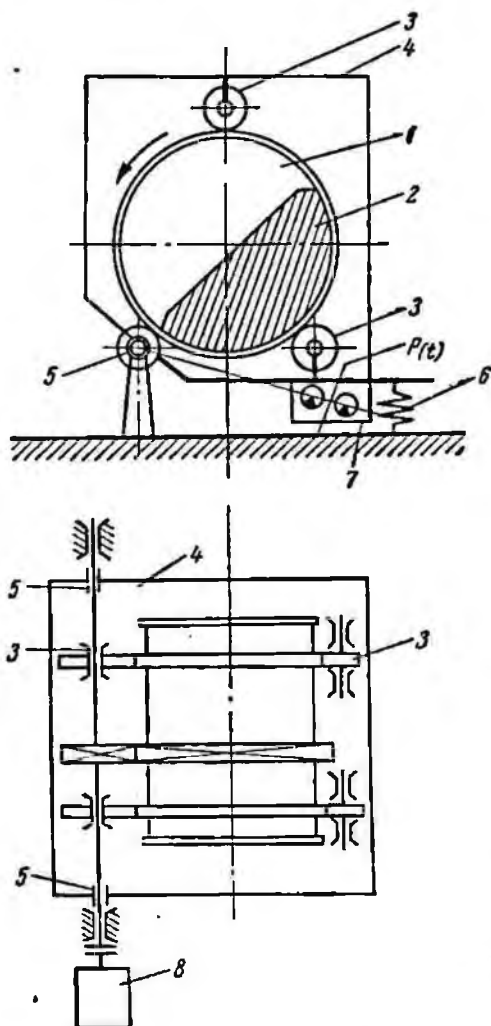


Рис. 20. Принципиальная схема вибровращательной установки

загрузочных и разгрузочных узлов барабана аналогичны известным в барабанных мельницах. Рама 4 снабжается шарнирами 5, оси которых совпадают с осью привода вращения барабана. Рама опи-

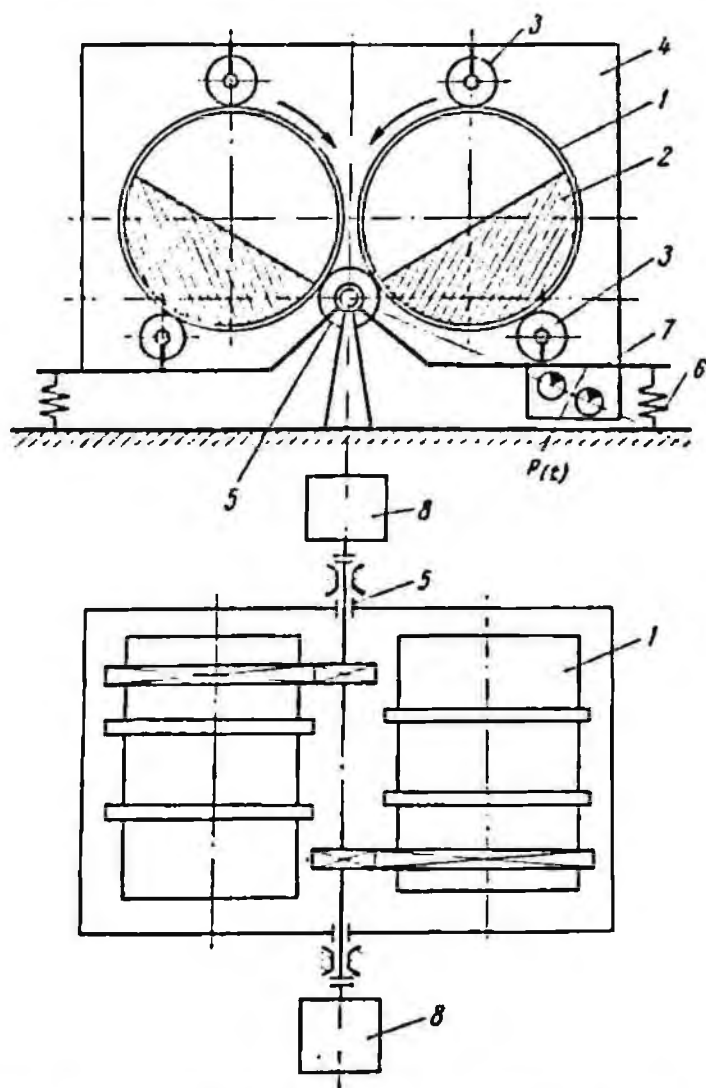


Рис. 21. Принципиальная схема уравнивающей вращательной установки:

1 — барабан; 2 — дробильная среда; 3 — шарнирная рама; 4 — рама; 5 — шарниры; 6 — амортизаторы; 7 — вибрационный привод; 8 — двигатель

рается на упругие амортизаторы 6 и с помощью вибратора, создающего направленную возмущающую силу, приводится в колебание. Так как ось привода вращения барабана является местом шарнирного закрепления рамы 4, то с целью снижения динамических напряжений в системе вибрационный привод 7 должен устанавливаться так, чтобы возмущающая сила $P(t)$ была направлена перпендику-

лярно линии, соединяющей оси вибрационного и вращательного приводов. Вращательное движение барабану передается от двигателя 8 через зубчатую, фрикционную или другую передачи.

Выбор параметров движения барабана (скорость вращения, амплитуда и частота колебаний) должен производиться в зависимости от характеристик измельчаемого материала и технологических требований к продукту.

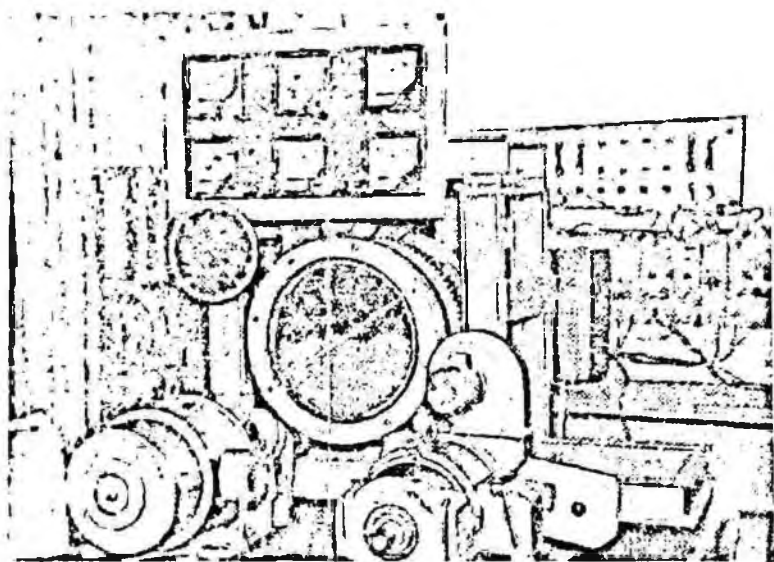


Рис. 22. Общий вид вибровращательной установки

В отдельных случаях может оказаться целесообразным создание двухбарабанных мельниц уравновешенного типа. Принципиальная схема такой мельницы представлена на рис. 21.

Для улучшения уравновешенности системы и максимального использования вибрационного воздействия на процесс измельчения в предлагаемой конструкции предусмотрено вращение барабанов в разные стороны, что может быть осуществлено, например, с помощью двух соосно расположенных приводов. Конструкции уравновешенного типа создают возможность уменьшения размеров вибратора и снижения жесткости упругих амортизаторов.

На рис. 22 приведена фотография экспериментальной установки вибровращательного измельчения.

Барабан мельницы имеет стеклянный торец для наблюдения за режимом работы дробящей среды как визуально, так и при помощи фотографирования. Один двигатель служит для вращения барабана, другой — для привода эксцентрикового вибратора.

Если не включать двигатель вибратора, мельница превращается в обычную шаровую. На экспериментальной установке принят

эксцентриковый вибратор, который, в отличие от шерцопного, позволяет в широких пределах изменять амплитуду и частоту колебаний. Оба привода осуществлены по системе генератор-двигатель, что дает возможность плавного и широкого регулирования скорости вращения. Схема включения двигателей и измерительных приборов показана на рис. 23. Измерение мощности, потребляемой двигателями, осуществляется путем питовых и регистрирующих амперметров и вольтметров, включенных в цепи якорей этих двигателей.

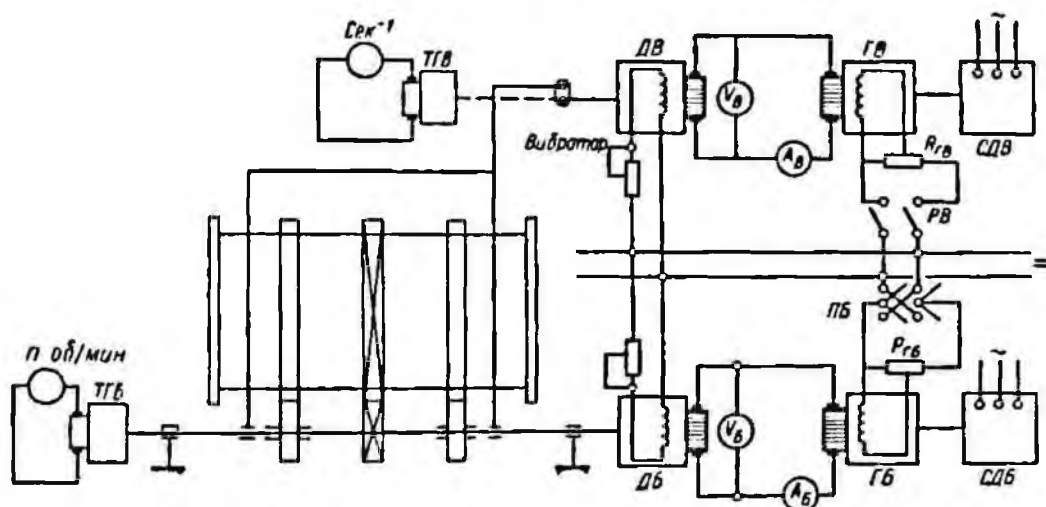


Рис. 23. Принципиальная схема управления приводами вибровращательной установки

Измерение скорости вращения барабана и частоты вибраций производилось при помощи специальных тахогенераторов и вольтметров, проградуированных соответственно в $об/мин$ и $пер/сек$.

Скольжение шаров по футеровке барабана, а также слоев шаров, находящихся на круговых траекториях, относительно друг друга, их скорости и траектории можно определить путем фотографирования торца мельницы фотоаппаратом. Для этого необходимо на стеклянный торец барабана наклеить от центра по радиусу белую нить или тонкую полоску белой бумаги. При съемке фотоаппаратом торца барабана, вращающегося с определенной скоростью за время экспозиции (выдержки затвора), барабан будет проходить определенный угол, вследствие чего на темном фоне торца будет оставаться след белой нити в виде сектора с углом α_0 (рис. 24). Чтобы получить следы углового перемещения шаров, необходимо торец мельницы осветить одиночным источником света соответствующей силы. Одиночный источник света, отражаясь в каждом шаре, создает на нем светящуюся яркую точку. При съемке движущихся шаров с определенной экспозицией светящаяся точка каждого шара, находящегося на круговой траектории, оставит след в виде дуги.

Измерив центральные углы, на которые опираются дуги следов шаров разных слоев ($\alpha_{ш1}, \alpha_{ш2}, \alpha_{ш3}$ и т. д.), и определив центральный угол перемещения барабана α_0 , представляется возможным вычислить скольжение любого слоя относительно барабана. Например, скольжение в относительных единицах слоя $ш1$, находящегося в контакте с футеровкой,

$$S_{ш1ф} = \frac{\alpha_0 - \alpha_{ш1}}{\alpha_0} \quad (29)$$

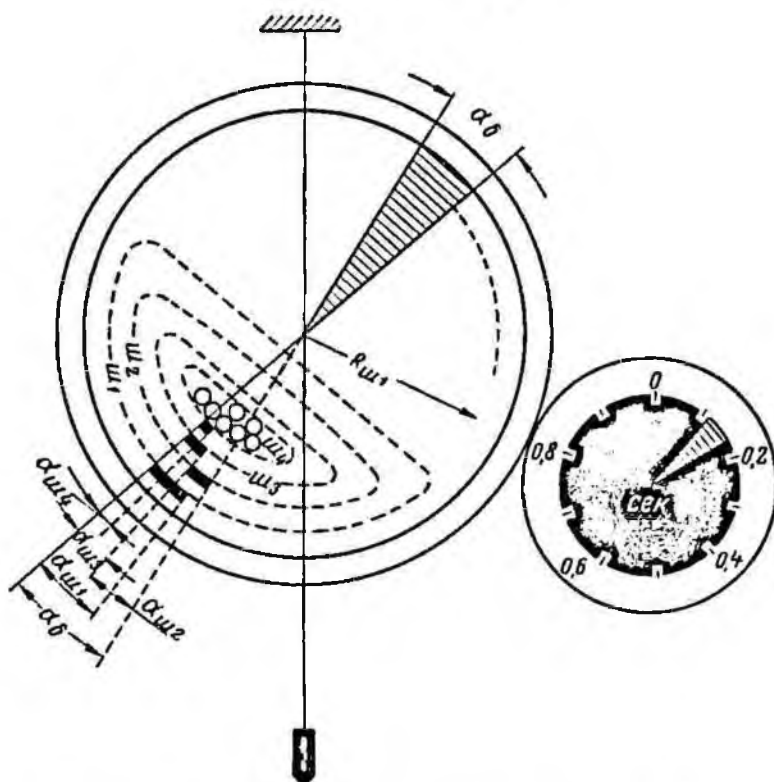


Рис. 24. К экспериментальному определению скольжения дробящей загрузки

Чтобы определить время экспозиции для определения скорости вращения барабана или шаров, находящихся в любой точке траектории в момент съемки, можно воспользоваться секундомером, имеющим большой диаметр циферблата. В нашем случае в качестве секундомера был использован синхронный двигатель со скоростью вращения 1 об/сек. Поле циферблата было черным, а стрелка — белой. Как показал опыт, в этом случае белый сектор, угол которого пропорционален экспозиции фотоаппарата, более четко виден на фотографии (см. рис. 18).

На рис. 19 приведены фотографии торца вибровращательной мельницы при каскадном режиме работы.

Согласно

На рис. 19, а показаны траектории шаров при отключенном вибраторе. Судя по траекториям, можно утверждать, что на круговых траекториях шары мало смещаются друг относительно друга, т. е. слабо участвуют в измельчении материала.

На рис. 19, б показаны траектории шаров при той же скорости вращения барабана, но при включенном вибраторе. Здесь вся дробящая загрузка является активной.

На рис. 20 показана траектория шаров при водопадном режиме. Фотограммы подтверждают правильность выводов, сделанных при анализе режимов работы дробящей среды.

§ 5. ДРОБЯЩАЯ СРЕДА СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

Дробящей средой стержневых мельниц являются стержни диаметром от 45 до 100 мм. Длина стержней принимается на 25—30 мм меньше внутренней длины барабана. Материал стержней — высокоуглеродистая или легированная катаная сталь.

Объемную массу стержневой загрузки, состоящую из стержней разных диаметров, принимают между 6400 и 6800 кг/м³.

Исследования показали, что износ стержней на единицу вновь образованной поверхности продукта измельчения, а также расход на 1 т измельченного продукта обратно пропорциональны их твердости. Однако при увеличении содержания углерода свыше 2,66%, несмотря на увеличивающуюся твердость, износ стержней увеличивается из-за большой хрупкости.

Установлено, что нагрузка из смеси стержней разных диаметров дает более высокую производительность, чем одноразмерная. Для более эффективной работы стержневой загрузки и для компенсации износа необходимо было бы догружать мельницу стержнями разных диаметров, поддерживая этим самым более эффективную смесь стержневой нагрузки. Однако в эксплуатации большей частью догрузку производят стержнями максимального диаметра.

Если в шаровых мельницах увеличение числа шаров с минимальным диаметром повышает производительность по мелкому классу, то в стержневых мельницах значительное уменьшение диаметра стержней обычно приводит к их поломке и уменьшению производительности мельницы из-за уменьшения объемного веса стержневой нагрузки. Последнее хорошо иллюстрируется испытаниями стержневой мельницы 3048 × 4870 мм, проведенными Ф. Бондом. Скорость вращения барабана 14,7 об/мин. Догрузка стальных стержней диаметром 100 мм проводилась регулярно три раза в неделю. Расход стержней составлял примерно 0,5 кг/т при производительности мельницы, равной 159 т/ч. Через пять дней после прекращения догрузки стержней мельница была остановлена и произведены классификация стержней (путем взвешивания и разделения их на группы в зависимости от диаметра) и отсортровка ломаных и сильно изношенных стержней. При этом коэффициент заполнения барабана оказался равным 0,31. Общий вес стержневой загрузки 57 200 кг.

Из всей массы стержней было отобрано 3700 кг ломаных и сильно изношенных стержней, всего 78 кусков, из которых 60 кусков представляли только ломаные стержни общим весом 2300 кг, что составляет 4% от веса стержневой загрузки.

Остальные 339 целых стержней весом 53 500 кг были рассортированы по группам. Данные группы стержней сведены в табл. 6.

Т а б л и ц а 6

Классификация стержневой загрузки мельницы 3048 × 4870 мм

Средний диаметр стержней группы, мм	Количество стержней в группе	Вес стержней группы, кг	Совокупный вес, %	Площадь поверхности группы, м²	Совокупная площадь поверхности, %
100	0	0	0	0	0
95	32	8 450	15,78	45,2	12,50
89	58	13 320	40,72	76,9	33,72
83	27	5 360	50,72	32,5	42,67
76	52	8 780	67,13	59,0	58,92
70	30	4 270	75,10	31,2	67,52
64	45	5 280	85,00	42,6	79,24
57	55	5 230	94,76	47,0	92,14
51	29	2 180	98,84	21,9	98,17
38	10	585	99,92	6,6	99,99
32	1	45	100,00	0,5	100,00
Итого	339	53 500	100,00	363,4	100,00

По данным табл. 6 построен логарифмический график (рис. 25) переходящего процентного содержания стержневой загрузки по весу и поверхности в зависимости от диаметра стержней.

Ломаная линия *abc* представляет совокупный вес в процентах, приходящийся на каждый размер целых стержней, ломаная *def* представляет совокупную поверхность стержней в процентах от общей поверхности целых стержней.

Анализ зависимостей, показанных на графике, и данных табл. 6 позволяет заключить, что вес стержней диаметром от 57 до 100 мм составляет 94,76% от общего веса целых стержней, находящихся в мельнице. Поверхность этих стержней составляет 92% от всей поверхности целых стержней.

Как видим, на группу стержней диаметром от 32 до 51 мм приходится доля по весу всего 5,24%, а по поверхности 7,83% от общего веса и поверхности целых стержней. Важно заметить, что целых стержней диаметром 32 мм было всего один на всю стержневую загрузку. Это указывает на незначительное влияние стержней диаметром от 32 до 51 мм на режим работы. Значительно большие углы наклона отрезков *ab* и *de* ломаных линий указывают на то,

что ломка стержней начинается только от диаметра 57 мм (точки *b* и *e*) и меньше.

Ломаные стержни уменьшают эффект измельчения руды и мощность, потребляемую мельницей, в результате уменьшения объемного веса стержневой загрузки. Это можно хорошо проиллюстрировать следующими данными. Как было указано, после остановки мельницы стержневая загрузка весила 57 200 кг при коэффициенте заполнения барабана, равном 0,31. Объемный вес при этом оказался равным 5100 кг/м³, что на 17,5% меньше объемного веса стержневой загрузки, не имеющей ломаных стержней. На основании прямой пропорциональности между потребляемой мощностью и производительностью можно утверждать, что наличие ломаных стержней в испытанной мельнице понизило ее производительность на 17,5%.

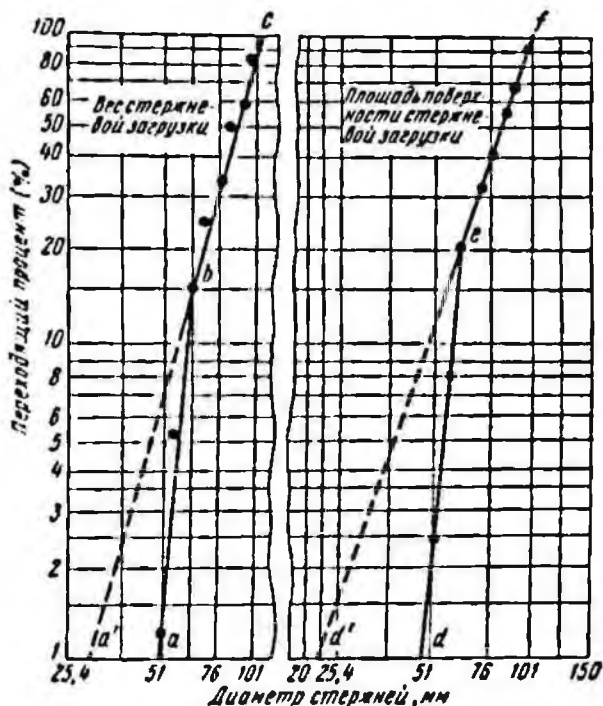


Рис. 25. Процентное содержание стержневой загрузки по весу и поверхности стержней при установившейся работе

несколькими другими стержнями из-за нарушения их взаимного параллельного расположения. В нашем случае 60 кусков ломаных стержней аннулируют как минимум 60 целых стержней из оставшихся 339. Таким образом, число оставшихся эффективных стержней будет равно 279.

Следовательно, наличие даже незначительного количества ломаных стержней будет значительно уменьшать площадь линейных контактов, что, в свою очередь, будет отрицательно сказываться как на эффективности измельчения, так и на производительности мельницы. Кроме того, в местах точечного контакта стержней будет перенапряжение металла, приводящее к более быстрому износу и поломке стержней.

Причиной появления большого количества ломаных и гнутых стержней чаще всего является футеровка торцевой крышки барабана

известно, что измельчение в стержневой мельнице происходит в результате удара и трения по линейному контакту вдоль образующей соприкасающихся стержней.

Каждый ломаный стержень исключает частично или полностью (при непараллельном расположении обломка стержня) линейный контакт между пе-

на разгрузочной стороне. При работе стержневой мельницы уровень стержней со стороны загрузки несколько выше, чем в разгрузочном конце барабана, потому что со стороны загрузки между стержнями находятся куски еще неизмельченного материала (см. рис. 72). Из-за уклона в сторону разгрузки стержни упираются в торцовую



Рис. 26. Лопнувшая торцовая футеровка разгрузочного конца стержневой мельницы

футеровку и скользят концами по ее поверхности при вращении барабана мельницы, поэтому поверхность торцовой футеровки на разгрузочной стороне барабана должна быть как можно более гладкой.

На рис. 26 показана лопнувшая (из-за брака литья) футеровка разгрузочного торца барабана стержневой мельницы 3200×4500 мм. На этом же рисунке виден износ футеровки, сделанный концами стержней, попадавших в щель. По этой причине появилось много

гнутых стержней (рис. 27), причем мало износившихся. Производительность мельницы снизилась, увеличились простои из-за необходимости частых классификаций стержневой загрузки. Замена лопнувшей футеровки привела работу мельницы к нормальной производительности.



Рис. 27. Гнутые стержни, извлеченные из стержневой мельницы

§ 6. МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ ВЕСА ДРОБЯЩЕЙ СРЕДЫ БЕЗ ВСКРЫТИЯ БАРАБАНА МЕЛЬНИЦЫ

В эксплуатационных условиях контроль веса стержней в стержневых мельницах не вызывает особых затруднений и производится при любой остановке мельницы путем замера заполнения барабана мельницы, так как диаметр разгрузочной цапфы позволяет свободно попасть внутрь барабана. Однако для более точного замера веса стержней перед остановкой необходимо мельницу «выработать», т. е. прекратить питание исходной рудой, выждать выхода почти всего материала из барабана мельницы.

Контроль веса шаровой загрузки шаровых мельниц обычно производится путем вскрытия люка барабана мельницы, замера загрузки и вычисления коэффициента заполнения.

Эти операции, если они не совпадают с плановыми осмотрами внутренней части барабана, определенным образом снижают технико-экономические показатели мельницы. Догрузка шаров и стержней в мельницы во время их непрерывной работы производится на основании графика, составленного по известному расходу шаров

или стержней на 1 м измельченного материала. Шары и стержни, поставляемые на обогатительные фабрики, бывают различного качества. Во время работы также могут меняться в некоторых пределах твердость и абразивность измельчаемого материала. В связи с этим меняется в широких пределах величина удельного расхода дробящей среды, поэтому поддерживать величину загрузки барабана дробящими телами при относительно длительном периоде работы мельницы затруднительно.

Контроль веса дробящей среды по показанию амперметра двигателя мельницы является неточным, так как величина тока двигателя непропорциональна весу дробящей среды и в значительной степени зависит от величины напряжения на зажимах двигателя и коэффициента мощности. Это положение справедливо как для асинхронных, так и синхронных приводных двигателей.

В эксплуатации шаровых мельниц наблюдались случаи, когда после длительной работы при вскрытии барабана шаровая загрузка составляла 60—70% от нормальной. Ясно, что такое уменьшение шаровой загрузки не могло не сказаться на пропорциональном уменьшении производительности мельницы.

Чем точнее будет поддерживаться оптимальная величина дробящей среды, тем производительнее будет работать мельница. Этого можно достичь более равномерным исполнением дробящей среды по мере ее износа. Поэтому необходим постоянный контроль всей дробящей среды. Постоянный контроль веса шаровой или стержневой загрузки можно осуществить при помощи специально отградуированного ваттметра, включенного в цепь питания двигателя мельницы.

Включение ваттметра в измерительные цепи приводного двигателя показано на рис. 28. Пунктиром показано соединение обмоток приборов в существующих схемах. Включение обмоток ваттметров не представляет затруднений. Необходимо только отметить, что обычно трансформаторы тока $1TT$, $2TT$ выбираются на ток первичной обмотки, превышающий номинальный ток как минимум в 2—3 раза. Поэтому если включить ваттметр, имеющий пятнадцатиперные токовые обмотки, то отклонение стрелки ваттметра при установившейся работе будет незначительным. Для более точного измерения мощности необходимо выбрать ваттметр с 2,5-амперными токовыми обмотками, тогда получим отклонение стрелки в 2 раза больше. Для предотвращения зашкаливания стрелки прибора при пуске и защиты обмоток от перегрузки во время пуска двигателя обмотки ваттметра шунтируются нормально закрытым контактом M (см. схему рис. 114). Если не имеется ваттметров с 2,5-амперными обмотками, то возможно использовать ваттметр с 5-амперными токовыми обмотками, которые необходимо включить через промежуточные повышающие трансформаторы тока с коэффициентом трансформации 2,5—5 или 3—5.

Ваттметр необходимо установить на пульте машиниста, при этом шкалу его необходимо проградуировать в киловаттах мощности и тоннах дробящей среды. Для градуировки шкалы ваттметра в тон-

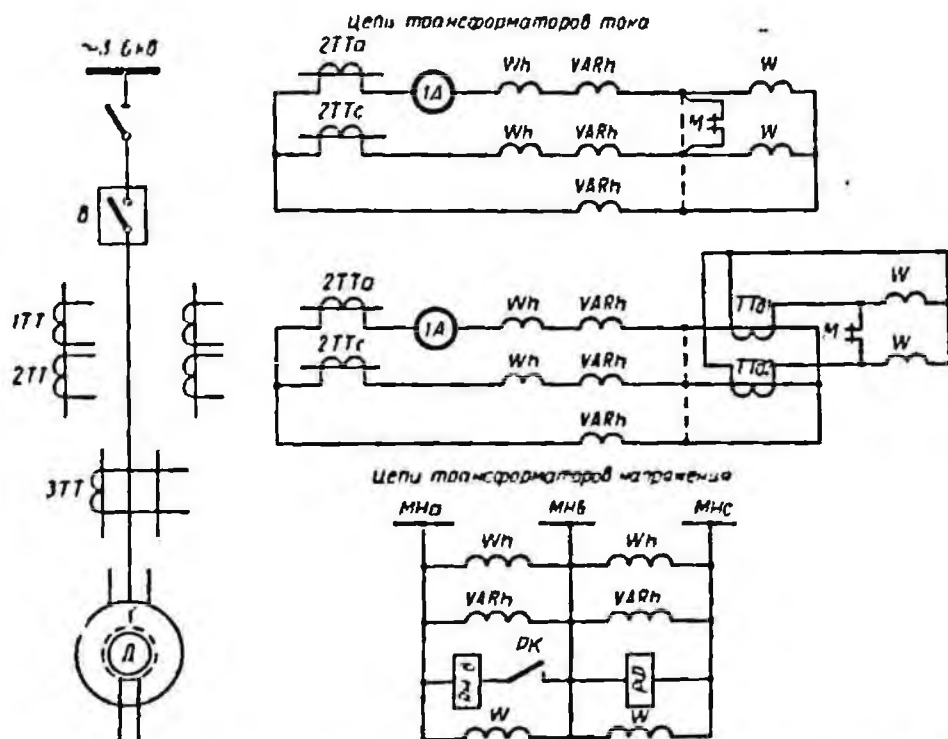
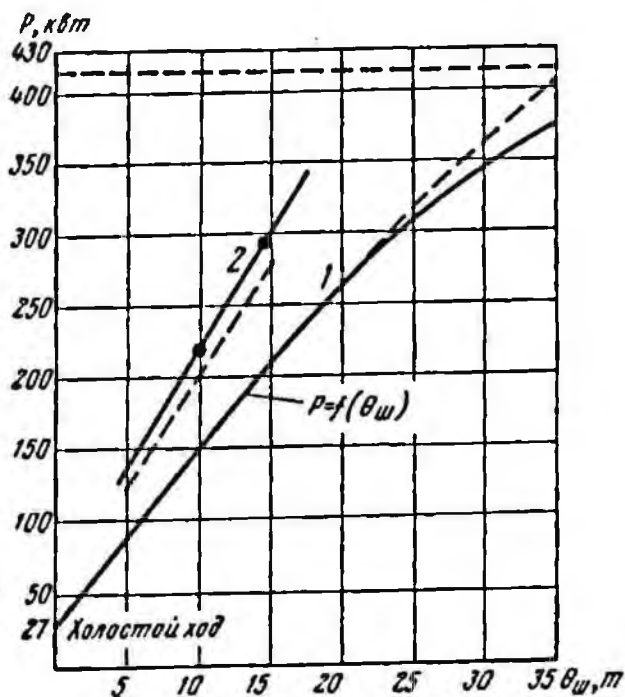


Рис. 28. Схемы включения ваттметра для контроля величины дробящей загрузки



нах дробящей среды необходимо снять градуировочную кривую, представляющую зависимость мощности, потребляемой двигателем, от веса дробящей загрузки $P = f(Q_m)$.

На рис. 29 приведены градуировочные кривые, снятые при загрузке рудой шаровых мельниц 2700×3600 мм и углем углеразмольной мельницы 2800×4700 мм. До коэффициента заполнения барабана, равного 0,25, наблюдается прямая пропорциональность между весом шаровой загрузки и мощностью, потребляемой из сети. Однако при дальнейшем увеличении загрузки пропорциональность нарушается. Подача в мельницу материала эту пропорциональность несколько восстанавливает, благодаря чему с погрешностью не менее 6% возможна равномерная градуировка шкалы ваттметра, начиная от мощности холостого хода, без снятия указанной кривой. Если зависимость $P = f(Q_m)$ представить в относительных единицах, то она может быть использована для мельниц любого диаметра.

Другим, более простым методом, пригодным для ориентировочного контроля веса дробящей среды, является способ, основанный на зависимости периода качания барабана мельницы после отключения приводного двигателя от питающей сети.

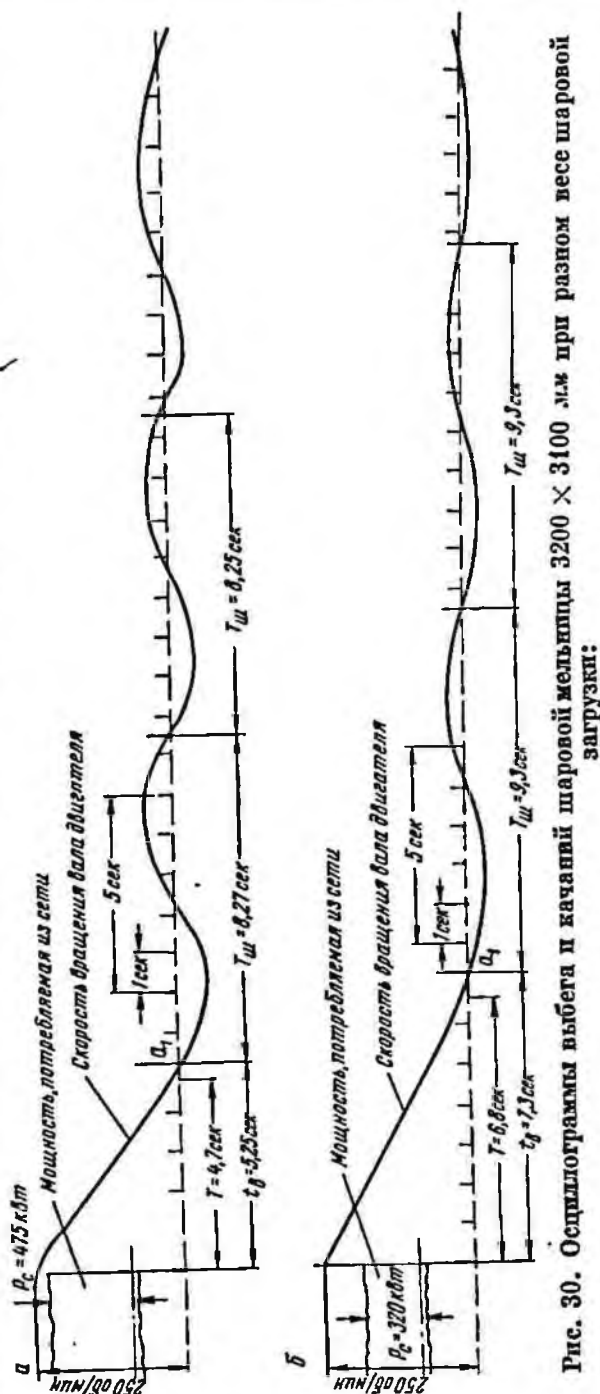


Рис. 30. Осциллограммы выбега и качания шаровой мельницы 3200×3100 мм при разном весе шаровой загрузки:

а — при шаровой загрузке 47 т; б — при шаровой загрузке 2% т

На осциллограммах выбега и качаний шаровой мельницы 3200×3100 мм (рис. 30) показано, что по окончании выбега барабан мельницы качается с определенным периодом T , зависящим от величины веса дробящей среды. Отметим, что период качаний не зависит от величины статических сопротивлений мельницы, обусловленных изменением трения в подшипниках. Барабан мельницы с шаровой загрузкой представляет собой в этом случае простой физический маятник с осью подвеса на оси барабана.

Приближенная формула для определения периода колебаний этого маятника

$$T_{\text{м}} = 2\pi \sqrt{\frac{J}{Gx}}$$

или

$$T_{\text{м}} = \sqrt{\frac{GD^2}{Gx}} = \sqrt{\frac{GD_{\text{вр}}^2 + GD_{\text{ш}}^2}{(G_{\text{вр}} + G_{\text{ш}})x}}, \text{ сек.} \quad (30)$$

где x — расстояние центра тяжести шаровой загрузки от оси барабана (см. рис. 3);

$GD_{\text{вр}}^2$, $G_{\text{вр}}$ — соответственно маховой момент и вес вращающихся частей агрегата;

$GD_{\text{ш}}^2$, $G_{\text{ш}}$ — соответственно маховой момент и вес шаровой загрузки мельницы.

Если учесть, что в выражении (30) величины $GD_{\text{вр}}^2$ и $G_{\text{вр}}$ являются постоянными для определенной конструкции мельницы, то можно заключить, что изменение периода $T_{\text{м}}$ определяется только изменением величины веса шаровой загрузки (величины $GD_{\text{ш}}^2$ и $G_{\text{ш}}$ также определяются весом шаровой загрузки).

Для контроля веса шаровой загрузки в эксплуатационных условиях необходимо после загрузки барабана мельницы до требуемого коэффициента заполнения включить мельницу в работу, а затем двигатель мельницы отключить и при выбеге замерить среднее время полного качания барабана $T_{\text{м}}$, которое соответствует данному весу шаровой загрузки.

Во время непрерывной работы мельницы при остановках замеряют период колебаний $T_{\text{м}}$.

Увеличение $T_{\text{м}}$ указывает на уменьшение веса шаровой загрузки и необходимость догрузки мельницы.

Для количественного определения величины шаровой загрузки необходимо для эксплуатируемой мельницы снять график

$$T_{\text{м}} = f(G_{\text{ш}}).$$

ФУТЕРОВКИ ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

§ 1. НАЗНАЧЕНИЕ ФУТЕРОВОК И ИХ КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ

Футеровка, кроме предохранения внутренних поверхностей барабана мельницы от износа, играет существенную роль в механизме движения дробящей среды.

Количество энергии, передаваемой футеровкой дробящей среде, неразрывно связано с ее режимом работы, который в значительной мере определяет эффективность и производительность работы мельницы. Как будет показано ниже, профиль футеровки также в значительной степени определяет срок ее службы, а поэтому оказывает значительное влияние на общие технико-экономические показатели работы измельчительного агрегата.

При выборе футеровки руководствуются, с одной стороны, желаемой формой движения дробящей среды, а с другой — максимальным сопротивлением износу. Эти два требования в основном и обуславливают применение футеровок различных конструкций.

По назначению футеровки можно подразделить условно на две основные группы: футеровки для мельниц, работающих на крупном исходном материале, и футеровки для мельниц тонкого измельчения. Очень часто на обогатительных фабриках на мельницах крупного и тонкого измельчения применяют футеровки одного типа, так как детальных исследований влияния поверхности футеровки на эффект измельчения до последнего времени не имелось.

По месту установки футеровки делятся на футеровки цилиндрической или цилиндро-конической части барабана, торцовые футеровки и футеровки цапф мельницы.

Футеровки торцовых частей барабана и разгрузочной цапфы мельницы на режим работы дробящей среды, а следовательно, и на производительность мельницы практически не влияют. Однако при малых сроках службы футеровок снижается коэффициент движения оборудования, что оказывает влияние на технико-экономические показатели работы измельчительного агрегата.

По типу профиля футеровки цилиндрической части барабана делятся на ступенчатые, волнистые и комбинированные.

Футеровки барабанов мельниц, работающих на крупном псходном материале, имеют ребра или волны, а футеровки мельниц тонкого измельчения — мелкие ребра или выполняются совсем гладкими. Высота, расположение и конфигурация ребер или волн, т. е.

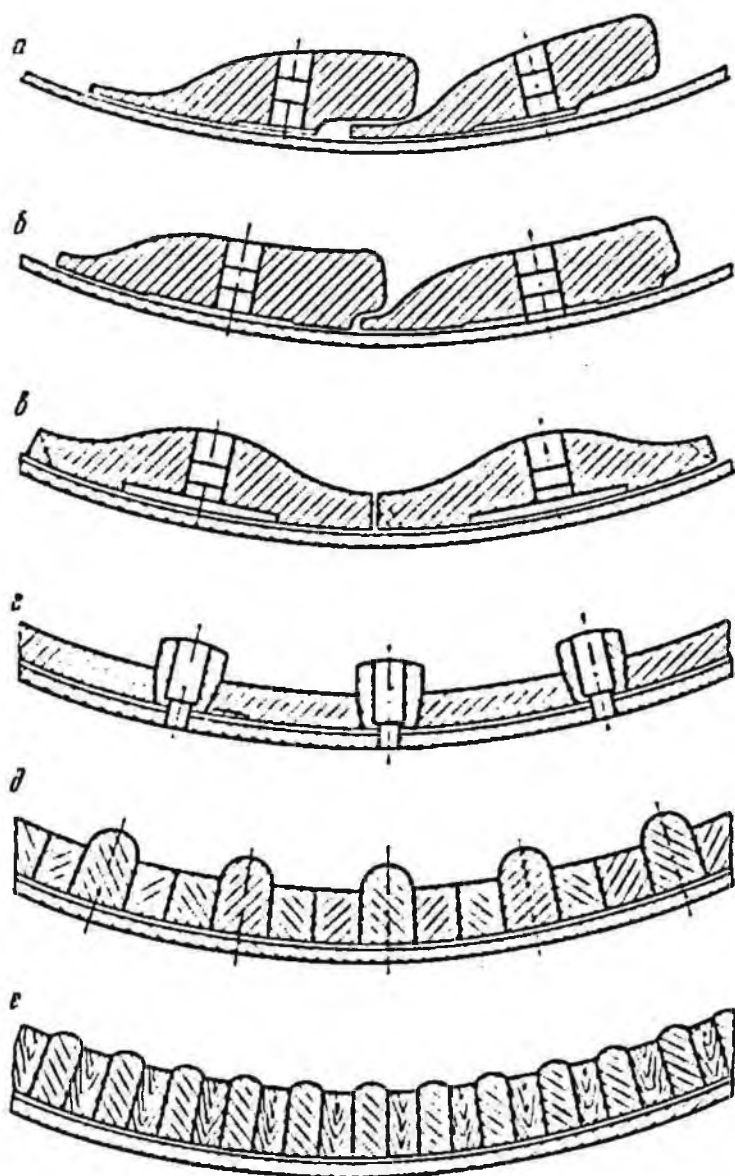


Рис. 31. Профили футеровок рудоразмельных мельниц

параметры периодического профиля футеровки, определяют механическое воздействие барабана мельницы на дробящую среду. Если необходим режим работы дробящих тел ударом, то применяют футеровки с большим сцеплением с дробящей средой (с большей высотой ребер). С меньшей высотой ребер или совсем гладкая футеровка

применяется при дроблении сравнительно мягких пород или мелкого исходного материала, когда не требуется создавать высокое давление дробящей среды, но необходимо получить максимальное истирающее действие.

В отечественных шаровых мельницах наиболее распространенными типами футеровок цилиндрической части барабана являются футеровки ступенчатого и волнистого профилей. Они применяются на мельницах для размола руд и угля.

В качестве примера конструкций таких футеровок на рис. 31, а, б, в, г, д, е показаны футеровки рудоразмольных мельниц. Футеровки рассматриваемых профилей выполняются в виде отдельных плит весом от 50 до 400 кг.

Ступенчатые футеровки укладываются внахлестку, что предотвращает расклинивание и закатку плит во время работы и упрощает расфутеровку барабана.

На ранее выпускавшихся мельницах плиты волнистой футеровки монтировались в стык, что приводило к их расклиниванию. Поэтому на некоторых предприятиях, применяющих волнистые футеровки, перешли на конструкции с укладкой внахлестку (на рис. 31, в место сопряжения плит показано пунктиром).

Для предотвращения износа барабана пульпой плиты укладываются таким образом, чтобы отсутствовал кольцевой зазор. Поэтому плиты делают разной длины или со скошенным торцом (см. рис. 41). Крепление плит к барабану осуществляется чаще при помощи болтов с фасонными головками (рис. 32) овальной формы.

В углах прямоугольных отверстий в футеровочных плитах при термообработке возникают большие остаточные напряжения, что ведет к поломкам плит при работе мельниц.

Количество футеровочных болтов только на цилиндрической части барабана достигает 150—250. Применение болтового крепления футеровок рудоразмольных мельниц, несмотря на относительную дороговизну болтов (около 450 руб. за 1 м) и необходимость постоянного контроля за их затяжкой и уплотнениями, оправдывается простотой монтажа и изготовления плит.

Комбинированные футеровки выполняются самых разнообразных конструкций (рис. 31, г, е). Заводы-изготовители мельниц обычно не поставляют футеровки этого типа, однако на обогатительных фабриках внедряют их, что можно объяснить соображениями эконо-

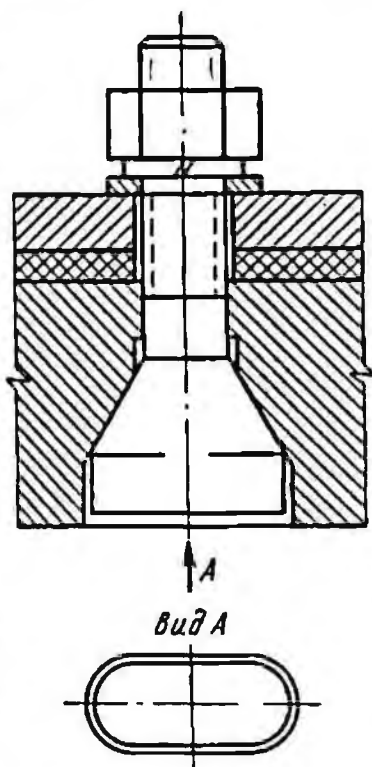


Рис. 32. Болт для крепления футеровок

мин дорнгостоящих догированных сталей и удобствами эксплуатации или особенностями технологии измельчения.

Рассмотрим некоторые конструкции футеровок, нашедшие наибольшее широкое применение.

На рис. 31, б показана комбинированная брусчатая футеровка безболтового крепления. Крепление футеровки производится торцовыми футеровками. Более высокие «подъемные» бруски выполняются из марганцовистой стали, а промежуточные — иногда из углеродистой. Таким достигается экономия марганцовистой стали.

На некоторых фабриках на мельницах второй и третьей стадий измельчения применяется стале-деревянная футеровка (рис. 31, в). Эта футеровка первоначально была предложена в Финляндии на фабрике Керетти и потому получила название финской. Футеровка представляет собой брусья из марганцовистой стали 80×120 мм, уложенные попеременно с деревянными 20×100 мм.

В коротких мельницах длина брусьев выбирается равной длине барабана, а в сравнительно длинных (2700×3600 мм) принимается в два раза меньше длины барабана. Крепление брусьев в концах барабана производится торцовыми футеровками, а посередине — промежуточным клиновым кольцом.

Мелкие шары, заклиниваясь между металлическими брусьями футеровки, остаются там до тех пор, пока не износятся и не выпадут; их место занимают другие шары. Полную забивку пазов мелющими телами предотвращают деревянные брусья. На одной из фабрик была сконструирована подобная футеровка, но без деревянных брусьев, а просто со свободными пазами. При эксплуатации эти пазы полностью плотно забивались шарами и футеровка практически превратилась в гладкую и быстро изнашивалась.

Применение таких футеровок на мельницах первичного измельчения, работающих на крупных шарах диаметром 80—120 мм, не дало положительных результатов.

Комбинированные футеровки из катаной листовой стали, закрепляемой литыми стальными брусьями-клиньями (рис. 31, г), зарекомендовали себя в мельницах, работающих на мелких шарах, при тонком измельчении. Применение их имеет целью увеличение рабочего объема мельницы и замену стальных литых плит более дешевой катаной листовой сталью.

Многие американские фабрики в мельницах первичного измельчения не используют подобные конструкции футеровок, только вместо катаной стали устанавливают более толстые промежуточные литые плиты, имеющие волнистый или ступенчатый профиль.

Искусные (плиты с ячейками, в которых заклиниваются шары) и рельсобеетонные футеровки в настоящее время не применяются.

Каблучковые футеровки (рис. 33) нашли в последнее время сравнительно широкое применение на отечественных и зарубежных цементных заводах. Размеры каблучков выбираются равными диаметру самых больших шаров, загружаемых в мельницу. При меньшем диаметре каблучков плиты быстро изнашиваются из-за малого сде-

пления с шаровой загрузкой. Расстояния между каблучками выбираются такими, чтобы самые мелкие шары не заклинивались между каблучками.

Каблучковые футеровки имеют безболтовое крепление по типу футеровок с выступами в виде ласточкина хвоста.

Серьезным недостатком каблучковых футеровок является их быстрый износ при заклинивании межкаблучковых промежутков металлическими предметами, попадающими в мельницу, дробящими

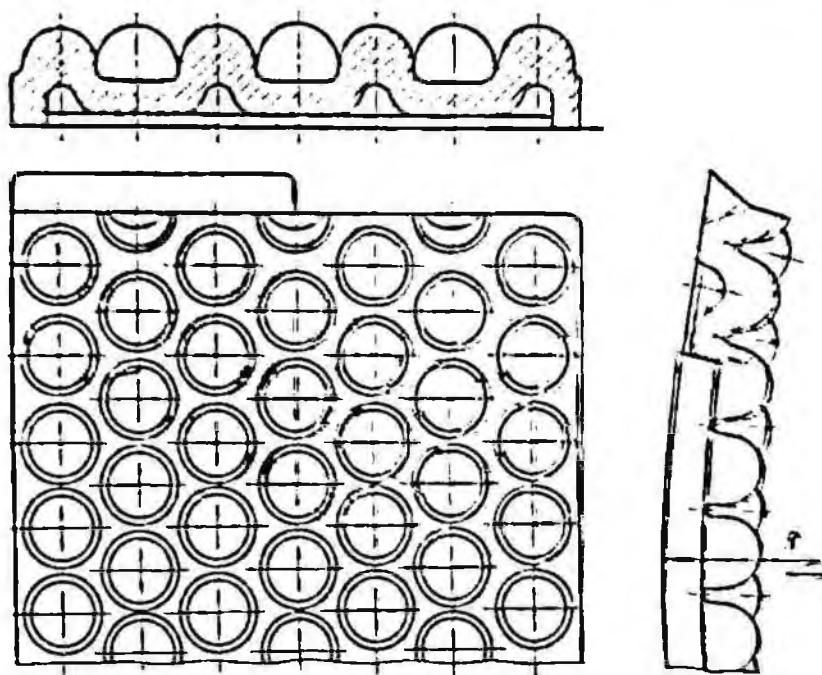


Рис. 33. Каблучковая футеровочная плита

телами неправильной формы (образующимися в мельнице из-за неравномерного износа) и кусками твердой и вязкой руды. Это требует установки металлоулавливателей и частых сортировок шаровой загрузки.

Попытки внедрения каблучковых футеровок при размоле руд пока не дали положительных результатов.

Футеровка крышек мельниц с центральной разгрузкой является лишь защитным средством от износа.

Футеровка загрузочной и разгрузочной крышек чаще выполняется гладкой, состоящей из отдельных секторов. Для того чтобы совпало время замены всей футеровки, толщина плит должна подбираться в соответствии с износом футеровок цилиндрической части. Профиль футеровки по радиусу в основном зависит от степени заполнения барабана дробящей средой. На углеразмольных и цементных мельницах, а также на рудоразмольных мельницах с центральной

разгрузкой, работающих при малых коэффициентах заполнения ($\varphi = 0,25 + 0,35$), износу подвергается половина сектора, удаленная от центра (рис. 34, а), заменять же приходится всю плиту.

Из соображений экономии металла на некоторых рудоразмольных мельницах используют футеровки из двух (рис. 34, б) и трех

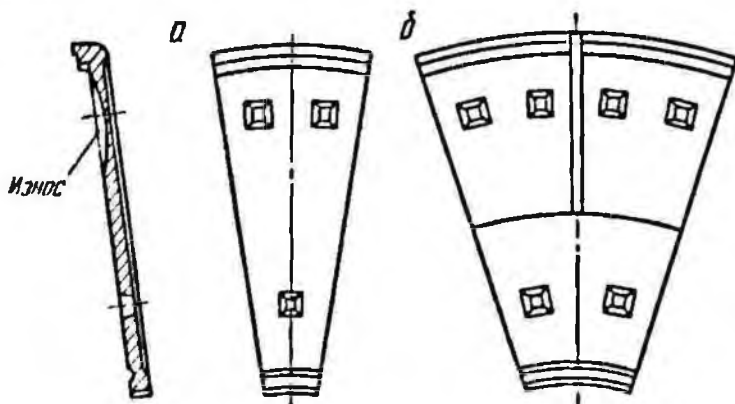


Рис. 34. Футеровка торцовых крышек

фасонных частей (рис. 35, а, б, в). Для увеличения износостойкости плиты снабжаются радиальными ребрами. На рудоразмольных мельницах, работающих при больших коэффициентах заполнения

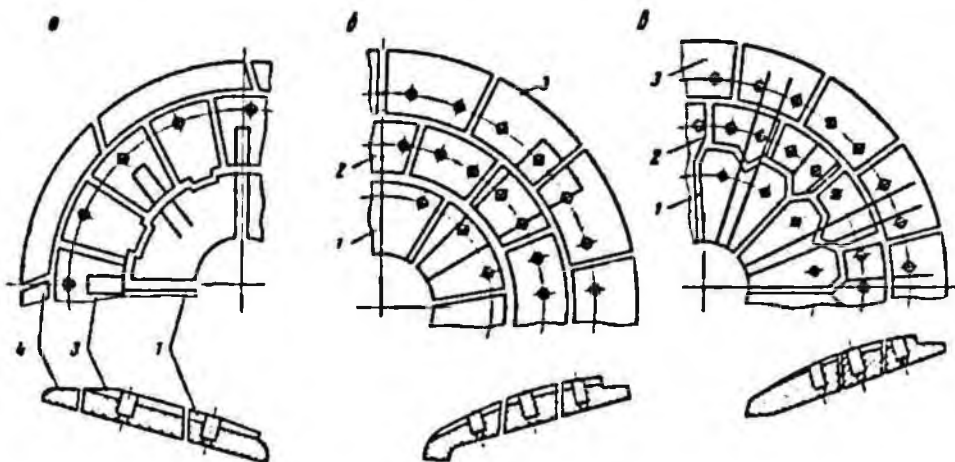


Рис. 35. Фасонные торцовые футеровки:

1 — внутреннее кольцо; 2 — среднее кольцо; 3 — внешнее кольцо; 4 — клиновое кольцо

барабана ($\varphi = 0,35 + 0,5$), большому износу подвергается половина сектора, близкая к центру.

В отечественных мельницах секторы торцевой футеровки выполняют в виде одной плиты переменной толщины, причем большая толщина приходится на часть плиты, прилегающую к центру. Для увеличения износостойкости и сцепления с дробящей средой футе-

ровочным плитам придают радиальные ребра. Из этих же соображений в некоторых мельницах с разгрузкой через решетку центральная футеровка и радиальные клинья, крепящие отдельные секторы решетки, выполняются разной толщины.

На некоторых фабриках успешно применяются секторы разгрузочной решетки переменной толщины.

Некоторые зарубежные предприятия применяют каблучковые торцовые футеровки.

Футеровки цапф предназначаются для защиты от износа, а также для транспортирования материала и дробящих тел. В мельницах с центральной разгрузкой футеровка разгрузочной цапфы является задерживающим приспособлением для выкатывающихся из барабана шаров.

Футеровки цапф делаются в виде вставных втулок (патрубков). Загрузочный патрубок выполняется из чугуна или стали в виде конуса, расширяющегося в сторону барабана. Однако, как показала практика, лучшие показатели работы мельницы обеспечиваются цилиндрическим патрубком с трехзаходной спиралью.

Футеровка разгрузочной цапфы выполняется в виде чугунной или стальной воронки с гладкой внутренней поверхностью. По рекомендации заводов-изготовителей зазор между патрубком и цапфой должен заливаться цементным раствором. Однако под действием постоянных вибраций заливка выкрашивается и попавшая в кольцевой зазор пульпа интенсивно истирает цапфу. На некоторых фабриках применяют стальные патрубки и приваривают их к цапфе.

Закладка в пространство между цапфой и футеровкой сухих деревянных брусков (которые, набухая, плотно заполняют все пространство) надежно предохраняет попадание пульпы между ними. Для контроля за появлением пульпы в кольцевом зазоре просверливают контрольные отверстия в цапфе.

Материал футеронок. Материал футеронок должен обладать износостойкостью абразивному истиранию при возможной ударной нагрузке. Принято считать, что износостойкость футеровки тем больше, чем выше твердость материала, из которого она изготовлена. Однако, как правило, очень твердые материалы обладают значительной хрупкостью, а следовательно, малым сопротивлением ударной нагрузке.

По нашим ГОСТам допускается изготовление футеронок для углеродистых мельниц из высокомарганцевистой стали Г13Л и хромистой стали Х1Л. Опыт эксплуатации показал несколько больших сроки службы футеронок из марганцевистой стали Г13Л.

Для футеронок рудоразмельных и цементных мельниц принята также высокомарганцевистая сталь Г13Л твердостью не выше H_B 229 следующего химического состава, %:

углерод	1,1—1,9
марганец	11,0—15,0
кремний	1,0
фосфор	не более 0,1
сера	не более 0,5

Допускается содержание остаточного хрома и никеля. Литые должны термически обрабатываться и иметь аустенитную структуру без карбидов.

На зарубежных фабриках, в особенности в США и Канаде, в качестве материала футеровок мельниц, кроме марганцовистых и хромо-молибденовых сталей, широко применяется специальный сплав нихард. Нихард содержит до 4,5% никеля и в пределах от 0,75 до 1,5% хрома. При содержании 0,8—1,2% молибдена сплав получает нужную вязкость. Наибольшая твердость нихарда достигается при содержании 4,5% никеля, 1,5% хрома и около 3% углерода.

Испытания футеровки показали, что на мельницах первой стадии расход футеровок из нихарда примерно в 1,4 раза меньше, чем из высокомарганцовистой стали.

В последнее время начинает внедряться футеровка из хромо-молибденовой стали. В некоторых случаях срок ее службы несколько выше, чем футеровок из марганцовистой стали.

§ 2. ПРИЧИНЫ ИЗНОСА ФУТЕРОВОК

Величина скольжения дробящей загрузки по поверхности футеровки барабана зависит в основном от профиля футеровки и коэффициента трения между дробящей средой и футеровкой.

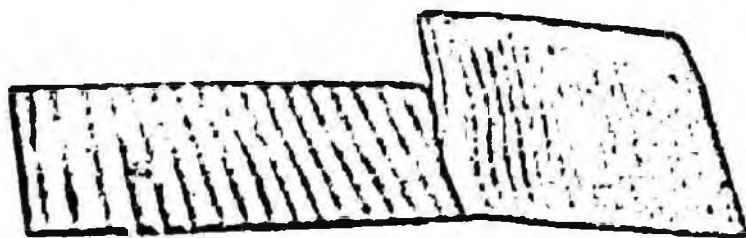


Рис. 36. Характер износа футеровок цилиндрической части барабана шаровой мельницы

Износ футеровок шаровых мельниц будет большим в мельницах, имеющих большие величины скольжения и удельные нормальные контактные давления между дробящей средой с размалываемым материалом и футеровкой барабана.

Характерный износ футеровки скольжением виден на отработанных бронецилках шаровой мельницы (рис. 36). На плитах цилиндрической части барабана ясно видны кольцевые ручьи, выработанные скольжением шаров по одному и тому же месту. Ориентация шаров на одно место отмечается в местах стыков футеровочных плит как в центральной части барабана, так и в местах перехода от футеровок цилиндрической части к футеровкам загрузочной крышки и диафрагмы. В остальных местах износ поверхности более равномерен. Характер износа подтверждает, что износ футеровки про-

исходит главным образом за счет трения, а не ударов. Следовательно, чтобы увеличить срок службы футеровки, необходимо до минимума свести скольжение шаровой загрузки.)

Известно, что количество измельченного истиранием продукта пропорционально площадям соприкосновения трущихся поверхностей. Расчеты показывают, что поверхность трения футеровки с шарами составляет всего лишь около 2% от суммарной поверхности шаровой загрузки. Это позволяет утверждать, что количество материала, измельченного в результате скольжения (трения) между дробящими телами и футеровкой барабана, составляет примерно 2% от общего количества измельченного продукта.

Отсюда можно заключить, что влияние футеровки на количественную сторону процесса измельчения за счет скольжения дробящей загрузки весьма незначительно. В то же время трение значительно повышает износ футеровочных плит барабана. Так как производительность мельницы по готовому продукту пропорциональна потребляемой полезной мощности, то с уменьшением скольжения будет пропорционально увеличиваться производительность мельницы, уменьшаться удельный расход энергии и футеровки.

Если дробящая загрузка движется без скольжения и скорость дробящих тел, движущихся по круговым траекториям, равна скорости вращения барабана ($\omega_{ш} = \omega_б$), то мощность на валу барабана будет

$$P_{ш} = P_б = M_{ш}\omega_{ш}, \text{ кет}, \quad (31)$$

где $M_{ш}$ — момент вращения барабана, н·м.

В случае движения дробящих тел со скольжением для сохранения прежнего режима дробящей загрузки необходимо увеличить скорость вращения барабана на величину, обусловленную скольжением.

Мощность на валу барабана в этом случае изменится и будет выражаться:

$$P'_б = M_{ш}\omega_б, \text{ кет}. \quad (32)$$

Мощность, теряемая при скольжении шаровой загрузки,

$$P_{ск} = P'_б - P_{ш} = M_{ш}(\omega_б - \omega_{ш}), \text{ кет}. \quad (33)$$

Потеря мощности на скольжение может быть записана в виде суммы

$$P_{ск} = P_{тр} + P_{и}, \text{ кет}, \quad (34)$$

где $P_{тр}$ — мощность, затрачиваемая на разрушение футеровки трением, кет;

$P_{и}$ — мощность, полезно затрачиваемая на измельчение материала истиранием о футеровку, кет.

Соотношение величин $P_{тр}$ и $P_{и}$ в уравнении (34) будет меняться в зависимости от площади соприкосновения (контакта) дробящей загрузки с футеровкой мельницы и возникающих при этом давлений в местах контакта.

Площадь контакта при соприкосновении шара с плоскостью футеровки может быть определена по формуле Герца

$$A_{\Gamma} = H^{2/3} r_m^{1/3} \left[\frac{3K_m + 4g_m}{g_{\Phi} (3K_m + g_m)} + \frac{3K_{\Phi} + 4g_{\Phi}}{g_m (3K_{\Phi} + g_{\Phi})} \right]^{1/3}, \quad (35)$$

где H — нормальное давление;

r_m — радиус шара;

K_m, K_{Φ} — модули сжатия соответственно для материалов шара и футеровки;

g_m, g_{Φ} — модули сдвига соответственно для материалов шара и футеровки.

Проф. Н. В. Крательский экспериментально определил величину коэффициентов трения стальных шариков разных диаметров при скольжении по стальной пластине. Данные этих экспериментов позволили установить, что с уменьшением диаметра шаров при постоянном нормальном давлении площадь контакта уменьшается, а силы сухого трения значительно возрастают, т. е. увеличивается значение коэффициента трения. Распространяя эти выводы на процесс взаимодействия шаровой загрузки с футеровкой, можно заключить, что силы трения между мелкими шарами и футеровкой будут большими, чем в шаровых мельницах, работающих на более крупных шарах. Увеличение сил трения будет, естественно, приводить к соответствующему уменьшению скольжения шаровой загрузки относительно футеровки. Учитывая, что величина износа контактирующих поверхностей определяется главным образом скольжением и нормальными давлениями, можно заключить, что при всех прочих равных условиях износ футеровки и шаров, находящихся с ней в контакте, будет больше в мельницах, работающих на более крупных шарах.

Это подтверждается опытом эксплуатации шаровых мельниц одного и того же размера с одинаковой футеровкой на обогатительной фабрике ИКГОКа. Мельницы II стадии измельчения догружались шарами диаметром 125 мм, а мельницы III стадии — шарами диаметром 60 мм.

В результате средний срок службы футеровочных плит мельниц II стадии составил 6 месяцев, а на мельницах III стадии — 9 месяцев (в полтора раза больше).

Фактором, ускоряющим износ футеровки, является коррозия вследствие химического и электрохимического взаимодействия металла футеровки с пульпой и парами. Коррозия особенно сильно проявляется в мельницах мокрого помола со значительной кислотностью пульпы. Дробящая среда при ударах и скольжениях по футеровке оставляет на последней царапины, бороздки, вмятины, которые увеличивают площадь соприкосновения чистого металла с активной средой. Это приводит к поверхностной коррозии. Менее прочный окисленный слой быстро счищается дробящей средой, оголяя чистый металл.

По этой причине футеровка мельниц мокрого помола, как правило, имеет меньшие сроки службы.

§ 3. ПОНЯТИЕ О НЕОБХОДИМОМ КОЭФФИЦИЕНТЕ СЦЕПЛЕНИЯ ФУТЕРОВКИ

В § 1 главы II описана методика определения тангенциальных и нормальных усилий, возникающих между гладкой цилиндрической футеровкой и дробящей загрузкой при работе мельниц с заданным числом оборотов и коэффициентом заполнения барабана. При этом предполагается, что скольжение дробящей загрузки относительно футеровки барабана отсутствует.

Если обозначить через K_n коэффициент сцепления между дробящей загрузкой с размалываемым материалом и футеровкой, то можно написать условие, при котором не должно наблюдаться скольжение,

$$K_n \sum H \geq \sum T$$

или

$$K_n \geq \frac{\sum T}{\sum H} = \frac{T_1 + T_2 + \dots + T_n}{H_1 + H_2 + \dots + H_n}. \quad (36)$$

Коэффициент K_n назовем необходимым коэффициентом сцепления футеровки, при котором между футеровкой и шаровой загрузкой отсутствует скольжение, т. е. силы трения уравнивают тангенциальные усилия, вызываемые контуром шаровой загрузки, находящейся на круговых траекториях.

Пользуясь методикой графоаналитического вычисления нормальных и тангенциальных усилий (глава II, § 1), автор произвел вычисления необходимого коэффициента сцепления шаровой загрузки с гладкой цилиндрической футеровкой барабана для различных коэффициентов φ и ψ при водопадном режиме работы.

Результаты этих вычислений приведены в табл. 7.

Таблица 7

Значения необходимого коэффициента сцепления K_n для гладкой цилиндрической футеровки при различных значениях φ и ψ

φ	ψ		
	0,75	0,8	0,9
0,3	0,65	0,42	0,3
0,4	0,607	0,525	0,344
0,45	0,5	0,535	0,365

Проф. С. А. Андреевым выполнено аналитическое вычисление необходимых коэффициентов сцепления для шаровой загрузки, работающей в водопадном режиме. Сравнение этих вычислений с данными, полученными по графоаналитическому методу, показы-

вает, что порядок значений необходимого коэффициента сцепления в обоих случаях поддерживается.

Отсутствие скольжения дробящей загрузки будет иметь место при соблюдении условия:

$$K_n \leq K_{тр}, \quad (37)$$

где $K_{тр}$ — действительный коэффициент трения между стальной футеровкой и шарами в среде размалываемого материала.

По данным О. И. Голдаевой, коэффициент трения стали по стали различных марок применительно к шаровым опорам при удельных давлениях от 5000 до 10 000 кг/см² и при скоростях скольжения от 0,05 до 0,6 м/сек находится в пределах от 0,16 до 0,33. Коэффициент сцепления бандажей колес с опорной поверхностью (по работам ЦНИИ МПС) колеблется от 0,2 (обильно смоченные рельсы) до 0,35 (рельсы, посыпанные песком).

Согласно справочной литературе, коэффициент трения при скольжении (насухо) стали по крупнозернистому песчаннику равен 0,29, а при скольжении с водой — примерно в два раза меньше.

Учитывая приведенные данные и определенную динамичность «связанной» с барабаном массы шаровой загрузки (в отличие от принятого нами статического рассмотрения ее), можно заключить, что в мельнице с гладкой футеровкой будет неизбежно иметь место значительное скольжение. Чтобы ликвидировать или существенно уменьшить скольжение, нужно иметь необходимый коэффициент сцепления футеровки K_n при размоле руд не более 0,2. При размоле других материалов (уголь, цемент) величина необходимого коэффициента сцепления будет зависеть от характеристики этих материалов.

Для уменьшения величины коэффициента сцепления футеровки до необходимого предела, обусловленного величиной коэффициента трения между футеровкой и шаровой загрузкой в среде размалываемого материала, нужно, согласно выражению (36), определенным образом изменить соотношение величин суммарных тангенциальной и нормальной составляющих, действующих на поверхность футеровки.

Величина и направление любого усилия от F_1 до F_n (рис. 37) зависят только от коэффициента заполнения и скорости вращения барабана. Величины тангенциальных составляющих этих усилий зависят не только от величины усилий F , но и от положения плоскости, относительно которой ведется разложение усилий F . Для примера на рис. 37 показано разложение усилия F_3 относительно следа плоскости AN' , нормальной к радиусу барабана, проведенному через точку пересечения усилия F_3 с окружностью барабана, что соответствует гладкой цилиндрической футеровке.

Если след плоскости AN' повернуть относительно точки L_3 на угол α_f и разложить усилие F_3 относительно плоскости, получим новые значения тангенциальной T'_3 и нормальной N'_3 составляющих,

действующих на плоскость NN' от усилия F_3 . При этом, как нетрудно убедиться, можно получить $T'_3 < T_3$, а $H'_3 > H_3$, вследствие чего

$$K'_{n3} = \frac{T'_3}{H'_3} < K_{n3} = \frac{T_3}{H_3}.$$

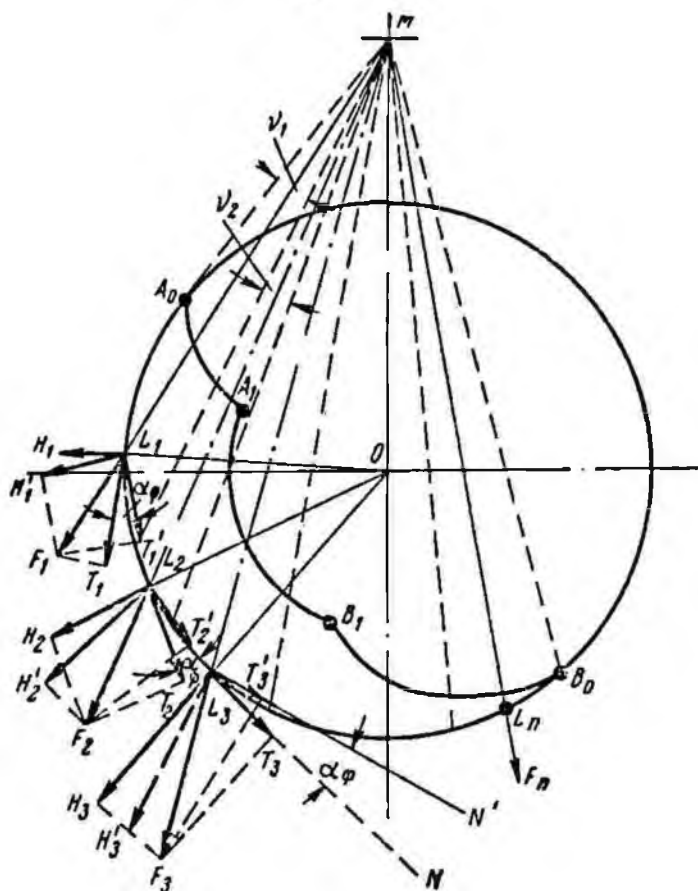


Рис. 37. Определение значения коэффициента K_n в зависимости от угла α_ϕ

Таким образом, изменяя необходимые коэффициенты сцепления всех секторов от 1 до n всего контура шаровой загрузки, находящейся на круговых траекториях, получим

$$K'_n = \frac{\sum T'}{\sum H'} < K_n = \frac{\sum T}{\sum H}. \quad (38)$$

Следовательно, изменением величины угла α_ϕ наклона плоскости футеровки, соприкасающейся с шаровой загрузкой, к плоскости, нормальной к радиусу барабана, можно изменять величину необходимого коэффициента сцепления K_n футеровки в широких пределах.

На графике (рис. 38) приведены зависимости необходимого коэффициента сцепления футеровки от угла наклона плоскости футеровки α_ϕ , вычисленные для коэффициента заполнения $\varphi = 0,4$ и различных относительных скоростей вращения барабана мельницы.

Анализируя эти зависимости, можно заключить, что лучшей формой профиля рабочей поверхности футеровки с точки зрения более полной реализации коэффициента сцепления будет крп-

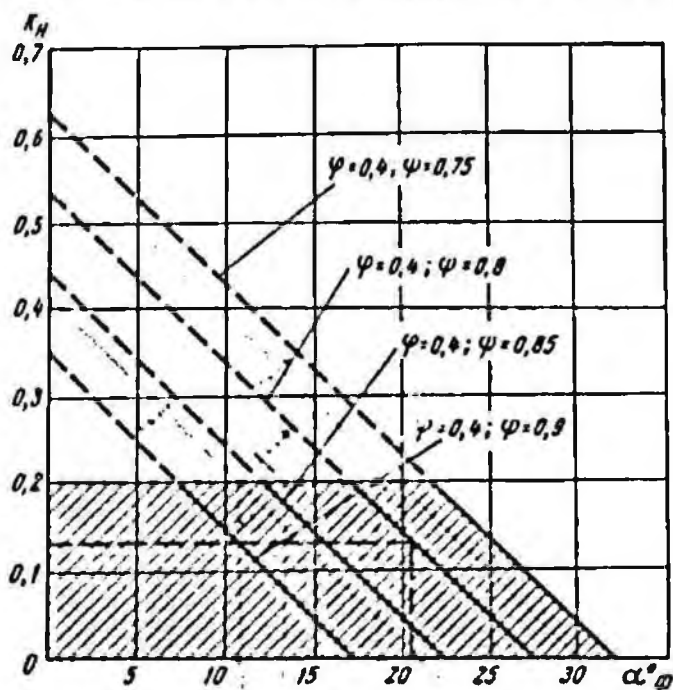


Рис. 38. Зависимость коэффициента K_n от угла α_ϕ , относительной скорости и коэффициента заполнения барабана мельницы

полиномиал поворхность, каждый элемент которой составляет определенный угол α_ϕ с плоскостью, нормальной к радиусу.

Величина угла α_ϕ может быть определена по приведенному графику, если задан требуемый коэффициент K_n , коэффициент заполнения барабана φ и относительная скорость вращения ψ .

Основываясь на изложенном, автор¹ разработал методику вычисления необходимых коэффициентов сцепления K_n футеровок различных профилей, которая позволяет определить относительную износостойкость этих футеровок.

Расчеты показывают, что необходимые коэффициенты сцепления футеровок различных профилей шаровой мельницы 3200 × 3100 мм

¹ Крюков Д. К. Футеровки шаровых мельниц. Изд-во «Машиностроение», 1965.

при коэффициенте заполнения $\varphi = 0,4$ и относительной скорости вращения $\psi = 0,8$ равны:

для полистной футеровки	0,403	(см. рис. 31, а)
для 95-мм футеровки внахлестку . . .	0,328	(см. рис. 31, б)
для 120-мм футеровки внахлестку . . .	0,272	(см. рис. 31, а)

Эти профили футеровок имеют высокие значения (необходимого коэффициента сцепления λ_n), что указывает на наличие значительного скольжения шаровой загрузки.

В вычислениях необходимого коэффициента сцепления для различных профилей футеровок нами допускалось, что шаровая загрузка и материал состоит из тел бесконечно малых размеров.

Исследованиями автора доказано, что необходимый коэффициент сцепления футеровки при работе с крупными шарами будет больше, чем при работе с более мелкими шарами.

Так как шаровые мельницы работают обычно на смеси шаров разных диаметров, важно, чтобы коэффициент сцепления футеровки был независимым от их размеров. Для этого необходимо, чтобы углы α_f всех элементов поверхности футеровки, соприкасающихся с шарами, были равны между собой. Установлено, что большинство футеровок, применяемых на мельницах, не удовлетворяют этому требованию. Следовательно, на мельницах с одинаковой футеровкой и работающих при одинаковых скоростях вращения и коэффициентах заполнения барабана значение K_n и скольжение шаровой загрузки будут большими там, где дробящая загрузка состоит из шаров более крупных размеров. Напомним, что давления на футеровку в местах ее контакта с более крупными шарами будут также большими, что будет вызывать более быстрый износ профиля бронеплит. Этим можно объяснить также наблюдающуюся неравномерность износа футеровочных плит по длине барабана мельницы: футеровка изнашивается быстрее в местах скопления более крупных дробящих тел. Сказанное в полной мере согласуется с выводами § 2 главы III о причинах более быстрого износа футеровок в мельницах II стадии измельчения фабрики Ново-Криворожского горнообогатительного комбината, работающих на более крупных шарах, чем мельницы III стадии измельчения.

§ 4. ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ФУТЕРОВОЧНЫХ ПЛИТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЧАСТИ БАРАБАНА

Прежде чем приступить к определению основных размеров футеровочных плит, необходимо, исходя из конкретных заданных условий (скорость вращения барабана и коэффициент его заполнения, размер дробящих тел и стадии измельчения), построить профиль футеровки, наиболее удовлетворяющий реализации коэффициента сцепления дробящей среды с футеровкой, а также требованиям ее равномерного износа. Рабочей поверхностью такого профиля будет поверхность, которая составляет определенный угол α_f с плоскостью, нормальной к радиусу барабана.

Величина угла α_ϕ может быть определена по графику, приведенному на рис. 38, если заданы относительная скорость вращения барабана ψ , коэффициент заполнения φ и необходимый коэффициент сцепления футеровки K_Π .

Коэффициент сцепления футеровки выбирается на условия $K_\Pi < K_{тр}$. Действительный коэффициент трения $K_{тр}$ между материалом футеровки и шарами в среде размалываемого материала принимается ориентировочно по данным справочной литературы. При измельчении железной руды стальными шарами в мельнице, имеющей стальную футеровку, K_Π принимают не более 0,2.

Построение кривой профиля (рис. 39) сводится к следующему:

1. В масштабе наносятся дуга окружности радиусом, равным внутреннему радиусу барабана заданной мельницы (рис. 39, а).

2. Из центра окружности O проводится через равные углы ряд радиусов: Oa' , Ob' , Oc' и т. д. Чем меньше угол между соседними радиусами, т. е. чем чаще радиусы, тем точнее построение.

3. В точке a' пересечения радиуса с окружностью перпендикулярно этому радиусу проводится прямая.

4. Через ту же точку a' под углом α_ϕ к прямой, перпендикулярной к радиусу Oa' , проводится отрезок $a'b$ до пересечения с радиусом Ob' в точке b .

5. Через полученную точку b проводится прямая, перпендику-

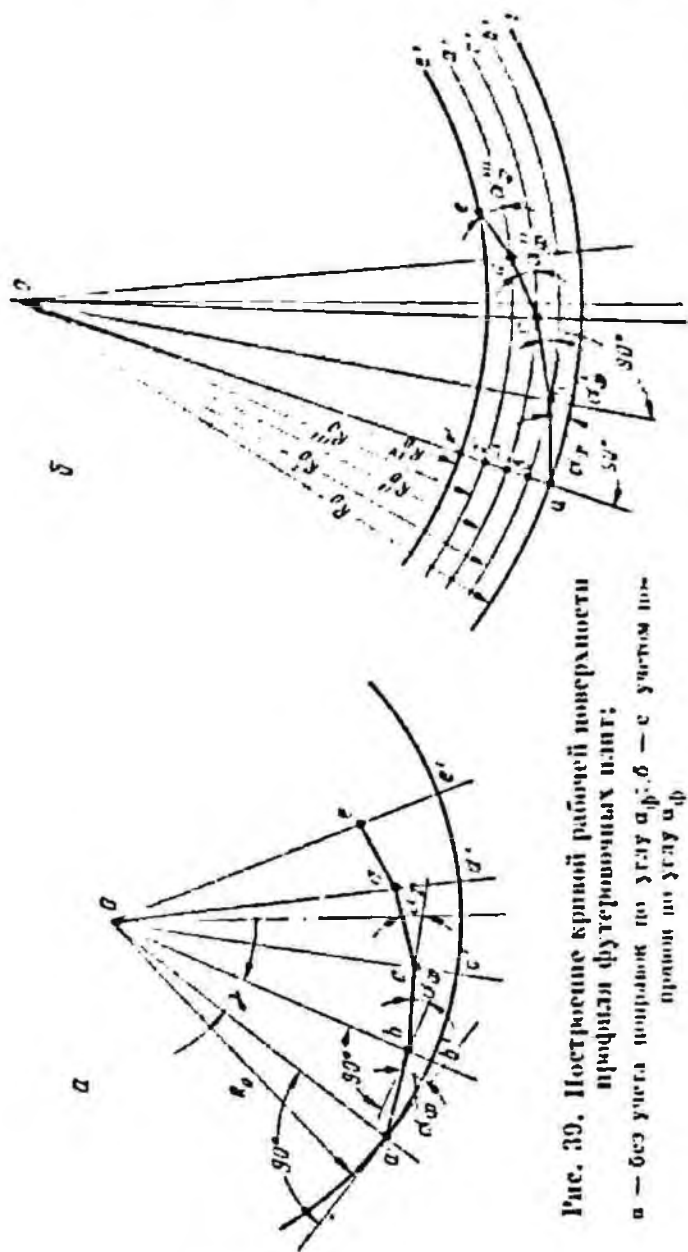


Рис. 39. Построение кривой рабочей поверхности профиля футеровочных плит:
а — без учета поправки по углу α_ϕ ; б — с учетом поправки по углу α_ϕ

лярная к радиусу Ob' , а под углом α_ϕ к этой прямой в точке b проводится отрезок bc до пересечения в точке c радиусом Oc' .

Повторяя описанные построения, найдем точки a', b, c, d, e , которые соединяются плавной линией, представляющей кривую искомого профиля футеровки.

Однако описанное построение кривой рабочей поверхности профиля футеровки является приближенным, так как в этом случае не учитывается изменение внутреннего радиуса барабана из-за меняющейся толщины футеровочной плиты. Внутренний радиус связан с величиной относительной скорости вращения зависимостью, которая согласно графику, приведенному на рис. 38, определяет величину необходимого коэффициента сцепления и углом α_ϕ футеровки. Поэтому для того, чтобы рабочая поверхность профиля во всех ее точках обладала равнозначным коэффициентом сцепления, необходимо внести соответствующие поправки по углу α_ϕ в зависимости от меняющейся толщины футеровочной плиты. Построение кривой рабочей поверхности профиля с учетом этих поправок сводится к следующему (рис. 39, б):

1. В масштабе радиусом R_0 , равным внутреннему радиусу барабана, напосится дуга окружности с центром в точке O .

2. Из центра O радиусом $R_0^{IV} = R_0 - H$ напосится вторая дуга $e' - e'$, причем толщина футеровки H принимается ориентировочно.

3. Отрезок H делится на равные части и через полученные точки напосятся концентрические дуги b', c', d' и т. д.

4. Согласно принятому масштабу или путем вычислений определяются радиусы полученных дуг (R'_0, R''_0, R'''_0).

5. Для всех дуг, согласно зависимости (5), определяются относительные скорости вращения барабана по формуле

$$\psi = \frac{n_0 \sqrt{R_d}}{30}, \quad (39)$$

где n_0 — заданная скорость вращения барабана, об/мин;
 R_d — радиус дуги.

6. По графику рис. 38 путем интерполирования определяются значения α_ϕ для каждой дуги.

7. Через точку a под углом α_ϕ к прямой, перпендикулярной к радиусу R_0 , проводится отрезок ab до пересечения с дугой bb' в точке b .

8. Из точки b под углом α'_ϕ к прямой, перпендикулярной к радиусу, проведенному через точку b , проводится отрезок bc до пересечения с дугой cc' в точке c .

9. Повторяя подобные построения для каждой из дуг, получим точки a, b, c, d, e , которые соединяются плавной линией, представляющей кривую рабочей поверхности футеровки с учетом ее толщины.

Определение этой кривой тем точнее, чем больше возьмем промежуточных дуг. Далее приступают к определению основных размеров футеровочных плит.

Футеровочные плиты цилиндрической части барабана (рис. 40, а, б) характеризуются шириной T_{ϕ} , толщиной H, h и длиной L_{ϕ} .

После выбора необходимого профиля футеровки приступают к ориентировочному определению ее ширины (шага футеровки T_{ϕ}).

Как показано в § 7 главы III, для мельниц, работающих на крупных шарах в ударном режиме, шаг профиля $t_{\text{ша}}$ получается отно-

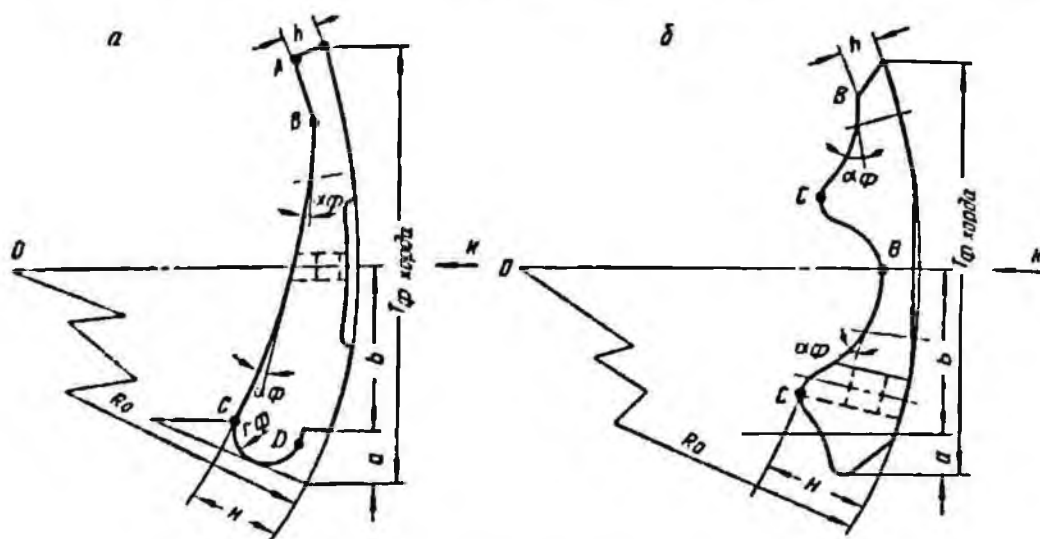


Рис. 40. К определению размеров футеровочных плит

сительно большим (но менее трех диаметров максимального шара), поэтому в данном случае обычно принимают ширину футеровки равной шагу профиля, т. е. $t_{\text{ша}} = T_{\phi}$. Далее определяют количество футеровок с шагом T_{ϕ} , укладываемых по развертке окружности внутренней поверхности барабана (рис. 41). Если количество футеровок получается не целое или нечетное число, то корректируют ширину футеровки до необходимых размеров.

При малом шаге профиля ширину футеровки следует выбирать в два-три раза большей [$T_{\phi} = (2 \div 3) t_{\text{ша}}$], так как применение футеровочных плит малой ширины ведет к увеличению числа отверстий в барабане для крепления плит. Применение футеровок с малой шириной оправдывается только при безболтовом их креплении.

Определив ширину футеровки, приступают к определению толщины, т. е. к вычерчиванию ее поперечного сечения (см. рис. 40, а). Размер h минимальной толщины принимают в основном из соображений механической прочности в пределах от 25 до 30 мм. Длина дуги AB принимается равной половине диаметра наибольшего шара. Далее от точки B до точки C наносится кривая профиля, построение которой изложено в предыдущем параграфе. Положение точки C

определяет наибольшую толщину H профиля футеровочной плиты. Сбегающий конец футеровки (CD) рекомендуется выполнять сферическим, так как не исключена возможность удара шаров по этому элементу поверхности при переходе с параболических траекторий. При малом шаге профиля элемент поверхности CD выполнять по радиусу r_f не обязательно. Дальнейшие построения профиля футеровки уясняются из рисунка 40, б.

Увеличение ширины футеровки, равной ширине профиля $t_{ши}$, более чем на четыре диаметра наибольшего шара вызывает значи-

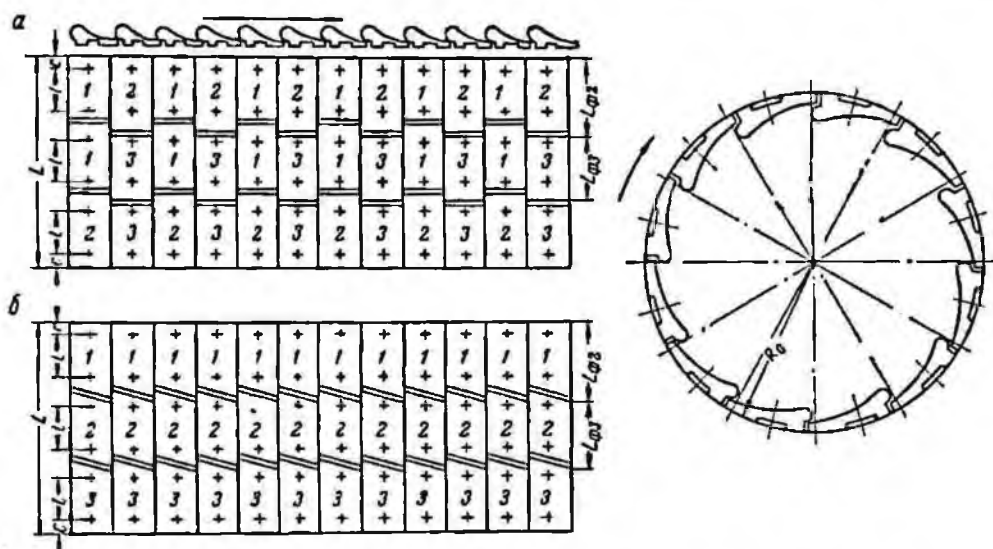


Рис. 41. Укладка футеровок по внутренней поверхности барабана

тельное увеличение толщины футеровки H из-за необходимости сохранения расчетного угла α_f , определяющего необходимый коэффициент сцепления выбранного профиля. Увеличение толщины футеровки (H , h) приводит к уменьшению рабочего объема, что уменьшает производительность мельницы. С другой стороны, увеличение толщины футеровки связано с увеличением ее срока службы, что уменьшает трудозатраты на перефутеровку и материалы, сокращает сроки ремонта. Кроме того, увеличение толщины футеровки ведет к значительному утяжелению барабана, что ощутимо сказывается на увеличении потерь в главных подшипниках и приводных механизмах мельницы.

Длина футеровочных плит определяется из условий удобства монтажа, веса и типа раскладки по внутренней поверхности барабана. Длину футеровки не рекомендуется принимать больше половины диаметра барабана, иначе затрудняется подача плиты в барабан через люк. Вес футеровочных плит крупных мельниц находится в пределах от 250 до 350 кг.

Для предотвращения износа барабана пульной и материалом раскладку футеровочных плит по внутренней поверхности производят по одному из методов, показанных на рис. 41, а, б. При этом необходимо стремиться к тому, чтобы меньше было футеровочных плит разных размеров. С точки зрения удобства монтажа предпочтительнее футеровка по рис. 41, б.

§ 5. ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ О ПРОФИЛЯХ ИЗНОСА ФУТЕРОВОК

В процессе изучения характера износа футеровочных плит автором были проведены экспериментальные замеры профилей футеровок при разной степени износа на шаровых мельницах разных размеров обогатительных фабрик ЮГОКа, а также Лебяжипского, Высокогорского и Гороблагодатского рудоуправлений.

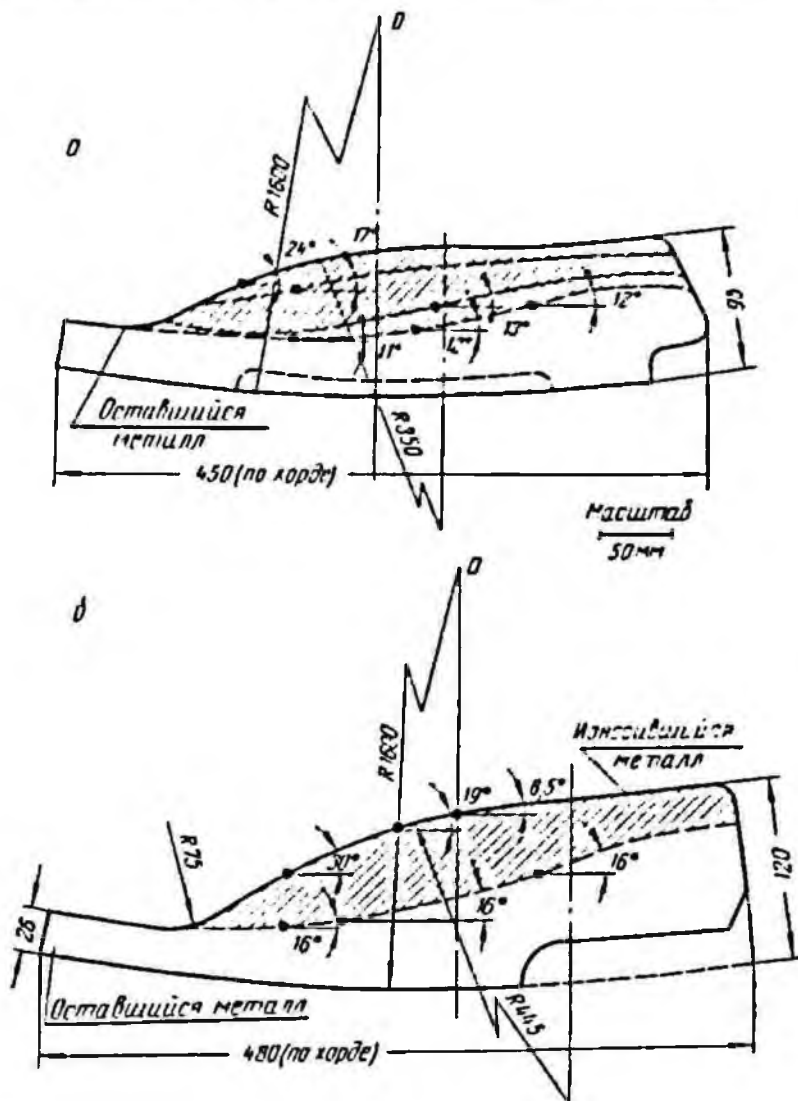


Рис. 42. Профили изношенных футеровок шаровой мельницы 3200 X 3100 мм:

а — обогатительной фабрики Лебяжипского рудоуправления; б — обогатительной фабрики ЮГОКа

На рис. 42, а представлен профиль постепенного износа 95-мм футеровки мельницы 3200 × 3100 мм УЗТМ обогатительной фабрики Лебяжинского рудоуправления. Срок службы до полного износа футеровки — четыре месяца при скорости вращения мельницы 19,6 об/мин и коэффициенте заполнения барабана $\phi = 0,4$. Догрузка

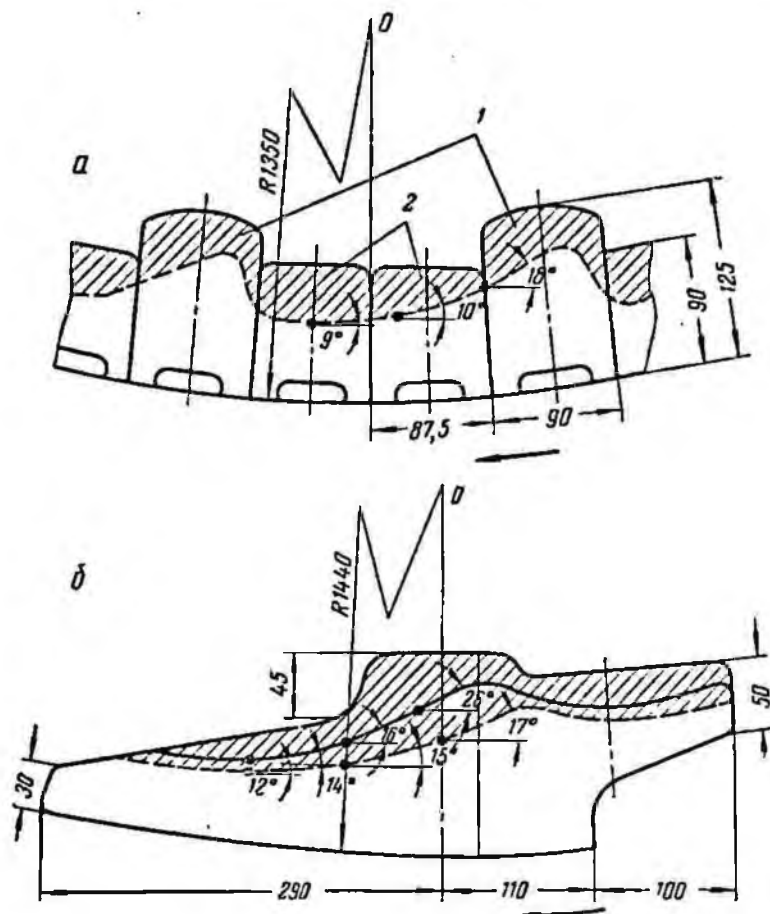


Рис. 43. Профили изношенных футеровок шаровых мельниц:

а — обогатительной фабрики Высокогорского рудоуправления (2700 × 3600 мм); б — обогатительной фабрики Гороблагодатского рудоуправления (2880 × 2400 мм)

мельницы производилась шарами диаметром 100 мм. Мельница работала в I стадии измельчения.

Износ футеровки по длине мельницы неравномерен. Большой износ наблюдается в центральной части барабана и меньший — на концах. При этом футеровка на загрузочном конце барабана изнашивалась несколько меньше, чем на разгрузочном. Это объясняется сегрегацией шаровой загрузки, влиянием размера шаров на величину скольжения, а вместе с тем и на износ футеровки.

На рис. 43, а показан характер износа футеровки мельницы «Поллизус» размером 2700 × 3600 мм. Футеровка состоит из элементов 1, изготовленных из марганцовистой стали, и элементов 2, изготовленных из углеродистой стали.

Несмотря на совершенно иную форму и разный металлографический состав элементов, рассматриваемый профиль по мере износа получает криволинейную поверхность, характерную для футеровок Уралмашзавода (см. рис. 42). Срок службы футеровки мельницы «Поллизус» около года. Футеровка мельницы 2880 × 2400 мм (рис. 43, б) служит от 7 месяцев до 1 года в зависимости от качества металла. Большие сроки службы футеровок по сравнению с футеровками Уралмашзавода объясняются их большей абсолютной толщиной (125 и 140 мм против 95 и 120 мм) при значительно меньших диаметрах мельницы. При меньших внутренних диаметрах барабана мельниц будут меньшими усилия, действующие на поверхность футеровки, в связи с чем при одинаковых скоростях скольжения шаровой загрузки срок службы футеровки будет несколько увеличиваться.

Анализируя приведенные профили износа, можно заключить, что по мере износа футеровки углы α_f выравниваются между собой, а рабочая часть профиля получает характерный криволинейный вид, подобный износостойкому, полученному теоретически. Однако при этом получаются недостаточные углы α_f и скольжение не ликвидируется. Эти эксперименты показывают, что футеровка, имеющая износостойкий профиль, будет изнашиваться равномерно по всей рабочей поверхности.

§ 6. ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНОСА ТОРЦОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ БАРАБАНА

Для исследования влияния режима работы дробящей среды и степени заполнения барабана мельницы на износ торцовых поверхностей были использована лабораторная шаровая мельница с размерами барабана 450 × 450 мм, показанная на рис. 22.

Изучение характера износа торцовых поверхностей производилось на футеровке торца из гипса. Гипс, как материал торцовой футеровки лабораторной мельницы, был выбран из условий легкости отливки футеровки желаемой формы, а также из условий его быстрого износа дробящей средой. Это значительно сокращает время работы лабораторной мельницы для получения желаемого износа поверхности футеровки.

Опыты показали, что износостойкость гипса в значительной степени зависит от плотности и влажности отливки. Поэтому, чтобы иметь возможность сравнения величин износа торцов при различных режимах работы дробящей среды, необходимо, чтобы отливки торцов из гипса обладали одинаковыми физико-механическими характеристиками.

В связи с этим важно при изготовлении отливок строго соблюдать весовое соотношение компонентов раствора и температурный режим сушки отлитых футеровок.

Одной из задач этого исследования явилось установление характера износа гладкой торцевой поверхности в зависимости от коэффициента заполнения барабана при гладкой цилиндрической и износостойкой футеровках цилиндрической части барабана.

На рис. 44 приведены профили износа гладкого гипсового торца при разных относительных скоростях вращения и коэффициентах

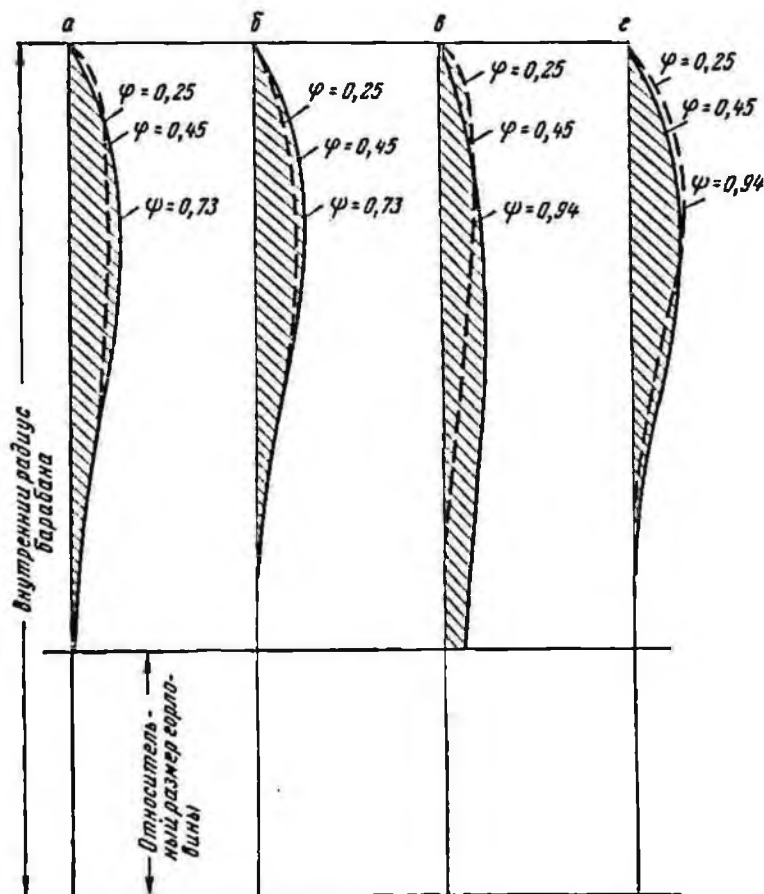


Рис. 44. Профили износа гипсового торца барабана лабораторной мельницы:

а, в — при гладкой футеровке цилиндрической части (см. рис. 52, а);
б, г — при одноугловой футеровке (см. рис. 52, б)

заполнения. Анализ профилей позволяет заключить, что при относительных скоростях вращения барабана, соответствующих каскадному режиму работы дробящей среды, профили износа гладкого торца по радиусу практически не зависят от коэффициента заполнения барабана. Это можно объяснить тем, что при малых коэффициентах заполнения барабана будет наблюдаться значительно большее скольжение дробящей среды относительно торца, чем при большем заполнении барабана. Однако при малых коэффициентах запол-

нения будут соответственно меньшими контактные давления на торце от дробящей среды. Полагая, что относительный износ поверхности пропорционален произведению скольжения дробящей среды на ее давление на торце, получим одинаковые износы торца при разном заполнении барабана дробящей средой при каскадном режиме дробящей среды.

Отметим, что на профиль износа торца влияет форма профиля футеровки цилиндрической части барабана (рис. 44, а, б). При футеровках с большим коэффициентом сцепления наблюдается меньший износ торца к центру.

Износ торца барабана при гладкой футеровке цилиндрической части определяется в значительной степени коэффициентом заполнения барабана.



Рис. 45. Износ торцевой поверхности барабана в относительных единицах

При увеличении коэффициента заполнения увеличивается износ торца к центру барабана (рис. 44, в). При износостойких футеровках цилиндрической части барабана, имеющих значительное сцепление дробящей среды, разница в износе незначительна (рис. 44, г).

Проведенные опыты показывают, что характер износа торцевых поверхностей барабана в значительной степени определяется режимом работы дробящей среды.

На режим работы дробящей среды влияет в значительной степени профиль футеровки цилиндрической части барабана (т. е. ее сцепление с дробящей средой).

На опыте эксплуатации известно, что при постепенном износе футеровки цилиндра барабана ее необходимый коэффициент сцепления меняется от 0,2 до 0,7—0,8, что соответствует изменению профиля от фигурного до гладкого.

Таким образом, постепенный износ футеровки цилиндра барабана будет постоянно изменять характер износа торцевой футеровки барабана.

При проектировании торцевых футеровок предугадать эти изменения характера износа торцов пока затруднительно.

Для того чтобы избежать ошибок при выборе профиля торцевой футеровки при возможном в эксплуатации изменении коэффициента заполнения барабана φ и необходимого коэффициента сцепления футеровки цилиндра K_n , на рис. 45 приведена кривая износа торцевой поверхности по радиусу. Эта кривая износа является огиба-

ющей всех профилей износа торцов, полученных при разных коэффициентах ϕ и ψ барабана мельницы для гладкой ($K_n = 0,7$) и износостойкой ($K_n = 0,2$) футеровках цилиндра.

Таким образом, полученная кривая ограничивает наиболее подходящий профиль износа, соответствующий изменениям коэффициента сцепления футеровки цилиндра и степени заполнения барабана дробящей средой. Если принять максимальный износ за единицу, а по оси абсцисс нанести относительный радиус барабана мельницы, можно получить профиль износа торца в относительных единицах. Благодаря этому полученный профиль износа можно отнести

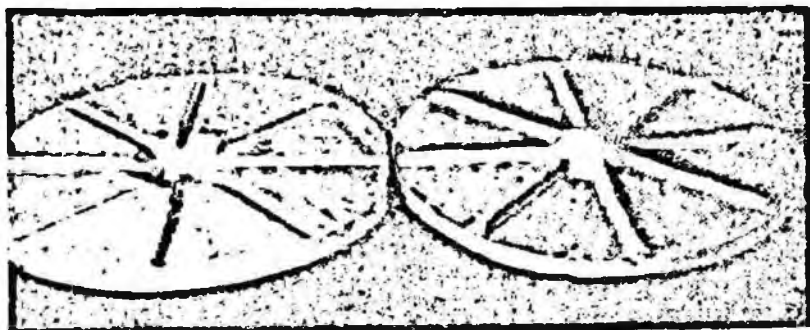


Рис. 46. Торцовая поверхность барабана и ее форма для отливки

к любому размеру барабана. Имея кривую износа, можно выбрать соответствующий профиль торцовой поверхности, который во время эксплуатации будет изнашиваться более равномерно.

В шаровых мельницах с разгрузкой через решетку последняя является также торцовой футеровкой барабана.

Решетка, как было показано, состоит из отдельных секторов, удерживающихся поперечными и радиальными клипьями, а также центральной футеровкой (см. рис. 12).

Если рассматривать поперечный разрез барабана с решеткой (см. рис. 1, б), то можно заметить, что клипья и в особенности центральная футеровка выполнены значительно толще и возвышаются над поверхностью решетки. Это сделано, вероятно, для защиты решетки от износа шарами. В последнее время центральную футеровку делают еще более толстой.

В связи с этим на лабораторной мельнице был исследован характер износа решетки, радиальных клипьев и центральной футеровки. Для этого из гипса была изготовлена специальная форма, показанная на рис. 46 слева. После сушки эта форма была пропарафинирована. Благодаря этому было возможно после заливки спять гипсовую отливку, представляющую в определенной пропорции решетку с клипьями, и центральную футеровку (на рис. 46 справа). Исследование характера износа производилось при коэффициенте заполне-

нии барабана $\varphi = 0,45$ и относительной скорости вращения $\psi = 0,74$.

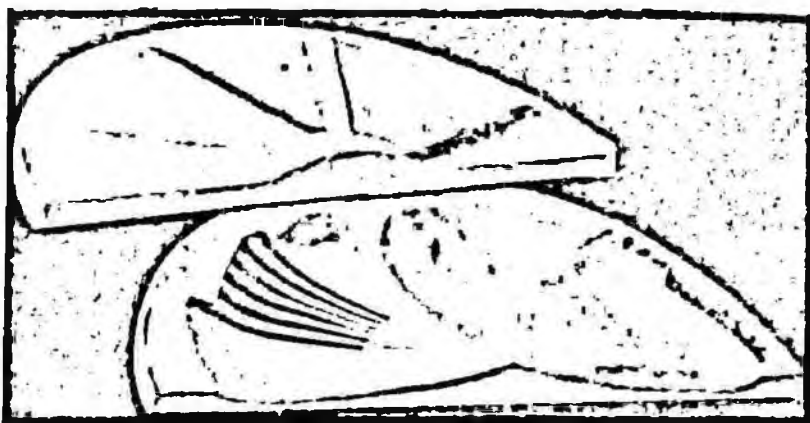


Рис. 47. Износ торцовой поверхности с ребрами

Анализ полученного профиля износа (рис. 47) показывает, что:

1. Наличие радиальных клиньев, хотя и ведет к некоторому увеличению сроков службы торцовой поверхности, однако значительно увеличивает неравномерность износа, в особенности в зоне,

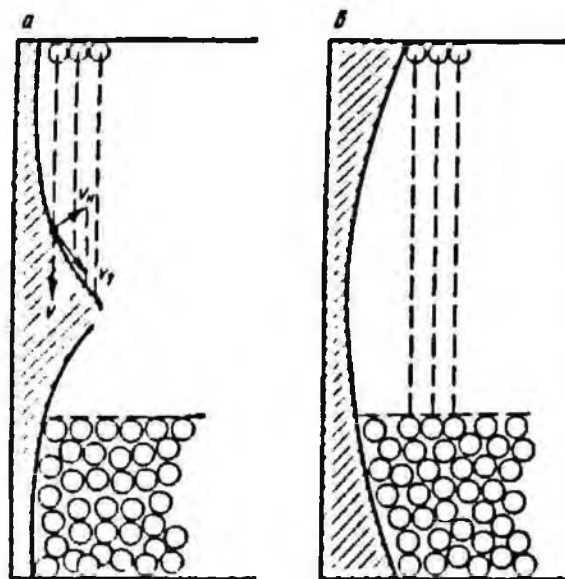


Рис. 48. Действие дробящей загрузки на торец барабана

где радиальные клинья расходятся на значительное расстояние. Неравномерность имеет характерный для промышленных мельниц спиралеобразный износ вследствие того, что радиальные клинья создают неравномерное сцепление дробящих тел вдоль радиуса торца.

2. Увеличение толщины центральной футеровки ведет к увеличению ее износа, т. е. чем больше она выступает над решеткой, тем больше ее износ.

Это наглядно показано на рис. 48, а. Шары внешних слоев, поднимаясь до углов отрыва от цилиндрической части, будут при движении

по параболическим траекториям ударяться о выступающую внутрь барабана центральную футеровку. Эти постоянные удары дробящих тел способствуют не только износу центральной футеровки, но и увеличивают расход

дробящих тел. Таким образом, удалось установить, что для предотвращения износа центральной футеровки необходимо, чтобы ее поверхность не возвышалась над поверхностью решетки (рис. 48, б).

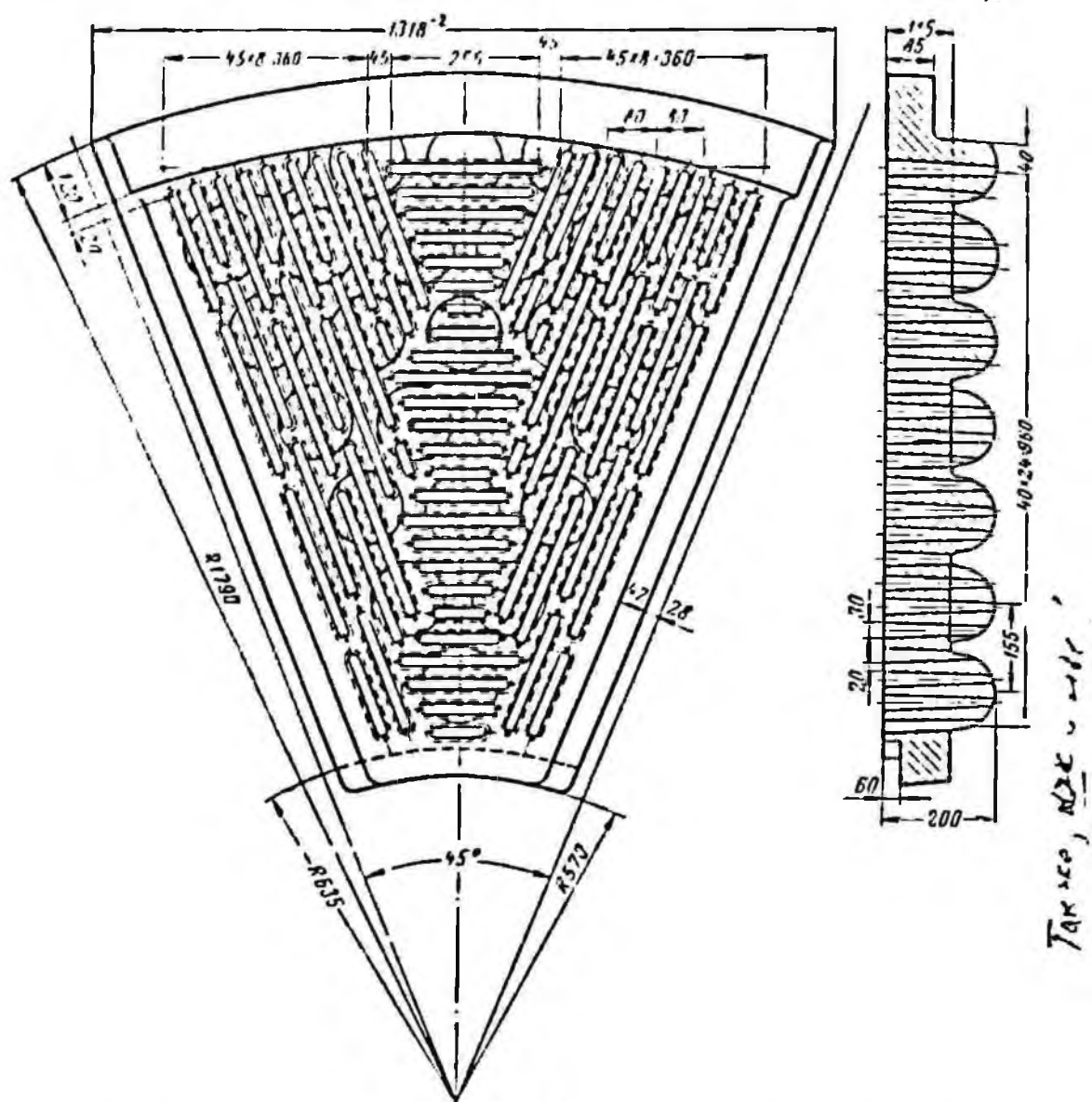


Рис. 54. Сектор разгрузочной решетки с каблучковой поверхностью для мельниц 3600 × 4000 мм

Для того чтобы поверхность решетки изнашивалась более равномерно и имела достаточное сцепление с дробящей средой, она должна иметь профиль, изменяющийся по радиусу согласно полученным кривым износа (см. рис. 45), а также вместо радиальных клиньев выступов, имеющие постоянный шаг.

По этим соображениям наиболее подходящей поверхностью является каблучковая поверхность. На рис. 49 показана торцовая поверхность с каблучками до и после износа.

На рис. 50 показан чертеж торцовой футеровки для шаровой мельницы, а на рис. 51 — сектор разгрузочной решетки шаровой мельницы 3600 × 4000 мм. Эти торцовые поверхности спроектированы на основании результатов проведенных экспериментальных исследований.

§ 7. ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЕЙ ФУТЕРОВОК НА РАБОТУ МЕЛЬНИЦЫ

На описанной в § 4 главы II установке (без включения вибратора) были испытаны три типа футеровочных плит, имеющих разные профили (рис. 52), выполненные таким образом, что был сохранен одинаковым внутренний полезный объем барабана.

Смесь шаровой загрузки составлялась согласно установившимся шаровым загрузкам промышленных мельниц. Испытания комплектов футеровок производились при различных относительных скоростях вращения и коэффициентах заполнения барабана 0,25, 0,35 и 0,45. Полезная мощность вычислялась как разность между мощностью, потребляемой двигателем мельницы при вращении барабана с шаровой загрузкой, и мощностью при вращении пустого барабана с концентрично расположенным грузом, равным по весу соответствующей шаровой загрузке.

По результатам измерений составлены графики зависимости полезной мощности от скорости вращения и степени заполнения барабана для разных профилей футеровок. На рис. 53 приведен график изменения полезной мощности от скорости вращения барабана при $\varphi = 0,45$.

На рис. 54 представлен график зависимости мощности холостого хода от скорости вращения.

Анализ полученных зависимостей и данных фотографирования позволяет установить следующее:

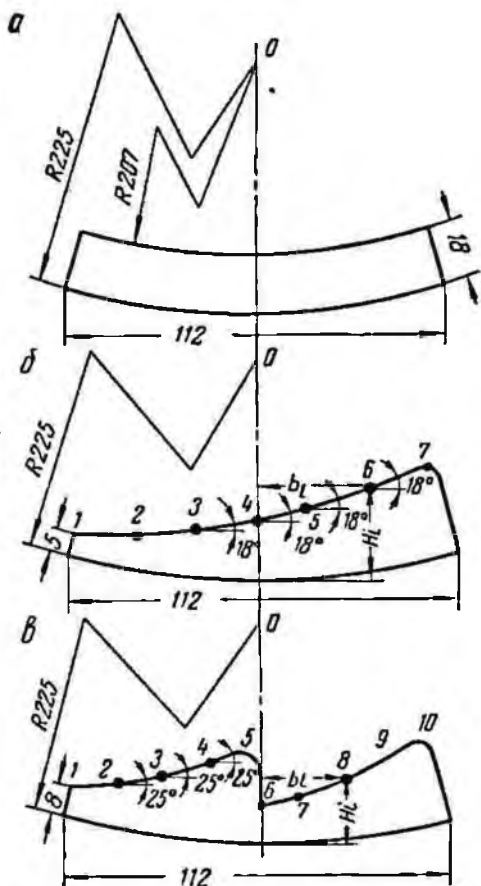


Рис. 52. Футеровочные плиты лабораторной шаровой мельницы:

а — гладкая, цилиндрическая; б — одно-
угольная; в — двухугольная

1. При нормальном движении одноугловой и двухугловой футеровок при $\varphi = 0,45$ скольжения шаровой загрузки относительно футеровки не наблюдается. Однако, как видно из графика рис. 53,

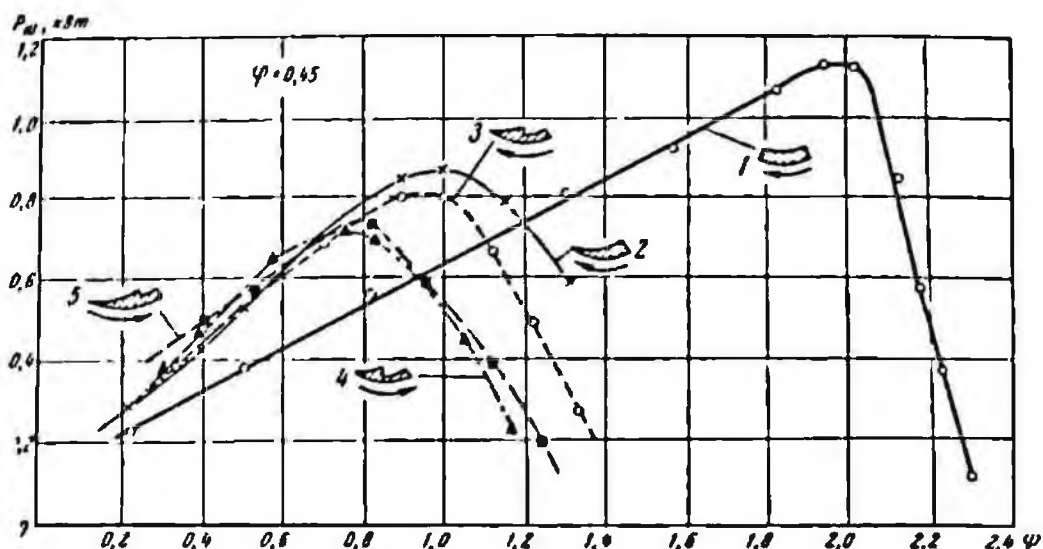


Рис. 53. Зависимость полезной мощности, потребляемой шаровой мельницей, от относительной скорости вращения барабана при коэффициенте заполнения $\varphi = 0,45$:

1 — при сплошной футеровке; 2 — при одноугловой футеровке; 3 — при двухугловой футеровке; 4 — при обратном вращении двухугловой футеровки; 5 — при обратном вращении одноугловой футеровки

максимум полезной мощности в случае одноугловой футеровки на 9% больше, чем при двухугловой.

Это объясняется тем, что при одноугловой футеровке почти не наблюдается взаимного скольжения внутренних слоев шаров и вся

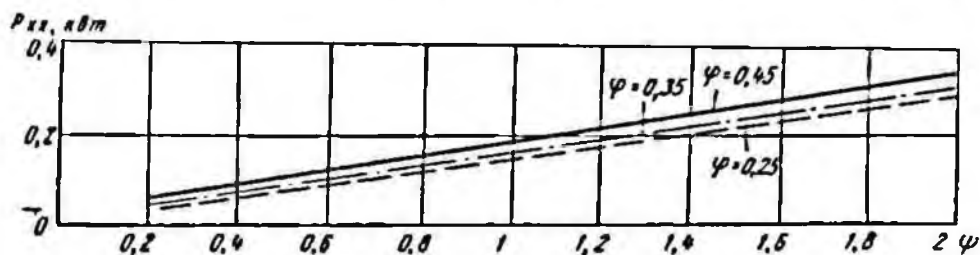


Рис. 54. График зависимости мощности холостого хода мельницы от скорости вращения барабана

шаровая загрузка работает в неподпадном режиме, близком к теоретическому, описываемому теорией Дэвиса. При двухугловой футеровке из-за скольжения некоторой части внутренних слоев, работающих в каскадном режиме, не вся шаровая загрузка поднимается на должную высоту. В неподпадном режиме работают только слои шаров, близкие к футеровке. Таким образом, шаровая загрузка

работает в смешанном режиме, вследствие чего несколько снижается полезная мощность.

Смешанный режим выходит за пределы, подчиняющиеся теории Дэвиса, поэтому необходима соответствующая поправка на скольжение. Это подтверждает правомерность уточнений теории Дэвиса, развитых И. Г. Гринманом и И. З. Шаги-Султаном (глава II, § 1).

2. При «обратном» движении одноугловой и двухугловой футеровок (утолщенной частью вперед) не наблюдается скольжения внешнего слоя шаров по поверхности футеровок. Воздействие футеровок на шаровую загрузку совершенно одинаково, несмотря на их разный профиль, в обоих случаях наблюдается сильное скольжение внутренних слоев шаровой загрузки относительно друг друга.

При увеличении скорости вращения шары, западающие за выступы футеровки, начинают рано центрифугировать, в связи с чем футеровка и шары представляют как бы гладкую футеровку для шаров средних слоев, при этом внутренний полезный объем барабана значительно снижается, что, в свою очередь, ведет к снижению полезной мощности. Дальнейшее увеличение скорости вращения ведет к увеличению скольжения внутренних слоев и к центрифугированию более внешних слоев, что еще больше снижает полезную мощность.

По этим причинам максимум полезной мощности почти на 16% ниже, чем при работе одноугловой футеровки при нормальном движении.

3. При гладкой футеровке при $\varphi = 0,45$ максимум потребляемой мощности, соответствующий скорости вращения барабана $\psi = 2$, на 23% выше максимальной мощности при одноугловой футеровке. Однако в этом случае (при гладкой футеровке) потери на трение в цапфах, приводных механизмах и электродвигателе мельницы в два раза больше (см. рис. 54), чем при одноугловой футеровке. Учитывая значительное скольжение шаровой загрузки и связанные с этим увеличенные расходы футеровки и шаров, рекомендовать такой режим для промышленного использования нельзя.

Описанные исследования футеровок производились с шаровой загрузкой без размалываемого материала.

Наличие размалываемого материала в зависимости от его характеристики будет или увеличивать скольжение или уменьшать. При размоле железных руд коэффициент трения между шарами и футеровкой увеличивается, что приводит к некоторому уменьшению скольжения, при размоле же некоторых углей и клинкеров скольжение несколько увеличивается из-за уменьшения коэффициента трения. Однако сравнительная оценка воздействия различных профилей футеровок на дробящую среду не меняется. Производительность мельницы по готовому классу пропорциональна полезной мощности. Для подтверждения этого положения приведем опыты по измельчению медно-молибденовых и свинцово-цинковых руд, проведенные на лабораторной мельнице 300×200 мм С. И. Денивым.

На рис. 55, 56 приведены зависимости полезной мощности от скорости вращения барабана (без руды и в присутствии размалываемой руды) при разных степенях заполнения его.

На рис. 57 приведена зависимость удельной производительности по готовому классу — 0,08 мм в кг/л·с·ч. При сопоставлении кривых рис. 56 и 57 видно, что максимумы удельной производительности по готовому классу для различных коэффициентов заполнения барабана точно соответствуют максимуму полезной мощности при тех же относительных скоростях вращения барабана.

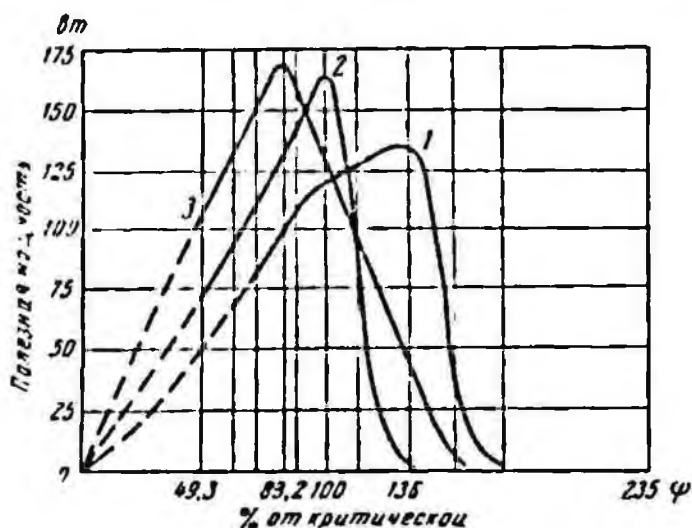


Рис. 55. Зависимость полезной мощности от относительной скорости вращения при разных коэффициентах заполнения барабана при работе мельницы без размалываемого материала:

1 — при $\varphi = 0,2$; 2 — при $\varphi = 0,3$; 3 — при $\varphi = 0,4$

Для оценки влияния профиля футеровки на производительность мельницы по определенному классу и эффективность измельчения автором были проведены сравнительные опыты на гладкой цилиндрической и одноугловой футеровках (см. рис. 52) по размолу крепорожеской руды и донецкого антрацита.

Опыты проводились при той же шаровой загрузке, что и в опытах (см. рис. 53). Сухое измельчение производилось по периодическому циклу при различных относительных скоростях вращения барабана.

Перед опытами руда и уголь отгрохачивались и усреднялись. Плавеска руды для помола равнялась 3 кг. Измельчение проводилось в течение 10 мин при постоянном числе оборотов во время опыта. За время опыта при помощи регистрирующих приборов фиксировались мощность, потребляемая двигателем, что необходимо для определения энергии, затраченной на измельчение.

После опыта вся измельченная плавеска подвергалась ситовому анализу. Производительность мельницы определялась по выходу класса — 0,1 мм в процентах.

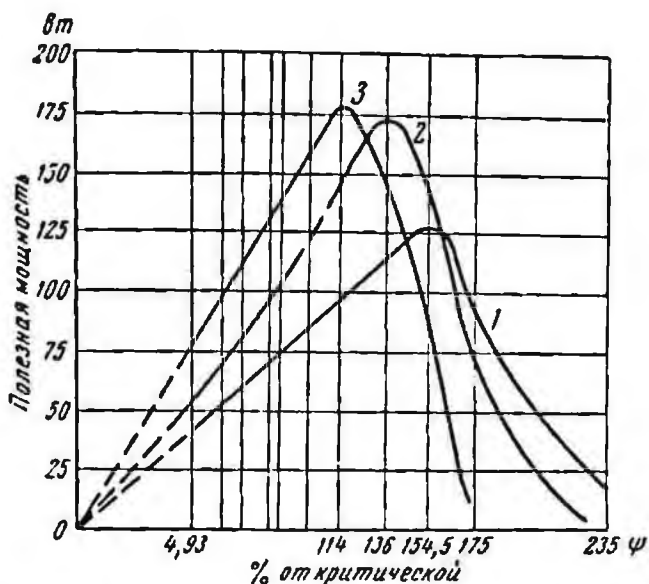


Рис. 56. Зависимость полезной мощности от относительной скорости вращения барабана при разных коэффициентах заполнения барабана при работе мельницы с размалываемым материалом:

1 — при $\varphi = 0,2$; 2 — при $\varphi = 0,3$; 3 — при $\varphi = 0,4$

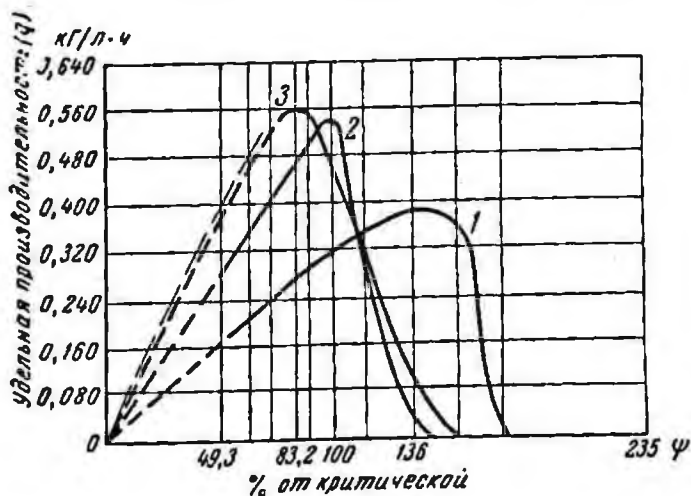


Рис. 57. Зависимость удельной производительности мельницы от относительной скорости вращения барабана при различных коэффициентах заполнения

1 — при $\varphi = 0,2$; 2 — при $\varphi = 0,3$; 3 — при $\varphi = 0,4$

Эффективность измельчения определялась производительностью по готовому продукту класса —0,1 мм в тоннах на 1 кВт·ч по формуле

$$\eta = \frac{Q(\beta - \alpha)}{N}, \text{ т/квт} \cdot \text{ч},$$

где Q — производительность, т/ч;

β — содержание расчетного класса в измельченном материале;

α — содержание расчетного класса в исходном продукте;

N — мощность, потребляемая мельницей.

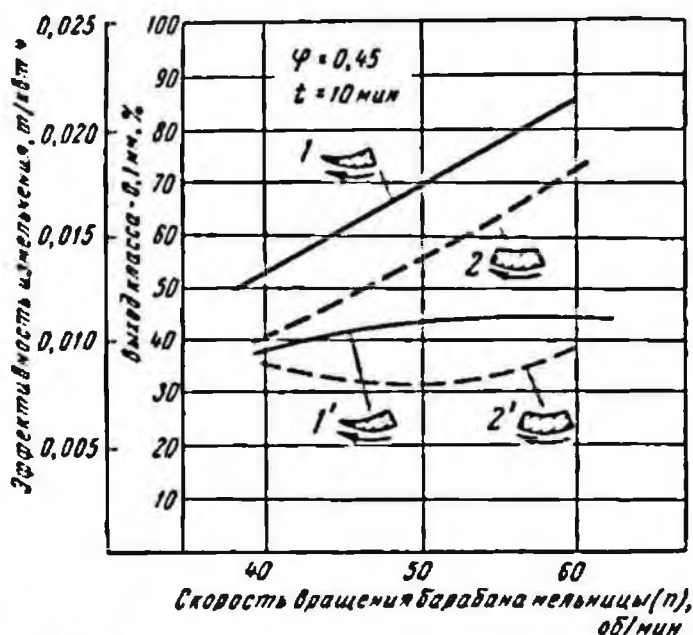


Рис. 58. Зависимость производительности и эффективности измельчения кривошейной руды исходного класса 3—6 мм от скорости вращения барабана мельницы:

1 — производительность по готовому классу на одноугловой футеровке, 2 — производительность по готовому классу на гладкой футеровке, 1' — эффективность измельчения на одноугловой футеровке, 2' — эффективность измельчения на гладкой футеровке

На рис. 58 приведены зависимости производительности и эффективности при измельчении кривошейной руды класса 3—6 мм. Анализируя график, можно заключить, что одноугловая футеровка с пилосостойким профилем позволяет получить примерно на 15% большую производительность, чем гладкая цилиндрическая футеровка. Эффективность измельчения на одноугловой футеровке также выше в среднем на 12—13%.

То же самое можно сказать и о сравнительной оценке измельчения кривошейной руды исходного класса 6—13 мм (рис. 59).

Иная картина получается при сравнительном измельчении той же руды исходного класса 0—3 мм (рис. 60). При малых относительных скоростях барабана (0,6—0,73 ф), когда дробящая среда

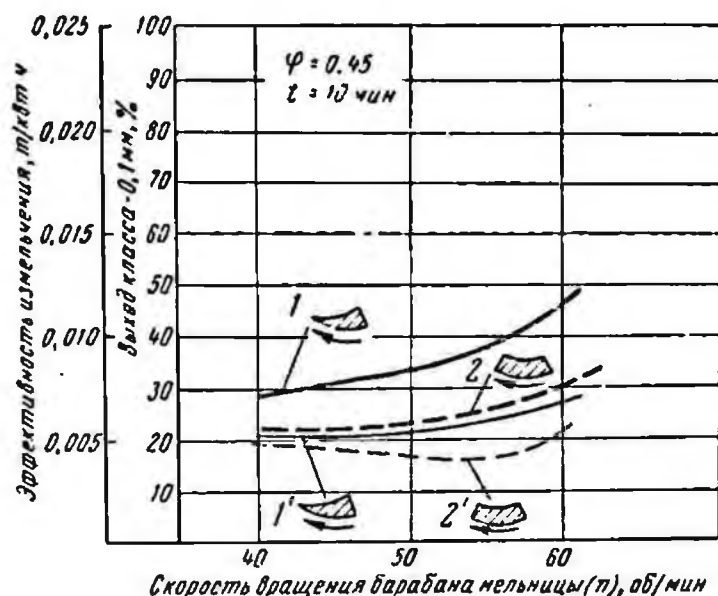


Рис. 59. Зависимости производительности и эффективности измельчения криво-рожекской руды исходного класса 6—13 мм от скорости вращения барабана мельницы:

1 — производительность по готовому классу на одноугловой футеровке; 2 — производительность по готовому классу на гладкой футеровке; 1' — эффективность измельчения на одноугловой футеровке; 2' — эффективность измельчения на гладкой футеровке

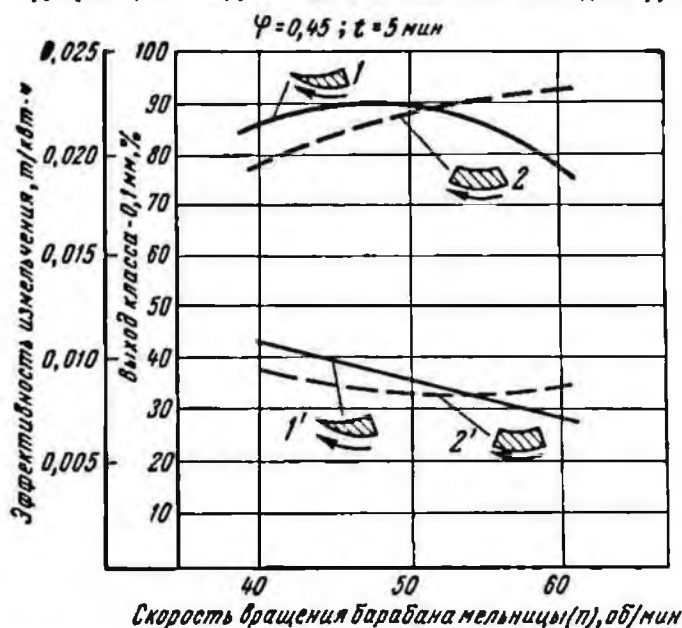


Рис. 60. Зависимости производительности и эффективности измельчения криво-рожекской руды исходного класса 0—3 мм от скорости вращения барабана мельницы:

1 — производительность по готовому классу на одноугловой футеровке; 2 — производительность по готовому классу на гладкой футеровке; 1' — эффективность измельчения на одноугловой футеровке; 2' — эффективность измельчения на гладкой футеровке

работает в каскадном режиме, производительность и эффективность выше у одноугловой футеровки. При скоростях выше 0,73 ф производительность и эффективность выше при работе мельницы с гладкой цилиндрической футеровкой.

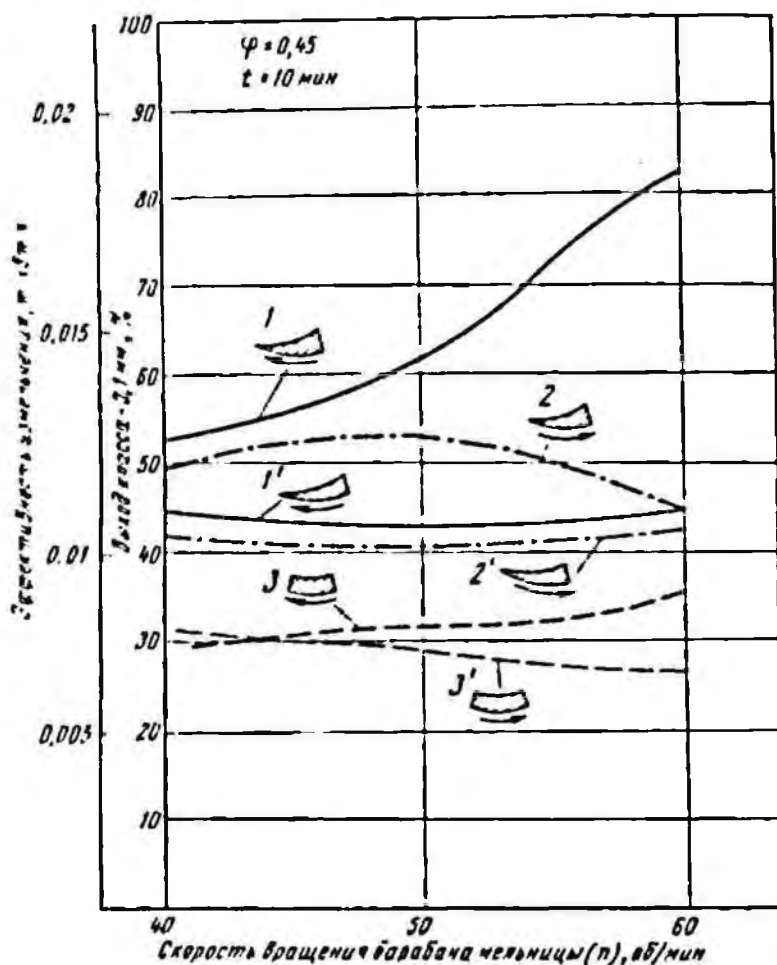


Рис. 61. Зависимости производительности и эффективности измельчения донецкого антрацита от скорости вращения барабана:

1, 2, 3 — производительности по готовому классу соответственно на футеровках: одноугловой, одноугловой при обратном движении и гладкой; 1', 2', 3' — эффективность измельчения на футеровках соответственно: одноугловой, одноугловой при обратном движении и гладкой

Это объясняется тем, что при скоростях выше 0,73 ф дробящая среда начинает работать в водонападном режиме при одноугловой футеровке и измельчение постепенно переходит от истирания в каскадном режиме к измельчению ударом в водонападном.

При работе мельницы с гладкой футеровкой при скоростях выше 0,73 ф из-за скольжения сохраняется каскадный режим, но с большой циркуляцией шаров. Анализ графика позволяет заключить, что при измельчении мелких классов работа мельницы эффективнее при каскадных режимах дробящей среды.

При сравнительной оценке измельчения донецкого антрацита исходного класса 6—13 мм разница в производительности достигает 23% при $\psi = 0,6$ и 40% при $\psi = 0,87$, при этом эффективность измельчения в среднем на 12—13% выше, чем у гладкой цилиндрической футеровки.

Интересно отметить, что при измельчении донецкого антрацита был проведен опыт с одноугловой футеровкой при вращении выступом вперед (кривые 2 и 2' на рис. 61). Производительность и эффективность при этом выше, чем при измельчении на гладкой футеровке, и ниже, чем у одноугловой с нормальным движением.

Эти опыты показывают преимущества одноугловой футеровки как по производительности, так и по экономии энергии, как при применении на мельницах для размола руды, так и при размоле угля в особенности.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Одноугловая футеровка с шагом не менее трех диаметров самого крупного шара способствует работе всей массы шаровой загрузки в водопадном режиме, предотвращая скольжение внутренних слоев контура шаровой загрузки. Действительный режим работы дробящей среды при этом приближается к теоретическому.

Следовательно, такие футеровки позволят получить большие производительность и эффективность на первых стадиях измельчения рудообогащительных фабрик и на углеразмольных мельницах тепловых электростанций, где измельчение осуществляется в одну стадию.

2. Угловые футеровки с шагом менее трех диаметров крупного шара, устраняя скольжение шаровой загрузки по поверхности футеровки, допускают скольжение ее внутренних слоев относительно друг друга. Вследствие этого возникают смешанные водопадно-каскадные режимы, отличающиеся от теоретических. Такие футеровки могут быть рекомендованы при размоле материалов в режиме истирания. Это относится в первую очередь к последним стадиям измельчения на рудообогащительных фабриках. Такие футеровки могут быть с успехом применены при размоле мягких материалов при одностадийном измельчении.

3. Движение футеровок (всех профилей) выступом вперед не может быть рекомендовано, так как в этом случае максимум потребляемой мощности и соответствующая максимальная производительность мельницы значительно снижаются (около 16%) по сравнению с нормальным движением. Последнее подтверждается графиками и данными промышленных испытаний.

Одним из важных факторов, влияющих на эффективность измельчения, производительность и удельный расход дробящих тел, является сегрегация дробящих тел по длине барабана мельницы.

В борьбе с явлением сегрегации дробящей среды для создания необходимой сортировки дробящих тел по крупности иногда применяют мельницы с коническим барабаном или мельницы с цилиндрическим барабаном, имеющим самосортирующие футеровки в виде

конусных плит или плит, образующих своими ребрами спирали вдоль барабана. Из-за известных недостатков такие футеровки широкого применения не нашли.

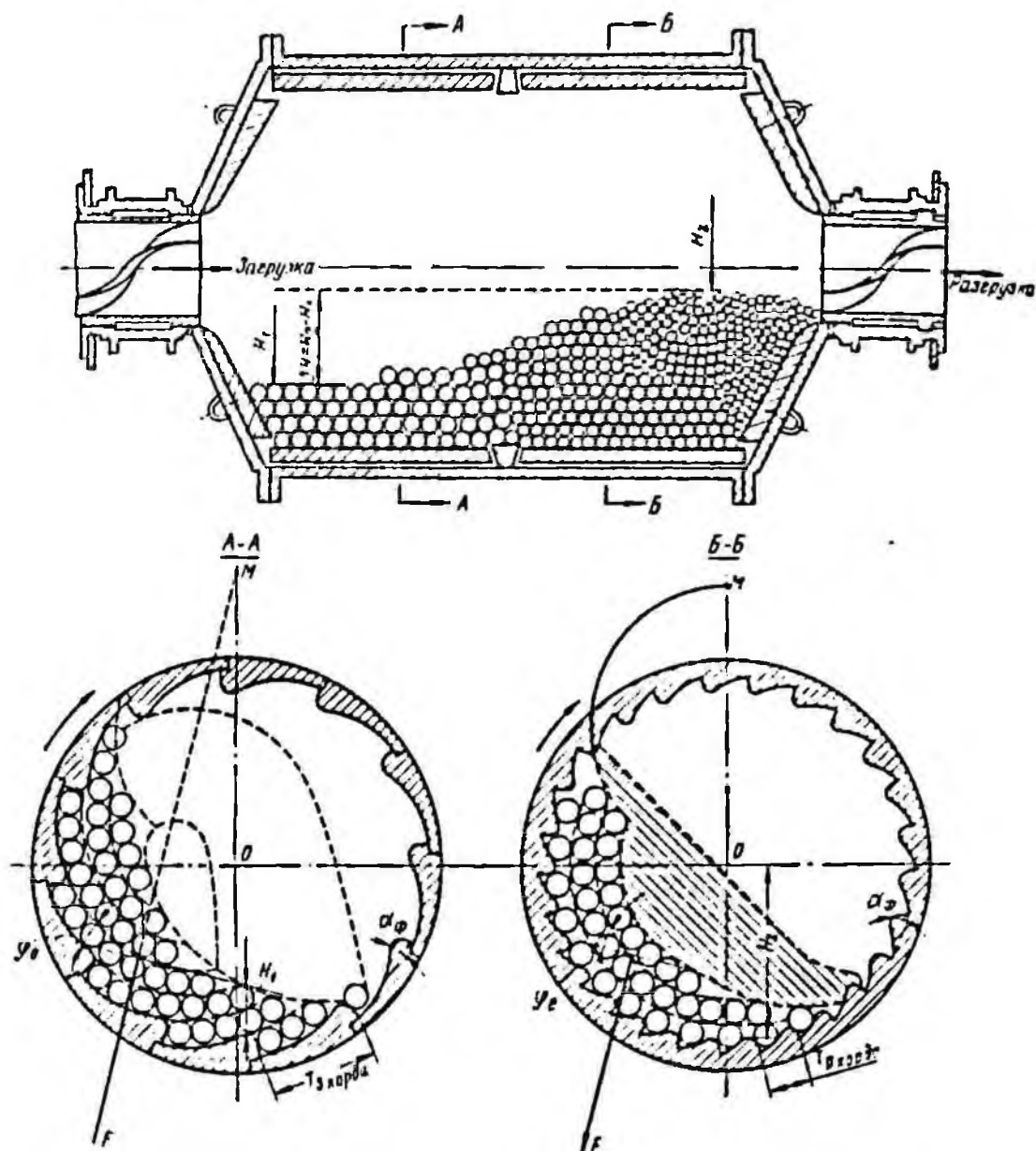


Рис. 62. Самосортирующая футеровка шаровых мельниц с цилиндрическим барабаном

Автором разработан и испытан на модели новый способ самосортировки. Самосортировка (рис. 62) по этому способу отличается тем, что для футеровки барабана могут применяться обычные футеровочные плиты, предпочтительнее с износостойким профилем,

но с разным шагом и высотой ребер вдоль барабана. Со стороны загрузки футеровка имеет больший шаг и большую высоту ребер. Сортировка дробящих тел осуществляется в этом случае за счет разности уровней дробящей среды, работающей у загрузочного конца в водопадном режиме, а у разгрузочного — в основном в каскадном режиме. Разный режим в концах барабана, как уже отмечалось, создается за счет различного влияния футеровок на внутренние слои дробящих тел.

Футеровка загрузочного конца, имея больший шаг, увлекает в движение массу шаров на всю глубину, т. е. исключает скольжение внутренних слоев относительно друг друга. В разгрузочной части из-за того, что шаг футеровки меньше, дробящие тела внутренних слоев скользят друг относительно друга, работая в каскадном режиме. Вследствие этого уровень компактной массы шаров на загрузочном конце ниже, чем на разгрузочном, что приводит к перемещению более крупных шаров к загрузочному торцу мельницы.

Применение такой футеровки приводит к улучшению технико-экономических показателей мельницы.

§ 8. НОВЫЕ ТИПЫ ФУТЕРОВОК ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ

Руководствуясь методикой построения износостойкого профиля и выбора основных размеров футеровочных плит, автор совместно с сотрудниками обогатительной фабрики Ново-Криворожского горно-обогатительного комбината разработали, испытали и внедрили на шаровых мельницах 3600×4000 мм футеровку, показанную на рис. 63, а.

Мельницы с износостойким профилем футеровки показали удовлетворительные результаты как по производительности, так и по качеству измельчения. Срок службы футеровок увеличился в 1,3—2 раза по сравнению со стандартными футеровками, поставляемыми Ново-Краматорским машиностроительным заводом (рис. 63, б). В настоящее время такие футеровки применяются на мельницах I и II стадий измельчения на всех обогатительных фабриках Кривого Рога.

Однако, как показал опыт изготовления, при термообработке футеровок возникают внутренние напряжения в местах перехода от тонкой части к утолщенной. Неравномерное распределение температуры при интенсивном охлаждении во время закалки может привести к тому, что при несоблюдении разработанной технологии закалки плиты будут лопаться.

Автором разработана новая конструкция футеровочных плит (рис. 64), исключающая этот недостаток: вдоль утолщенной части плиты предусматриваются две канавки различной глубины, благодаря которым сечение профиля получается сравнительно ровной толщины.

Разработанная конструкция имеет износостойкий профиль. Координаты точек рабочей поверхности указаны в таблице на рис. 64.

Наличие канавок не ухудшает условий сцепления футеровки с дробилкой средой, а, наоборот, улучшает, что должно увеличить срок службы футеровки. Укладка футеровки припята не внахлестку, а в стык со скосом. Такая футеровка легче укладывается и создает дополнительную жесткость барабана. На рис. 65 и 66 приведены чертежи футеровочных плит для шаровых мельниц диаметром 3200 и 2700 мм.

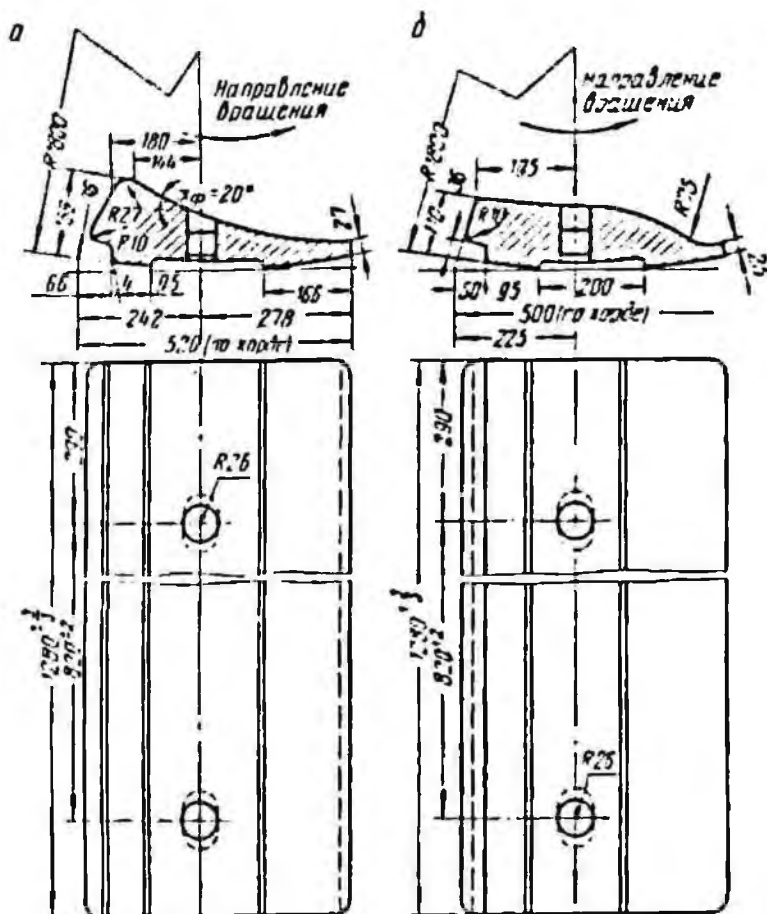


Рис. 63. Футеровочные плиты шаровой мельницы 3600 × 4000 мм:

а — с напосостыбким профилем; б — со стандартным профилем

Зарубежными фирмами рекомендуется (на основании долголетнего опыта) применение на мельницах тонкого измельчения футеровок, показанных на рис. 67, что вполне согласуется с данными исследований, описанных в § 7 настоящей главы.

Однако все литые футеровки имеют следующие основные недостатки:

1. Большие трудозатраты на изготовление и высокая стоимость, обусловленные необходимостью изготовления моделей, формовки, сушки онок и механической очистки литья.

2. Большое разнообразие типоразмеров и профилей футеровочных плит, обусловленное разными размерами барабанов мельниц различных типоразмеров, что создаст значительные эксплуатационные трудности.

Координаты точек
профиля (по осям ХУ)

№ п/п точек	Н _х (мм)	В _х (мм)
1	127	145
2	107	136
3	86	124
4	65	112
5	46	100
6	23	88
7	0	80
8	25	70
9	46	65
10	70	58
11	92	52
12	116	48
13	140	44
14	162	40
15	185	38

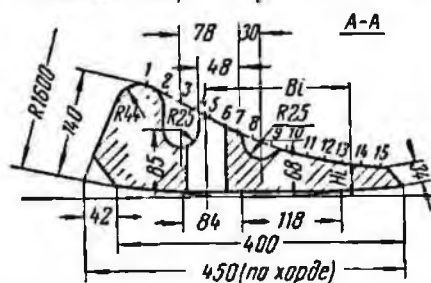
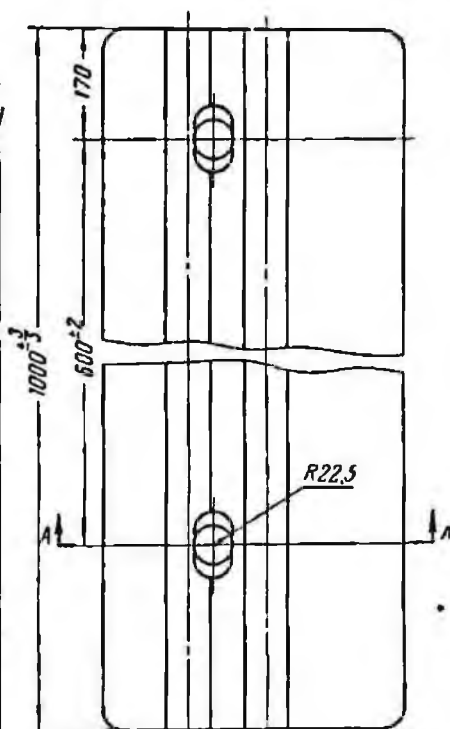


Рис. 64. Пзносостойкая футеровка шаровой мельницы
3600 × 4000 мм

3. Сложность и трудоемкость крепления футеровочных плит в барабанах.

Учитывая недостатки футеровок из литой стали, автор совместно с сотрудниками обогатительной фабрики Ново-Криворожского горно-обогатительного комбината разработали и испытали на промышленных мельницах футеровки цилиндрической части барабана из стандартного стального проката.

Целью создания футеровки из проката со всеми вытекающими из этого преимуществами являлась разработка конструкции, которую можно применять на мельницах любого типоразмера, поэтому такая футеровка была названа универсальной.

Таблица координат точек
профиля

№ п/п точек	Н _г (мм)	В _г (мм)
1	162	40
2	154	121
3	144	103
4	136	88
5	125	66
6	116	48
7	108	29
8	96	8
9	90	26
10	83	47
11	77	66
12	72	84
13	66	104
14	58	128
15	54	146
16	50	169
17	49	187
18	48	207

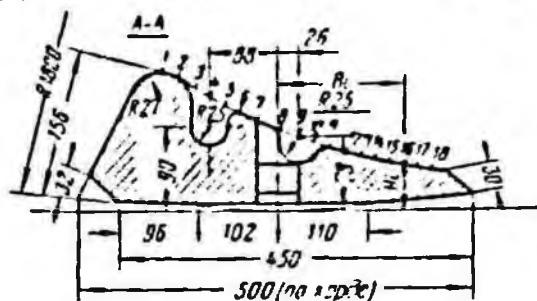
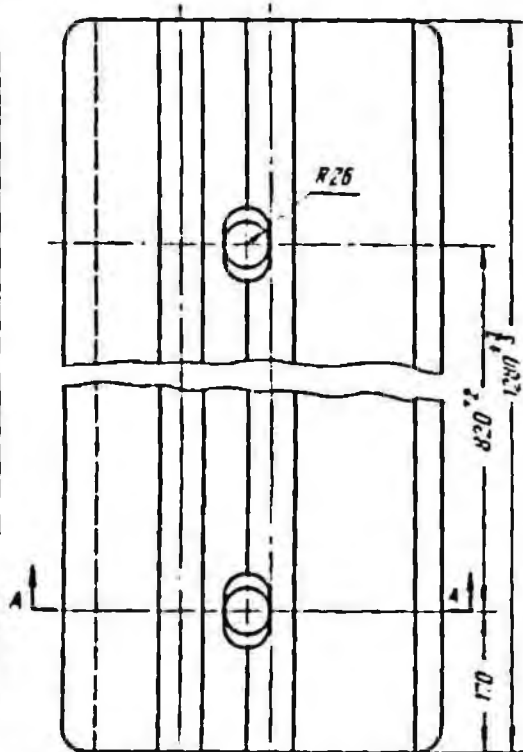


Рис. 65. Износостойкая футеровка шаровой мельницы 3200 × 3100 мм

Универсальная футеровка цилиндрической части барабана мельницы осуществляется из круглого или квадратного стандартного сортового проката в виде стержней одного или разных диаметров из марганцовистой или другой стали. Стержни укладываются по образующей цилиндра барабана и закрепляются секторами торцевой футеровки (рис. 68, а, б). Применяя для футеровки стержни разного

размера в поперечном сечении и укладывая их по внутренней поверхности барабана в определенном порядке, можно получить по огнивающей поперечного сечения стержней любой из применяющихся

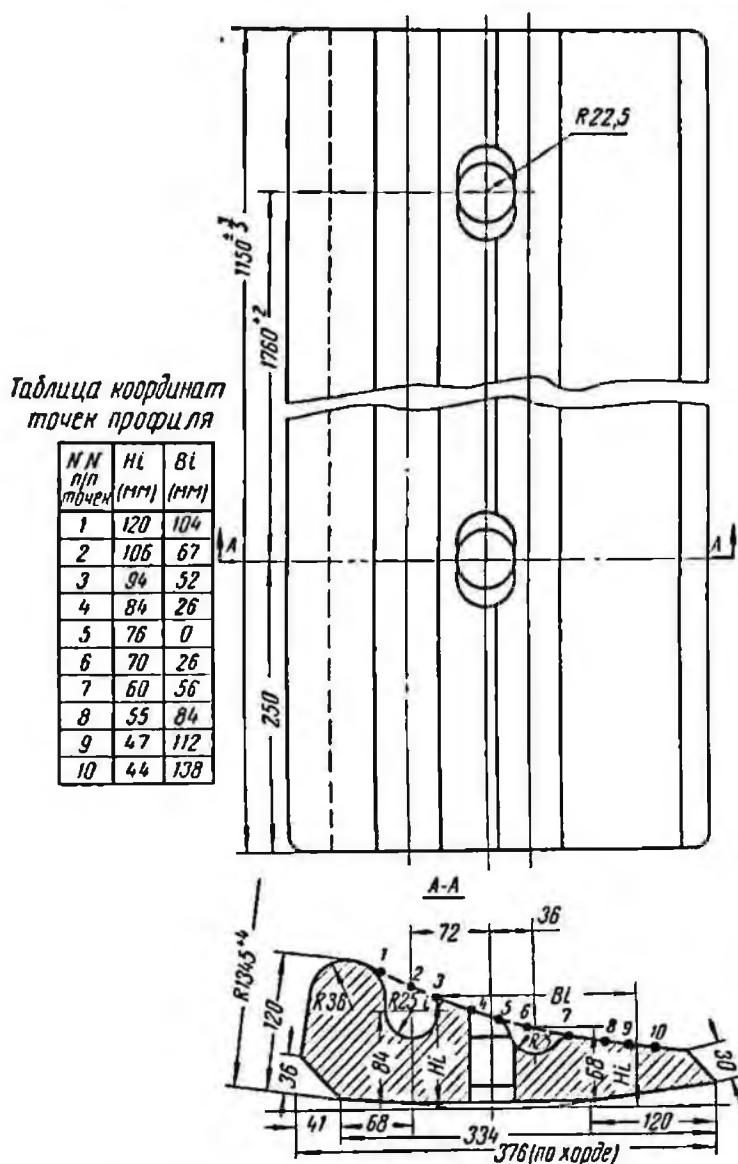


Рис. 66. Износостойкая футеровка шаровой мельницы 2700 × 3600 мм

в настоящее время профилей футеровок (рис. 69, а, б, в, г), в том числе и износостойкий профиль. Получающееся рифление рабочей поверхности футеровки (рис. 68, в) способствует лучшему сцеплению ее с дробящей средой. Это уменьшает скольжение дробящих тел, вследствие чего увеличивается срок службы футеровки в целом.

Между стержнями и степкой барабана мельницы могут использоваться прокладочные материалы, применяемые при укладке футеровок обитых конструкций. При футеровке углеразмольных мельниц стержни лучше укладывать на цементную подушку или другой

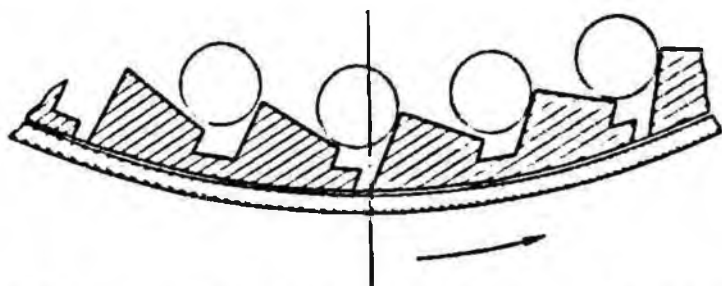


Рис. 67. Футеровка для шаровых мельниц тонкого измельчения

заполнитель (рис. 68, з, д), чем достигается заполнение пустот между стержнями и барабаном. Это важно с точки зрения ликвидации очагов скопления угольной пыли и возможностей ее взрыва.

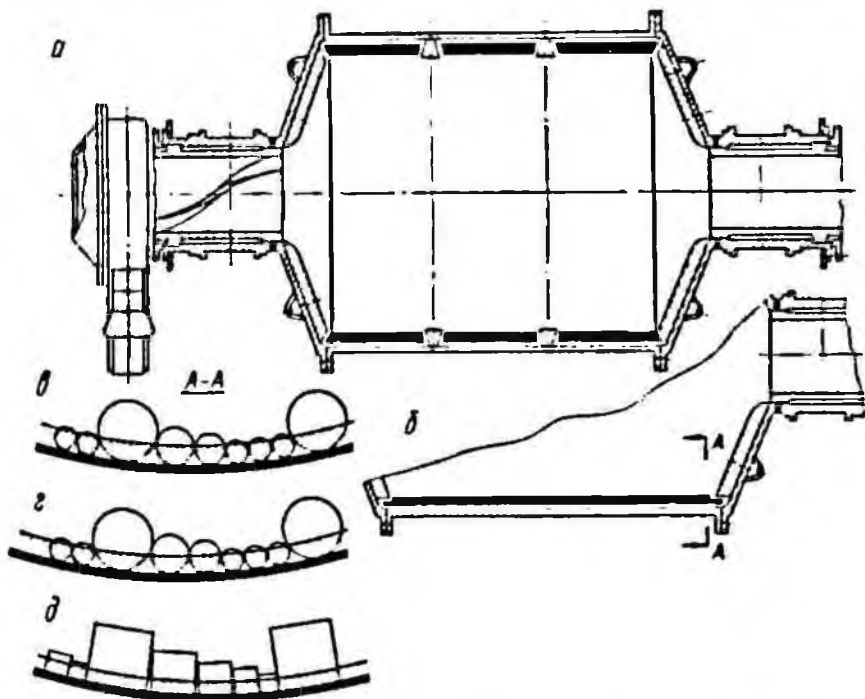


Рис. 68. Футеровка шаровых мельниц из сортового проката

При относительно длинных барабанах мельниц или при необходимости применять футеровку различного профиля по длине барабана стержни футеровки обеих половин барабана должны закрепляться промежуточными клиновыми сегментами, имеющими болтовое крепление (рис. 68, а).

На фотографии рис. 70 показана футеровка шаровой мельницы 3600 × 4000 мм II стадии измельчения обогатительной фабрики Ново-Криворожского горнообогатительного комбината.

Футеровка выполнена из стандартного круглого проката стали 65Г, причем подряд укладывались два стержня диаметром 130 мм и два стержня диаметром 90 мм.

Таким образом, футеровка не имела желаемого износостойкого профиля из-за отсутствия стержней нужного диаметра. Однако прокатная футеровка оказалась по сроку службы равноценной стандартной литой футеровке (5,5 месяца).

Стоимость испытанного комплекта футеровки из сортового проката составила 2915 руб. (стоимость 1 т проката из марганцовистой стали 65Г 78 р. 87 к.).

Стоимость стандартной футеровки из литой марганцовистой стали составила 6850 руб. (стоимость 1 т литья из марганцовистой стали Г13Л 245 руб.). Экономия от эксплуатации прокатной футеровки по сравнению со стандартной составляет 3935 руб. на каждый комплект.

Если же набрать из проката износостойкий профиль, срок службы футеровки должен возрасти.

По мере износа футеровки из круглого сортового проката ее поверхность получает характерный криволинейный профиль (рис. 71).

В связи с тем, что при футеровке барабана приходится укладывать в определенном порядке значительное количество стержней в стесненных условиях внутри барабана, что представляет определенные неудобства, предлагается набирать пакет из 5—6 стержней.

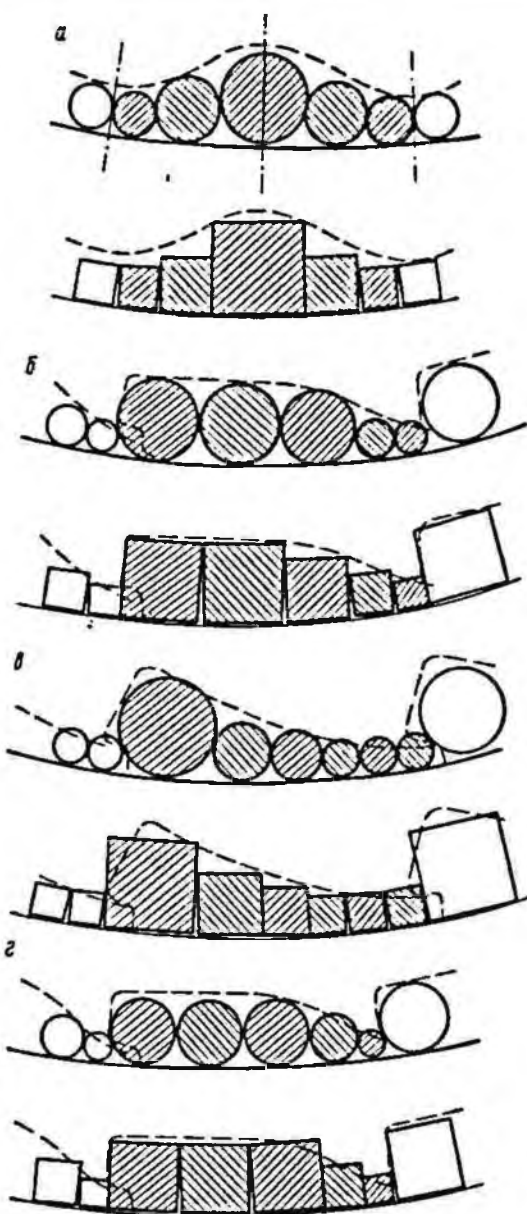


Рис. 69. Набор профилей футеровок из сортового проката



Рис. 70. Футеровка из круглого сортового проката шаровой мельницы 3600 × 4000 мм обогатительной фабрики ИКГОКа



Рис. 71. Футеровка из круглого сортового проката шаровой мельницы 3600 × 4000 мм после пяти месяцев эксплуатации

Срезанные стержни укладываются на стенд. Места соприкосновения стержней свариваются электросваркой непрерывным или прерывным швом. Стенд имеет клин, при помощи которого срезы стержней под клиновое крепление ориентируются.

Таким подготовительным работам будут способствовать сокращению сроков по перефутеровке барабана.

Применение в качестве футеровки сортового проката стандартных размеров может иметь следующие преимущества:

- 1) значительное снижение трудозатрат на изготовление и удешевление конструкции футеровки по сравнению с футеровками из литья;
- 2) универсальность футеровки, так как стержни, из которых komponуется профиль, могут быть применены на мельницах любого другого диаметра с любым принимаемым профилем;
- 3) рассматриваемая конструкция менее трудоемка в монтаже и разборке, возможна механизация процесса перефутеровки мельниц;
- 4) возможны применение звукоизоляции барабана и исключение необходимости постоянного контроля герметичности болтовых креплений.

§ 9. ФУТЕРОВКИ СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

К футеровкам цилиндрической части барабана стержневых мельниц предъявляются, кроме общих требований, ряд особых, обусловленных спецификой работы стержневой загрузки. Эти требования можно в основном свести к следующим:

1. Футеровка должна обеспечивать движение стержней параллельно оси барабана. Кроме того, футеровка должна иметь такую поверхность, которая не деформировала бы стержень при его скольжении с возможным перекосом. Эти требования обусловлены тем, что при перекосе отдельных стержней последние при скольжении по футеровке изгибаются и ломаются, снижая тем самым производительность и эффективность измельчения (глава II, § 5).

2. Футеровка не должна выводить стержни, находящиеся с ней в контакте, в режим «подбрасывания» при заданной скорости вращения барабана. Так как из-за неизбежной разницы уровней стержневой загрузки в загрузочном и разгрузочном концах барабана (рис. 72, а) концы стержней будут отделяться от стенок барабана не одновременно, это будет вести к возможному образованию «костров» — запутыванию стержней. Разборка «костров» — трудоемкая операция, связанная с остановкой оборудования.

3. Футеровка цилиндрической части барабана должна способствовать уменьшению давления на футеровку разгрузочной крышки от стержней, имеющих уклон в сторону разгрузки. Этот уклон обусловлен тем, что в загрузочной части мельницы концы стержней отдалены друг от друга кусками поступающего в мельницу материала. В разгрузочной части, наоборот, концы стержней сближены и перекатываются друг по другу. Вследствие этого футеровка цилиндрической части на разгрузочном конце изнашивается быстрее,

чем на загрузочной крышке. В результате этого уменьшается износ футеровки загрузочной крышки.

В мельницу загружаются стержни по 50 мм, а иногда и короче внутренней рабочей длины барабана. По этой причине

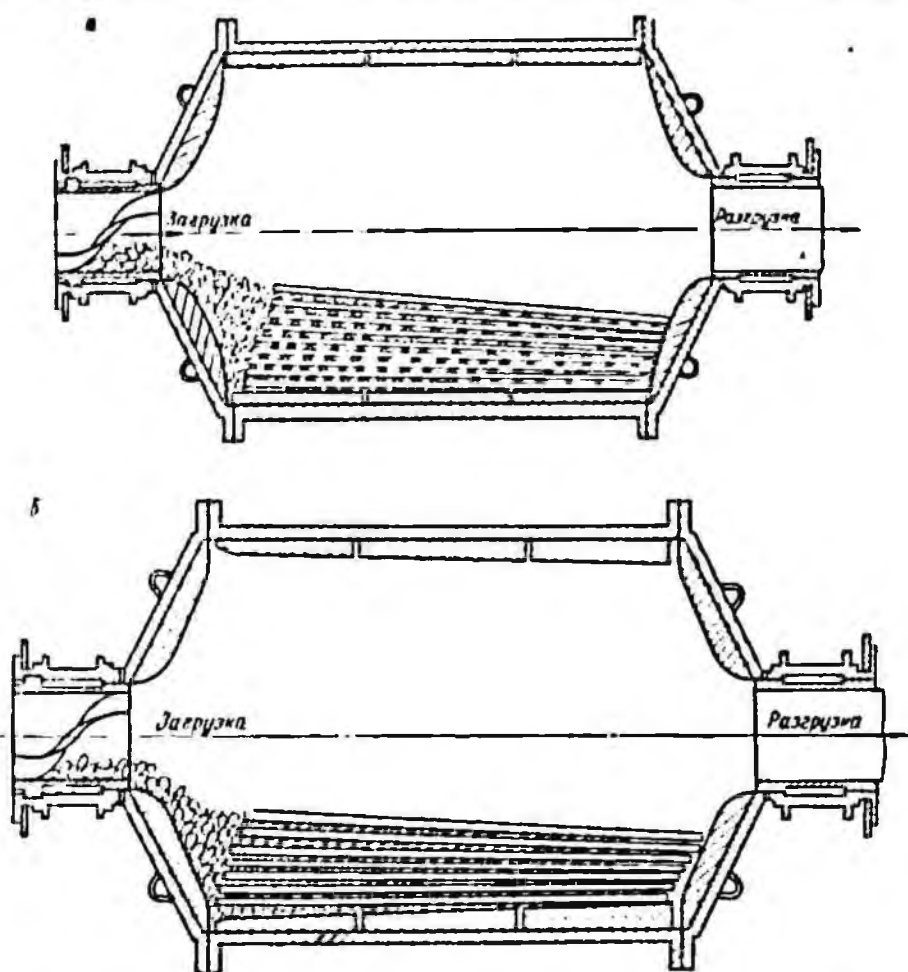


Рис. 72. Расположение стержневой загрузки в стержневой мельнице

вследствие наклона стержней в сторону разгрузки концы футеровки барабана, примыкающие к футеровке загрузочной крышки, почти не изнашиваются, что хорошо видно на рис. 73. Такой износ футеровки ведет к изгибу и перекосу как вновь догружаемых стержней, которые несколько длиннее изношенных, так и стержней износившихся, но заброшенных при догрузке на этот выступ футеровки.

Для ликвидации недостатков применяющихся футеровок целесообразно:

и с постепенным увеличением износа (рис. 72, б). Применение такой футеровки способствует выравниванию общего срока службы футеровки в загрузочной и разгрузочной частях барабана; на концах футеровочных плит, примыкающих к футеровке загрузочной крышки, желательно делать срез длиной 100—150 мм в сторону торца (см. рис. 72, б);

раскладку футеровочных плит необходимо производить, как показано на рис. 41, по поясам барабана. Это сохранит количество



Рис. 73. Износ футеровки на загрузочном конце стержневой мельницы

позиций футеровок, необходимых для стержневых мельниц, т. е. число футеровочных плит разных размеров и профилей будет равно числу поясов.

Футеровкой, удовлетворяющей предъявляемым требованиям, является одновалиновая футеровка, разработанная на обогатительной фабрике Ново-Криворожского обогатительного комбината (рис. 74). Применение этой футеровки вместо ступенчатой внахлестку, поставленной Ново-Краматорским заводом, позволило увеличить ее срок службы в два раза при сохранившихся технологических показателях мельницы.

Футеровку стержневых мельниц, как и шаровых, можно выполнять из сортового круглого проката. При этом крепящие клинья не должны выступать над поверхностью футеровки.

Футеровка может набираться одновалинового профиля или из стержней одного диаметра.

Применение квадратного проката для футеровки стержневых мельниц не рекомендуется, так как поверхность футеровки не будет ровной, что будет способствовать перекосу стержней.

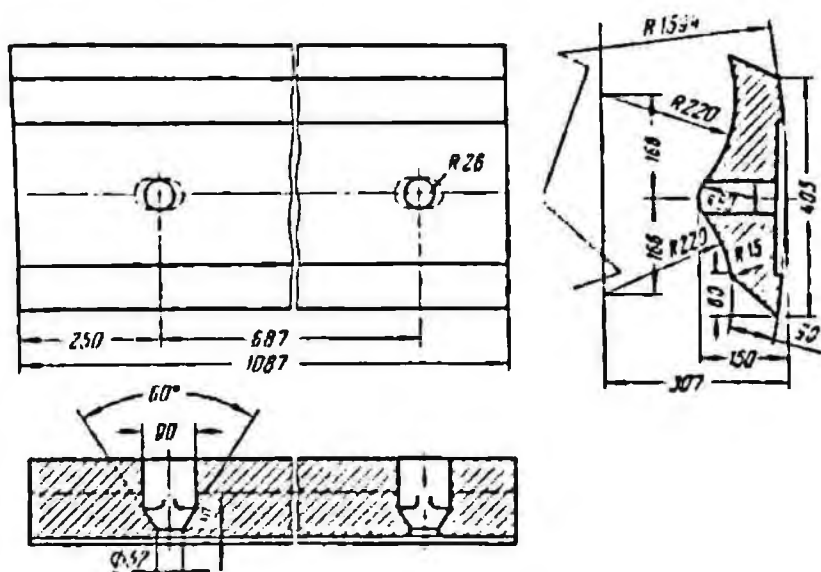


Рис. 74. Однополосная футеровка стержневых мельниц 3200 × 4500 мм Ново-Криворожского горнообогатительного комбината

§ 10. ФУТЕРОВКА МЕЛЬНИЦ БЕШТАРОВОГО ПОМОЛА

В последнее время начинает находить применение процесс бесшарового помола в мельницах типа «Аэрофол» и «Каскад». Особенностью этих мельниц является то, что измельчающей средой в них служат крупные куски руды, которые сами дробятся и в то же время измельчают более мелкую среду до требуемой крупности.

Энергия вращения барабана передается руде при помощи специальной футеровки, выполненной в виде дробящих ребер (рис. 75). Эти ребра предназначены для подъема кусков руды на большую высоту и создания разрушающих усилий в кусках руды при их падении на ребра футеровки. Для предотвращения сегрегации руды вдоль барабана предназначены отбойные (рефлекторные) болты, расположенные на торцовых поверхностях барабана.

Крупность питания мельницы «Аэрофол», предназначенной для сухого измельчения руды, может достигать до 900 мм.

В связи с тем, что во вращающемся барабане находится одновременно очень крупная и мелкая руда, наблюдается ее сегрегация по поперечному сечению барабана (рис. 76), причем в водопадном режиме работает в основном мелкая руда, а в каскадном — более крупная.

Механизм рассортировки руды по крупности в поперечном сечении барабана можно объяснить следующим образом. Пренебрегая

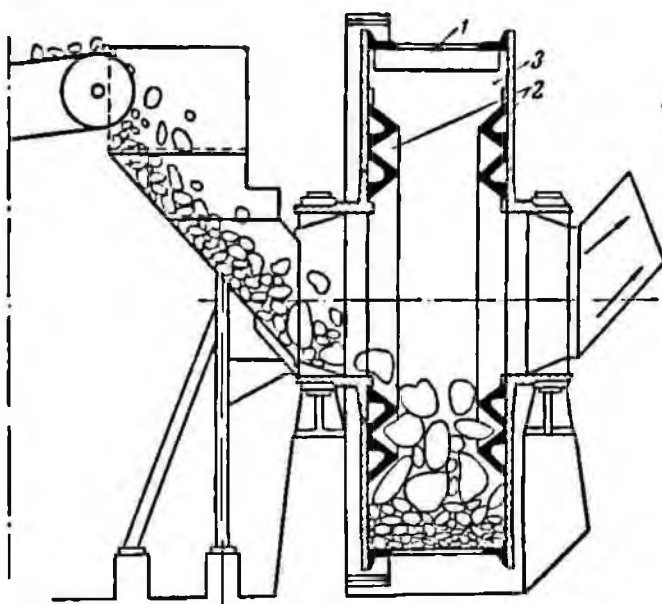


Рис. 75. Мельница бесшарового помола типа «Аэрофол»:

1 — дробильные плиты; 2 — отбойные кольца; 3 — барабан мельницы

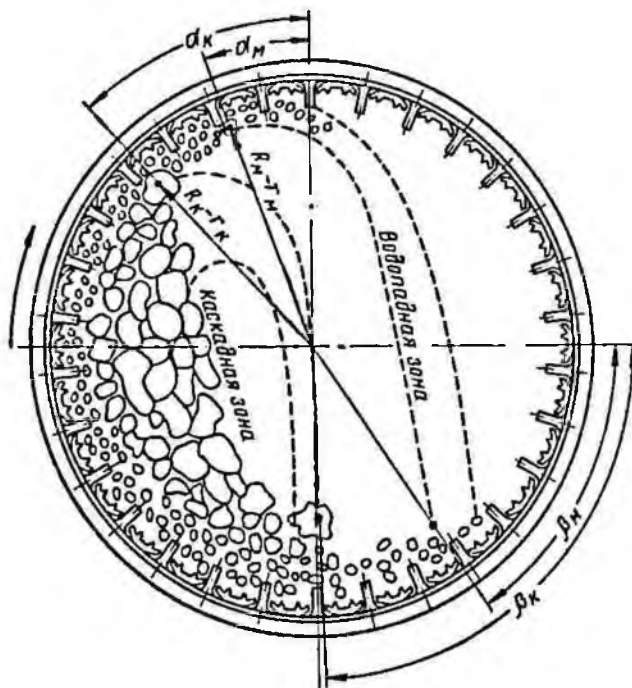


Рис. 76. Схема движения материала в барабане мельницы «Аэрофол»

скольжении руды по футеровке, напишем на основании формулы (2) выражение для угла отрыва кусков руды паружного слоя в зависимости от среднего диаметра этих кусков

$$\cos \alpha_k = \frac{n_b^2 (R_{cp} - r_{кр})}{(m)},$$

где α_k — угол отрыва кусков руды;
 R_{cp} — радиус слоя руды;
 $r_{кр}$ — радиус кусков руды в слое.

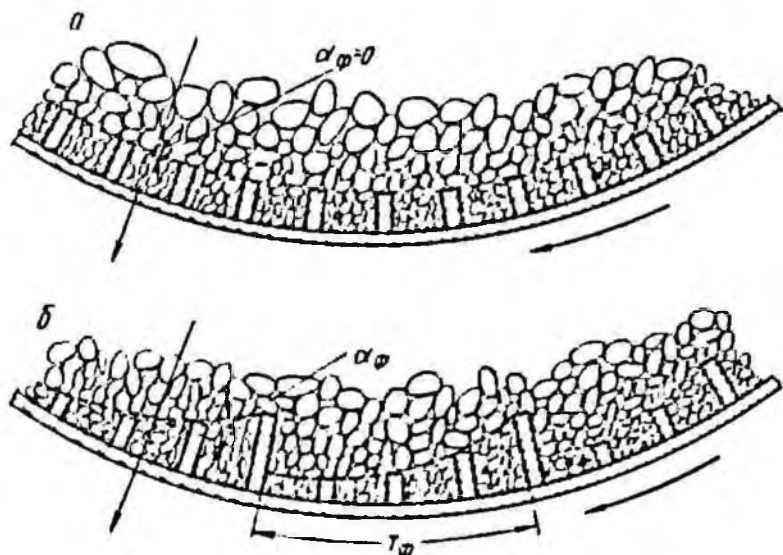


Рис. 77. Конструкция футеровок мельниц бесшарового помола:

а — применяемая футеровка; б — предлагаемая футеровка специального профиля

Из этой зависимости следует, что чем крупнее кусок руды, тем будет больше угол его отрыва α_k , а это значит, что и угол его падения β будет больше, чем у более мелких кусков ($\beta = 1/2 - 90^\circ$). Вследствие этого точки падения более крупных кусков руды будут лежать ближе к центральным областям контура дробящей среды. Это приводит к тому, что при последующих циклах движения более крупные куски руды переходят на меньшие радиусы движения, что приводит к еще большему увеличению угла отрыва этих кусков.

Таким образом, крупные куски руды оказываются в центре контура, а по периферии движутся самые мелкие. Скопление крупных кусков руды в центре загрузки приводит к снижению производительности и эффективности измельчения мельницы. Крупные куски руды, поднимаясь на малую высоту, имеют малый запас потенциальной энергии, а мелкие, хотя и имеют наибольшую высоту падения, обладают небольшой массой.

Кроме того, необходимо учесть, что угол внутреннего трения между слоями, состоящими из мелкой руды, и внутренними слоями, состоящими из крупной руды, уменьшается по мере увеличения разности размеров кусков руды соседних слоев, что, в свою очередь, ведет к еще большему разделению руды по крупности в поперечном сечении контура.

В связи с тем, что межреберное пространство футеровки заполняется мелкой рудой, она по своему воздействию на руду равноценна гладкой цилиндрической футеровке с углом $\alpha_f = 0$ (рис. 77, а).

Этот существенный недостаток мельниц бесшарового помола можно устранить путем применения футеровки, предотвращающей или значительно снижающей скольжение внутренних слоев относительно внешних. Таким воздействием на дробящую среду обладает футеровка с износостойким профилем (рис. 77, б). Каждый элемент рабочей поверхности профиля такой футеровки составляет определенный угол α_f с плоскостью, нормальной к радиусу барабана.

В § 3 и 4 настоящей главы описана методика определения угла α_f и построения необходимого профиля футеровки. Однако для сохранения дробящего действия футеровки она может быть выполнена из таких же подъемных ребер, которые применяются в настоящее время (см. рис. 77, б), но с разной их высотой. Высота ребер подбирается таким образом, чтобы огибающая этих ребер соответствовала износостойкому профилю.

Шаг футеровки T_f выбирается не менее поперечного размера самого крупного куска в исходной руде.

На основании экспериментальных исследований, описанных в § 7 настоящей главы, можно заключить, что предлагаемая футеровка мельниц бесшарового помола будет способствовать созданию достаточного сцепления отдельных внутренних слоев руды (независимо от крупности) и работе основной массы руды в водопадном режиме.

Это будет повышать эффективность разрушения крупных кусков руды о дробящие ребра футеровки и снижать износ футеровки, который в настоящее время достигает значительной величины — 68 г/м.

§ 11. ПУТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ФУТЕРОВОК

Значительный опыт, накопленный при эксплуатации различных конструкций футеровок шаровых мельниц, а также изложенные в настоящей главе основные положения теории работы футеровок позволяют отметить основные пути усовершенствования футеровок шаровых и стержневых мельниц.

1. Усовершенствование и применение износостойких профилей футеровки способствуют созданию необходимого режима работы дробящей среды. Этим, как уже доказано, можно достичь увеличения срока службы футеровок в два и более раз при всех прочих равных условиях. За время эксплуатации футеровки профиль не должен изменять своего воздействия на дробящую среду мельницы. Это будет способствовать стабилизации выбранного оптимального режима

дробящей среды за весь срок службы футеровки. При современных масштабах измещения материала во всех отраслях промышленности, мероприятия по внедрению футеровок с износостойким профилем дадут значительный экономический эффект.

2. Увеличение сроков службы футеровок благодаря внедрению более твердых сталей, чугунов и различных сплавов, при их достаточной вязкости.

3. Внедрение универсальных футеровок из проката в целях снижения трудозатрат на изготовление и монтаж футеровок шаровых мельниц, а также для создания условий для полной механизации работ по перефутеровке мельниц.

4. Разработка и внедрение нового способа самосортировки дробящих тел по длине мельницы с применением футеровки загрузочного и разгрузочного концов барабана разными профилями.

5. Применение безболтового крепления футеровок будет способствовать уменьшению трудозатрат на перефутеровку и эксплуатацию мельницы.

6. В связи с достижениями в области полимеров с высокими физико-механическими свойствами целесообразны поиск и внедрение этих материалов для изготовления футеровок шаровых мельниц, тем более, что опыт применения резиновой футеровки подтверждает целесообразность работ в этом направлении.

Применение футеровок из полимеров позволит:
значительно сократить расход дорогостоящих легированных сталей;

почти в шесть раз уменьшить вес футеровки;

значительно снизить шум при работе мельниц, что будет способствовать дальнейшему улучшению санитарно-технических условий труда.

ПРИВОДНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ШАРОВЫХ
И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

§ 1. ТИПЫ ПРИВОДОВ МЕЛЬНИЦ

Привод шаровых и стержневых мельниц состоит из двигателя с устройствами для его управления и механизмов, передающих энергию от двигателя к дробящей среде (через барабан мельницы). Эти механизмы состоят из соединительных муфт, валов и передач (зубчатых, ременных, фрикционных и пр.).

В зависимости от мощности, типа и конструктивного исполнения перечисленные механизмы имеют различные энергетические показатели (к. п. д.) и сроки службы. Приводы мельниц можно разделить на четыре основных типа: боковой или внецентровой, центральный, фрикционный и безредукторный.

Боковой или внецентровой привод. Большинство шаровых и стержневых мельниц оборудовано боковым приводом (рис. 78, а, б) левого или правого расположения в зависимости от места зацепления зубчатой пары. Зубчатая пара состоит из венцовой шестерни, смонтированной на корпусе барабана, и подвешиваемой шестерни, соединенной с валом тихоходного электродвигателя или с валом редуктора, приводимого от быстроходного двигателя. У некоторых типов рассматриваемого привода разгрузочная цапфа служит тихоходным валом редуктора. В этом случае корпус редуктора одновременно несет функции главного подшипника мельницы (рис. 78, в).

Центральный привод. Этот привод является также редукторным, однако тихоходный вал редуктора соединен при помощи центрального вала через эластичную муфту с удлиненной цапфой мельницы (рис. 78, г). Центральным приводом оборудуются в основном трубные (цементные) мельницы.

Одним из существенных недостатков, присущих этим приводам, является необходимость применения скользящих подшипников цапф барабана мельницы с большим диаметром, определяемым пропускной способностью мельницы. Потери на трение в этих подшипниках достигают 7—9% от полезной мощности мельницы.

Существующие прогрессивные методы ремонта мельниц на крупных обогатительных фабриках предусматривают замену барабана мельницы, подлежащего ремонту (замена футеровки, питателей и др.), запасным отремонтированным барабаном, который обычно

ставится на вкладыши подшипников снятого барабана. Вследствие разного износа шеек цапф заменяемых барабанов вкладыши подшипников приходится подтачивать.

Подшипники зачастую греются, что приводит к увеличению простоев и уменьшению средней производительности мельниц.

Фрикционный привод (рис. 78, б). Этот привод позволяет исключить зубчатую передачу и избавиться от цапфовых подшипников. Последний снимет ограничения в выборе диаметра цапф мельницы.

В случае фрикционного привода барабан мельницы свободно вращается на роликах и при помощи крана может быть сразу же

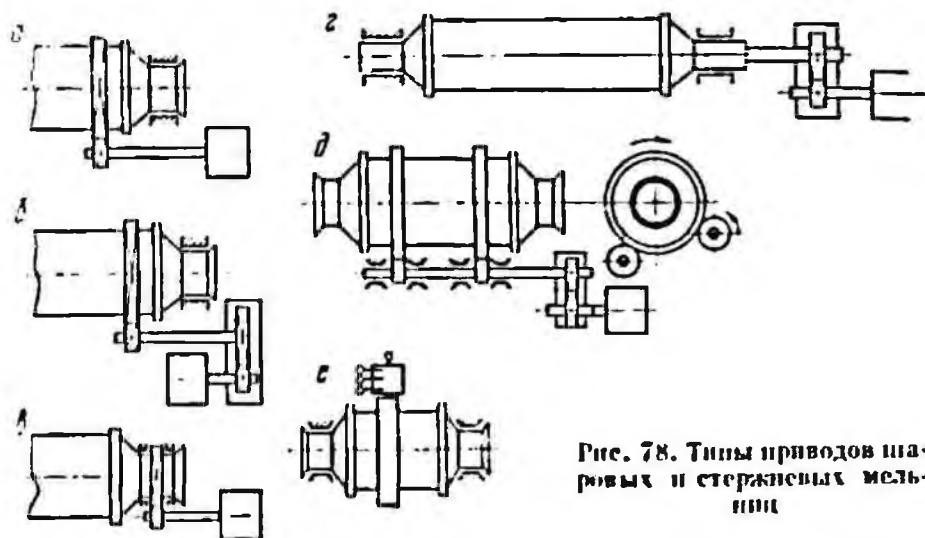


Рис. 78. Типы приводов шаровых и стержневых мельниц

убран, а на место его поставлен другой. В опорных и приводных роликах применяются роликовые подшипники качения.

Безредукторный привод мельниц (рис. 78, в), исключаящий трансмиссию между двигателем и барабаном, был предложен Н. А. Фридкиным около 30 лет назад.

В этом приводе вместо обычного приводного электродвигателя над роторным ободом, сидящим на барабане мельницы, устанавливается дуговой статор с бегущим магнитным полем. Между роторным ободом и дуговым статором при его включении в электрическую сеть возникает электромагнитный момент, приводящий роторный обод, а вместе с ним и барабан мельницы во вращение.

К основным достоинствам привода следует отнести:

- 1) меньшее количество трущихся и изнашивающихся частей;
- 2) частичная подвеска барабана мельницы за счет действия магнитного поля, что облегчает работу коренных цапфовых подшипников;
- 3) уменьшение общего веса мельницы.

Основными недостатками привода следует считать:

- 1) очень низкие по сравнению с обычными электродвигателями электрические показатели (к. п. д., $\cos \phi$) двигателя с дуговым статором;

2) наличие специальной системы охлаждения дугового статора;
3) относительно большой диаметр роторного обода и необходимость в создании малого воздушного зазора между роторным ободом и дуговым статором.

Этот привод не получил распространения из-за крупных недостатков. Следует отметить, что в последнее время проведены работы по улучшению конструктивных и энергетических показателей двигателя с дуговым статором, которые создают предпосылки для проведения более полных сравнительных испытаний этого перенективного привода.

§ 2. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

Зубчатые передачи. У современных мельниц с боковым приводом зубчатая пара обычно заключена в металлический кожух с лабиринтовым уплотнением. Кожух предотвращает попадание пульпы, песка и абразивной пыли на зубья передачи.

Зачастую подвенцовая шестерня отковывается вместе с валом (вал-шестерня). Передаточное отношение зубчатой пары обычно составляет 10—20, что раньше вынуждало применять шевронные зубья. В процессе эксплуатации шевронных зубчатых передач выявлен ряд недостатков:

1. Зубчатый венец не обладает достаточной жесткостью в торцовой плоскости, коробится после обработки и нарезки зубьев под воздействием внутренних напряжений. При составном венце возникают трудности точной установки составных частей венца в одной плоскости из-за неравномерной затяжки болтов, крепящих его к барабану мельницы. В результате этого вершины зубьев шевронных шестерен лежат не в одной плоскости, что вызывает осевое биение вала шестерни.

2. Особо тщательной должна быть установка параллельности приводного вала и оси мельницы, в противном случае также появляются осевые удары, которые усиливаются из-за возникающего при этом неравномерного износа зубьев. Осевые удары приводят или к расцентровке осей вала-шестерни и вала-двигателя, или к разрушению подшипников.

Из-за перечисленных недостатков шевронных передач и их относительно дороговизны изготовления заводы вынуждены были перейти на оборудование приводов средних и крупных мельниц передачами с косым и прямым зубом.

Соединительные муфты. Соединение вала-шестерни с валом двигателя или выходным валом редуктора осуществляется посредством жестких или эластичных муфт. Самое широкое распространение в приводе отечественных мельниц получили зубчатые муфты типа МЗ и МЗП.

Приводы мельниц без промежуточного вала (рис. 79) комплектуются зубчатыми муфтами типа МЗ. Каждая полумуфта имеет

штуку с зубчатым венцом и обойму. На внутренней поверхности обоймы нарезаны зубья, имеющие эвольвентный профиль. Передача крутящего момента осуществляется через зубчатые пары с внутренним зацеплением (это зацепление не носит обычного характера внутреннего зубчатого зацепления, в нем нет качения одной тестерии по другой).

При достаточно точной обработке эвольвентного зацепления нагрузка распределяется сравнительно равномерно между зубьями. Зазоры между зубьями допускают некоторое параллельное и угло-

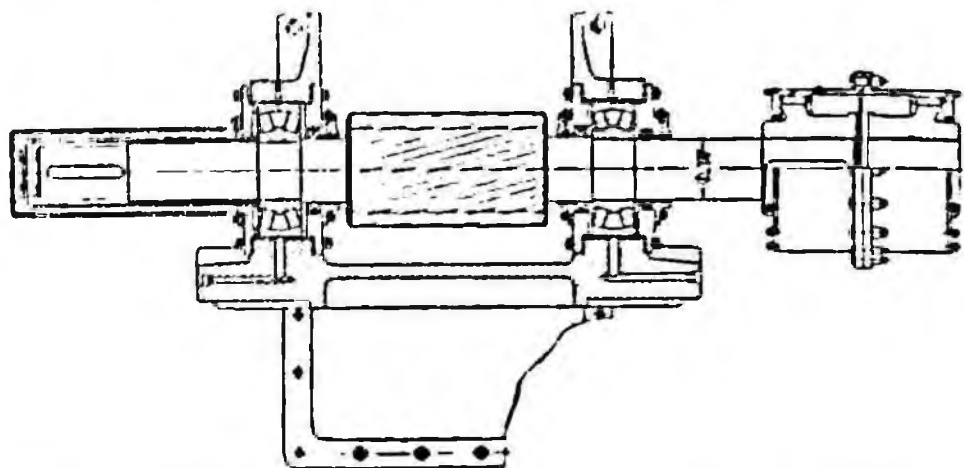


Рис. 79. Привод мельницы 3200 × 3100 для без промежуточного вала с муфтой типа МЗ

вое смещение соединяемых валов. При перекосах соединяемых валов (из-за неточной центровки) втулка поворачивается в обойме муфты.

Перекос осей каждой втулки относительно осей обоймы, вызываемый в процессе работы несомкнутостью соединяемых валов, не должен быть более $0^{\circ} 30'$.

На рис. 80 показана развертка зубчатых венцов втулки и обоймы при перекосе на угол φ . В плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса (плоскость чертежа), зубья втулки и обоймы расположены параллельно и имеют линейный контакт. При вращении валов взаимное расположение зубьев меняется, и в плоскости перекоса осей они становится под максимальным углом, равным углу перекоса φ . Развертка зубчатых венцов муфты показывает, что за каждый оборот муфты зубья венцов перемещаются вдоль зубьев обоймы дважды на величину λ , поэтому в процессе работы развиваются большие силы трения, в основном определяющие поверхностный износ зубьев. Последнее является критерием работоспособности муфт. На опытах эксплуатации муфт известно, что они выходят из строя не из-за поломки зубьев, а вследствие их износа. При работе муфт устанавливается контроль за уровнем масла, целостностью фланцевых прокладок из картона и резиновых манжетных уплотнений между обоймами и ступицами.

Приводы крупных шаровых и стержневых мельниц, выпускаемых ИКМЗ, комплектуются зубчатыми муфтами типа МЗП с применением промежуточного вала (рис. 81). Эта муфта представляет

Рис. 80. Развертка зацепления зубчатой муфты

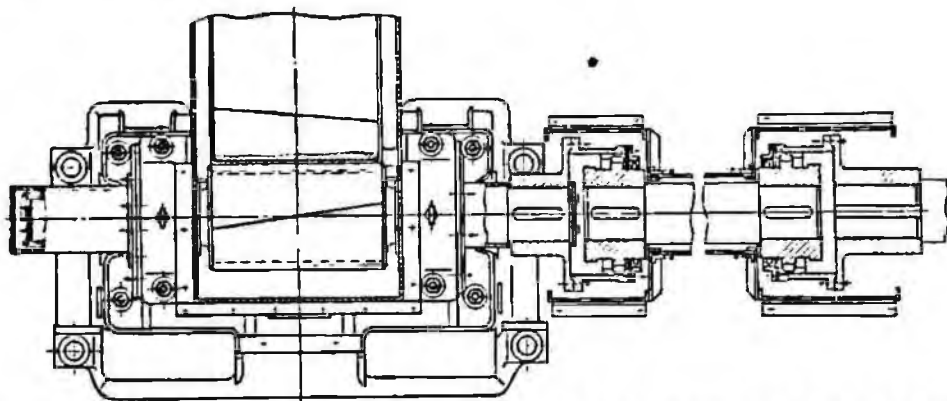


Рис. 81. Привод шаровых и стержневых мельниц с промежуточным валом и муфтами типа МЗП

1) относительно высокие трудозатраты на изготовление и эксплуатацию;

к значительному сокращению сроков службы зубчатых передач и самой муфты.

Приводы некоторых типов мельниц более ранних выпусков отечественного и зарубежного производства комплектовались втулочно-пальцевыми упругими муфтами. Муфта состоит из двух полумуфт. В одной полумуфте закреплены конические хвостовики стальных наплавов, в другой расточены отверстия, в которые входят цилиндры

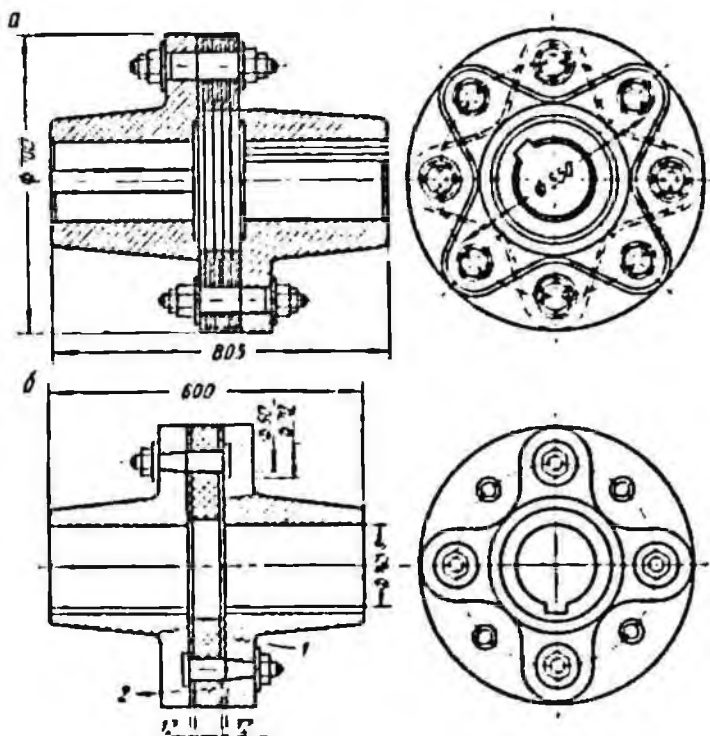


Рис. 82. Эластичные муфты

дрилесные концы этих палцев с посаженными на них резиновыми
кольцами трансцендентного сечения и стальными кольцами.

При эксплуатации пальцы из-за усталости металла и нарушения центровки мельниц преждевременно выходят из строя. Так, на одной из фабрик по этой причине было зарегистрировано 44 простоя мельниц в год, а на замену пальцев затрачено 62 чел.-ч.

Вследствие недостатков описанных муфт на многих предприятиях приводы мельниц комплектуются эластичными муфтами без предохранительных (рис. 82, а) и с предохранительными (рис. 82, б) дисками. Муфта (рис. 82, а) состоит из одинаковых полумуфт крестовидного типа, насаженных на сопрягаемые валы, и находящихся между ними дисков из специальной резины или конвейерной ленты. Полумуфты соединяются с прорезиненными дисками наглухо при помощи пальцев с коническими хвостовиками. В этих муфтах работа, затрачиваемая на относительный поворот валов, вследствие свойств

материала деформирующихся элементов (резины) поглощается, что способствует в значительной степени интенсивному гашению крутильных колебаний. Эластичная демпфирующая муфта характеризуется величиной энергии, необратимо поглощаемой при деформации. На обогатительной фабрике Сорского комбината на муфтах (рис. 82, б), подобных описанной, для предупреждения деформаций с обеих сторон дисков из транспортной ленты 1 размещаются предохранительные стальные диски 2. Предохранительные диски не должны нести нагрузку передаваемой мощности.

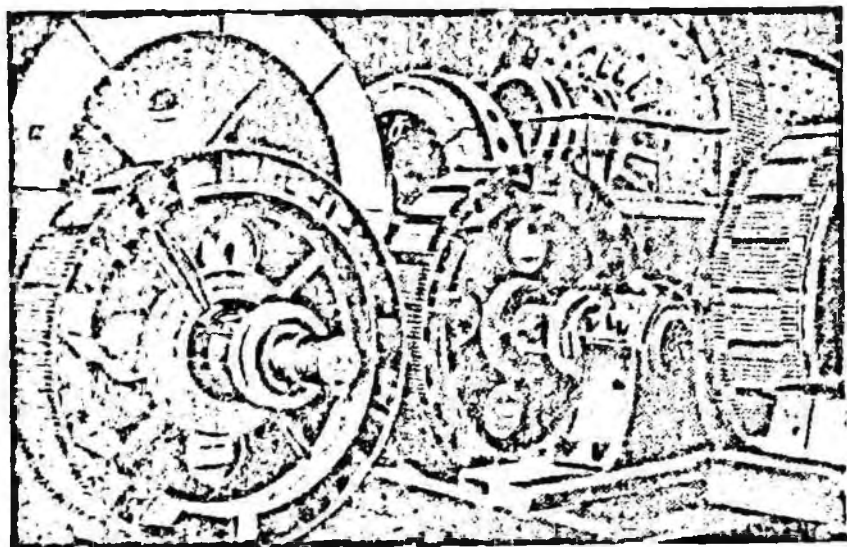


Рис. 83. Роторы синхронных двигателей:

а — ротор с усиленной ступицей; б — со ступицей заподного изготовления

Как показал опыт эксплуатации, для успешной работы таких муфт необходима не только точная центровка сопрягаемых валов, но и точный подбор резинового пакета дисков по толщине, что трудно осуществить. Если при соединении полумуфт заложен недостаточный по толщине пакет, то при затяжке пакета гайками на дисках появляется значительное усилие, передающееся на подшипники синхронного двигателя и подвешивающей шестерни. Подшипники синхронного двигателя — скользящие, с небольшим бортиком, допускают осевой разбег ротора. При затяжке резинового пакета происходит осевое смещение ротора относительно статора двигателя.

При пуске двигателя из-за смещения осей магнитных полей ротора и статора появляются значительные динамические и установившиеся осевые усилия в приводе. По этой причине на многих двигателях наблюдается появление трещин в месте соединения обода ротора со ступицей вала двигателя (рис. 83). В связи с этим пришлось сделать усиленные ступицы. На приведенном рисунке показаны

роторы с нормальной и усиленной ступицами. Однако на ряде предприятий, где выполнялись более точная центровка и правильная затяжка резинового пакета, муфты успешно эксплуатируются, при этом срок службы зубчатых передач значительно увеличился.

Удачным оказалось применение эластичных муфт описанной конструкции в приводах шаровых и стержневых мельниц, имеющих промежуточный вал. На Ново-Приворожском обогатительном комбинате вместо одной из двух зубчатых муфт ставит эластичную муфту.

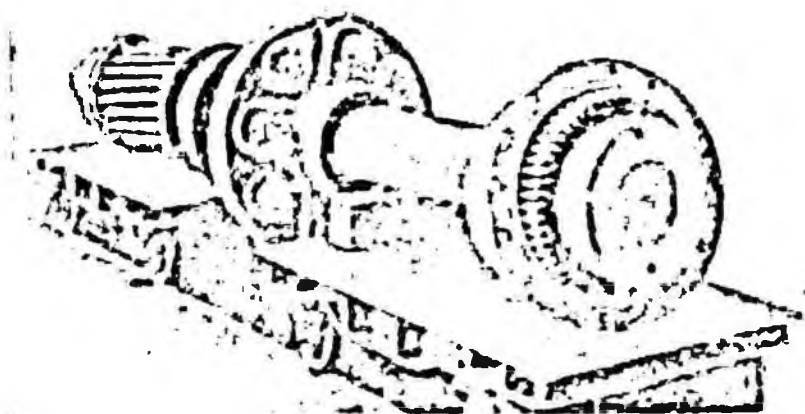


Рис. 84. Вал-шестерня, промежуточный вал, эластичная и зубчатая муфты шаровой мельницы 3600 X 4000 мм перед установкой

Этим достигается гашение механических колебаний в приводном механизме и одновременно допускается осевой разбег за счет зубчатой муфты.

На рис. 84 показаны вал-шестерня, промежуточный вал, эластичная и зубчатая муфты в собранном виде перед установкой на мельницу.

Опыт эксплуатации такой конструкции привода в течение двух лет показал, что срок службы зубчатой передачи и оставшейся муфты значительно увеличился, а эксплуатация упростилась.

Подшипники приводных механизмов. На современных шаровых и стержневых мельницах подвешиваемая вал-шестерня устанавливается в опорно-упорных роликовых подшипниках, имеющих известные преимущества перед подшипниками скольжения, применявшимися на мельницах ранних выпусков. При правильной сборке привода и надлежащем уходе эти подшипники показали большие надежность и срок службы.

Главные подшипники мельниц выполняются из чугуна с относительно большим диаметром и большой опорной поверхностью. Обычно применяются подшипники скольжения самоустанавлива-

ющегося типа с баббитовыми вкладышами со сферическим прилеганием к корпусу подшипника. Смазка и охлаждение подшипника осуществляются циркуляционной системой жидкой смазки. Для контроля температуры баббитовой заливки в корпус вкладыша встроено температурное реле ТР-200.

К недостаткам этих подшипников следует отнести:

1) значительные потери энергии на трение (до 15% от полезной мощности);

2) расход значительного количества дефицитного цветного металла;

3) сложность системы смазки, включающей устройства очистки, подогрева и охлаждения масла.

При применении гидростатических подшипников цапфа мельницы вращается на масляной подушке, создаваемой за счет значительного давления масла, подаваемого по специальным капалам снизу опорного баббитового вкладыша. Таким образом, шейка цапфы как бы плавает в подвешенном состоянии, не касаясь баббитового вкладыша, что приводит к резкому уменьшению трения, а баббит практически не изнашивается. Ново-Краматорским машиностроительным заводом изготовлены и испытаны на Ново-Криворожском горнообогатительном комбинате гидростатические подшипники на шаровой мельнице 3600×4000 мм.

Проведенные испытания показали возможность снижения потребляемой мощности до 15% и экономии до 400 кг баббита на одну мельницу. Однако необходимо указать, что нормальная работа таких подшипников успешна при хороших уплотнениях конструкции подшипников в связи с большими давлениями масла.

Недостатком такого типа подшипников является также значительная сложность маслосистемы, требующая квалифицированного технического надзора обслуживающего персонала.

Заслуживает внимания опыт Миргалимсайской обогатительной фабрики по применению в подшипниках мельниц 2700×3600 мм вкладышей из древесно-слоистого пластика (лигнофоля) с водяной смазкой и охлаждением.

Стоимость древесно-слоистых пластиков (ДСП) значительно ниже стоимости баббита (цена 1 кг баббита 2,4 руб., а ДСП — 0,685 руб.), а антифрикционные свойства их примерно одинаковы.

Допускаемые удельные давления на подшипник с баббитовыми вкладышами и с вкладышами из ДСП одинаковые — до 100 кг/см^2 .

Допускаемые окружные скорости как для баббитовых, так и для ДСП вкладышей составляют до 10 м/сек .

Если учесть, что на шаровых и стержневых мельницах расчетные удельные давления на подшипники не превосходят 20 кг/см^2 , а окружные скорости не превышают 2 м/сек , то применение вкладышей из ДСП представляет определенную экономическую выгоду.

Замена подшипников с баббитовой заливкой подшипниками с вкладышами из ДСП не представляет трудностей и не требует больших затрат. Для этого необходимо использовать резервные

подшипники, которые необходимо расточить под размер набора вкладышей из ДСП.

Вкладыши из ДСП набирают из отдельных секторов таким образом, чтобы торцовая часть волокон шпона была рабочей поверхностью (рис. 85). Обработку вкладыша из ДСП производят по диаметру цапфы с соответствующим допуском (с учетом разбухания ДСП). Зазор допускается в пределах от 0,003 до 0,005 диаметра шейки. Наиболее износостойкой является торцовая часть ДСП.

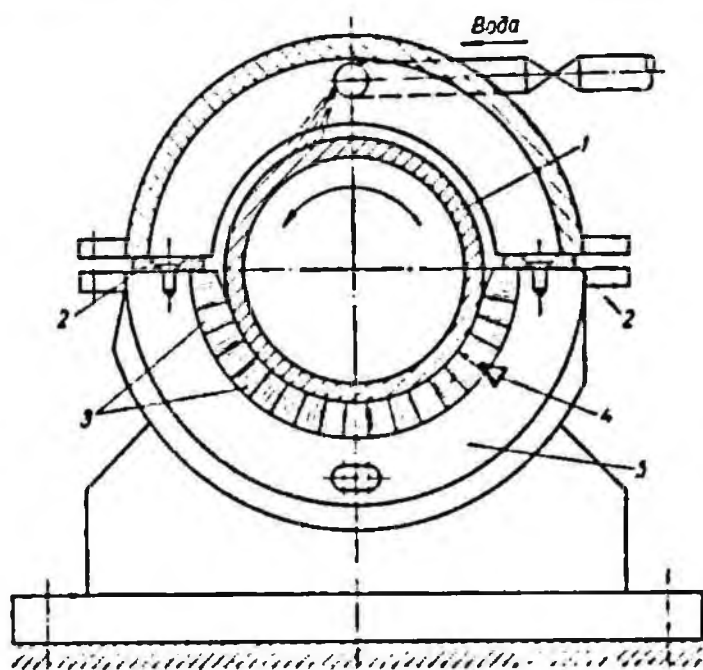


Рис. 85. Схема расположения секторов вкладыша из древесно-слоистого пластика:

1 — цапфа, 2 — крепежные пластины; 3 — секторы вкладыша из ДСП, 4 — шпонка, 5 — корпус подшипника

а в направлении, параллельном волокнам, он менее износостоек, поэтому, если имеется осевое давление на подшипник (из-за осевого смещения барабана), то возникает опасность быстрого износа боковой поверхности ДСП от трения о буртик цапфы. Для предотвращения этой опасности на Чимкентском цементном заводе вкладыши подшипника набирают из секторов попеременно то с торцовой, то с боковой рабочей поверхностью. Секторы, работающие на торец, располагаются в основном там, где вкладыш испытывает большую нагрузку. В начальный период эксплуатации вкладыши из ДСП начинают набухать, поэтому во время первого осмотра необходимо снять крышки подшипников и осмотреть крепежные пластины. Если они сорваны, то необходимо лишние секторы убрать, а пластины закрепить вновь.

Крепление вкладышей в корпусе подшипника производится в радиальном направлении с помощью пластины. В осевом направлении вкладыш удерживается с помощью выступов корпуса подшипника, входящих в канавки вкладыша (рис. 86). Со стороны привода в подшипнике в осевом направлении поставлена шпонка. Как показал опыт работы, эта шпонка препятствует выталкиванию вкладышей из-за сильного трения при недосмотре или аварийном прекращении подачи воды. При остановках на длительное время (более 4 ч) во избежание коррождения трущихся поверхностей необходимо прекратить подачу воды и дать в цапфу немного машинного масла или солидола с тем, чтобы мельница на этой смазке сделала 3—5 оборотов и поверхность цапфы покрылась тонкой пленкой масла.

Вода для смазки и охлаждения подается сверху с помощью трубки с направлением в сторону вращения (см. рис. 84). Износ цапфы мельницы за 7 лет работы составил 0,3—0,4 мм, износ вкладыша — 10 мм (25% от первоначальной толщины). Это позволяет утверждать, что вкладыши еще могут проработать не менее 10—15 лет.

Применение вкладышей из ДСП позволило фабрике сэкономить около 2 т баббита и значительное количество смазки, причем расход энергии на помол остался таким же, как и при баббитовых вкладышах. Сократились расходы по ремонту, увеличилась надежность работы подшипников.

Опыт длительной и успешной работы вкладышей из ДСП позволяет сделать вывод о возможности применения таких вкладышей на мельницах более крупных размеров.

§ 3. СРОКИ СЛУЖБЫ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ДЕЙСТВУЮЩИХ ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦАХ

На некоторых шаровых и стержневых мельницах срок службы вал-шестерни колеблется в пределах 4—5 месяцев. Существует мнение, что малые сроки службы шестерен объясняются плохой

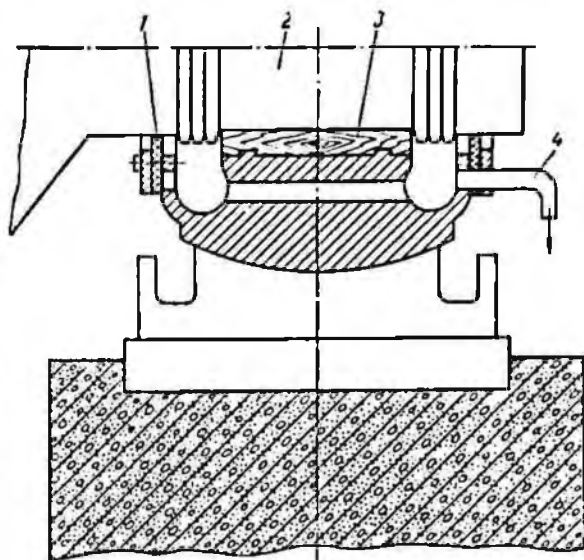


Рис. 86. Схема расположения вкладыша в корпусе подшипника:

1 — резиновые уплотнители от разбрызгивания воды; 2 — цапфа; 3 — вкладыш из ДСП; 4 — отвод воды

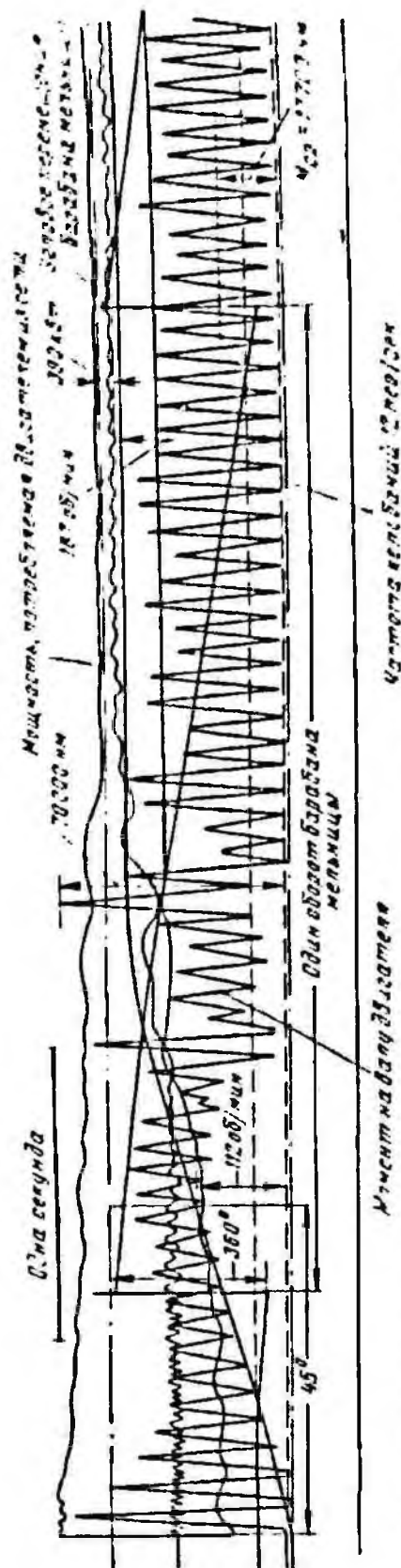


Рис. 87. Осциллограмма вращения шаровой мельницы 2700 мм (Оленегорской обогатительной фабрики) и муфта привода зубчатая

смазкой, попадая на поверхность, так как передача даже при наличии кожуха с лабиринтовыми уплотнениями является по сути дела открытой, однако на некоторых фабриках в тех же условиях срок службы шестерен в два-три раза больше.

На Оленегорской обогатительной фабрике автором проводились испытания привода шаровой и стержневой мельниц размером 2700 × 3600 мм производства Уралмашзавода. Приводы мельниц осуществляются от синхронных двигателей через зубчатые муфты.

Осциллографирование вращающего момента на приводном валу при установившейся работе мельниц (рис. 87) показало, что его величина колеблется около среднего значения в пределах $\pm 100\%$ с частотой 12 периодов в секунду, т. е. вращающий момент является пульсирующим. Поэтому режим, в котором работают зубчатая передача и зубчатая муфта привода, значительно отличается от режима, принятого при расчетах. Срок службы шестерен у стержневых мельниц оказался равным 3—4 месяцам, а у шаровых 5—6 месяцам. При этом как в том, так и в другом случае примерно за то же время изнашивались и зубчатые муфты. Заметим, что зацепление зубчатой муфты работает в значительно лучших условиях, чем зацепление зубчатой передачи.

В связи с важностью этого явления и необходимостью получения некоторой статистики эксперимента было предпринято осциллографирование вращающего момента на мельницах другого размера с подобными приводами.

В качестве примера приведем осциллограмму момента на при-

водном валу с жесткой зубчатой муфтой мельницы 3200×3100 мм обогатительной фабрики ЮГОКа (рис. 88). Вращающий момент при установившейся работе мельницы колеблется с частотой около 14 периодов в секунду, а амплитуда момента — около среднего значения в пределах $\pm 25\%$, при этом срок службы зубчатой передачи составляет 8—11 месяцев.

По своим динамическим параметрам мельницы 2700×3600 и 3200×3100 мм практически равноценны, так как тип зубчатой передачи, геометрические размеры приводных валов и зубчатых муфт одинаковы. Экспериментально замеренные моменты инерции (маховые моменты) агрегата двигателя — мельница в том и другом случае близки по значению:

мельницы (3200×3100 мм) =
= $12\,800 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

мельницы (2700×3600 мм) =
= $13\,700 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Поэтому величины частот собственных колебаний получились близкими.

Эксплуатационные условия, в которых работают рассматриваемые мельницы, являются также одинаковыми. Следовательно, разные сроки службы зубчатых передач этих мельниц можно объяснить различным влиянием амплитуд механических колебаний.

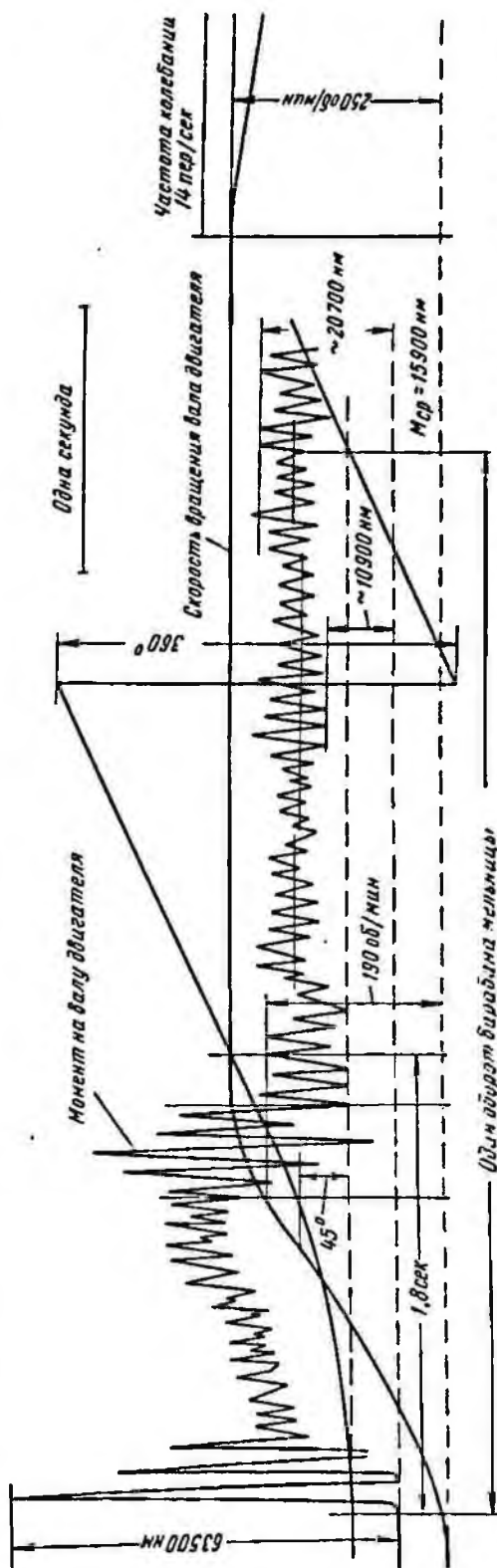


Рис. 88. Осциллограмма вращающего момента на валу двигателя шаровой мельницы 3200×3100 мм ЮГОКа (шаровая загрузка 47 мм, муфта привода зубчатая). Фугировка по рис. 42, б

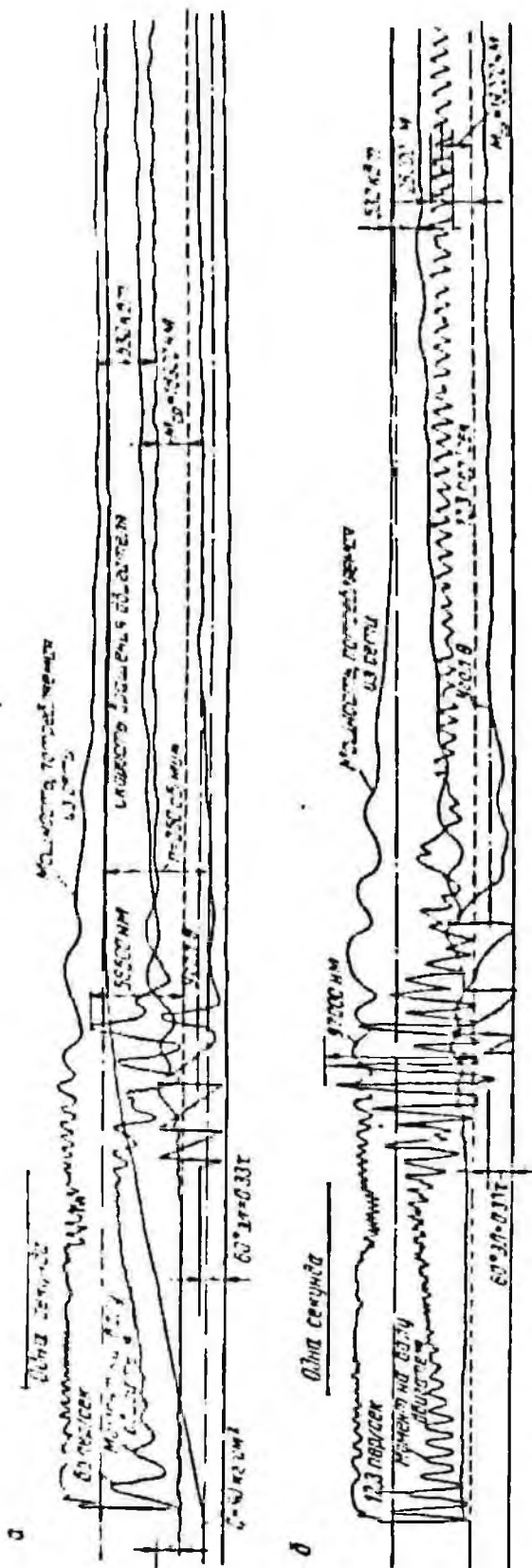
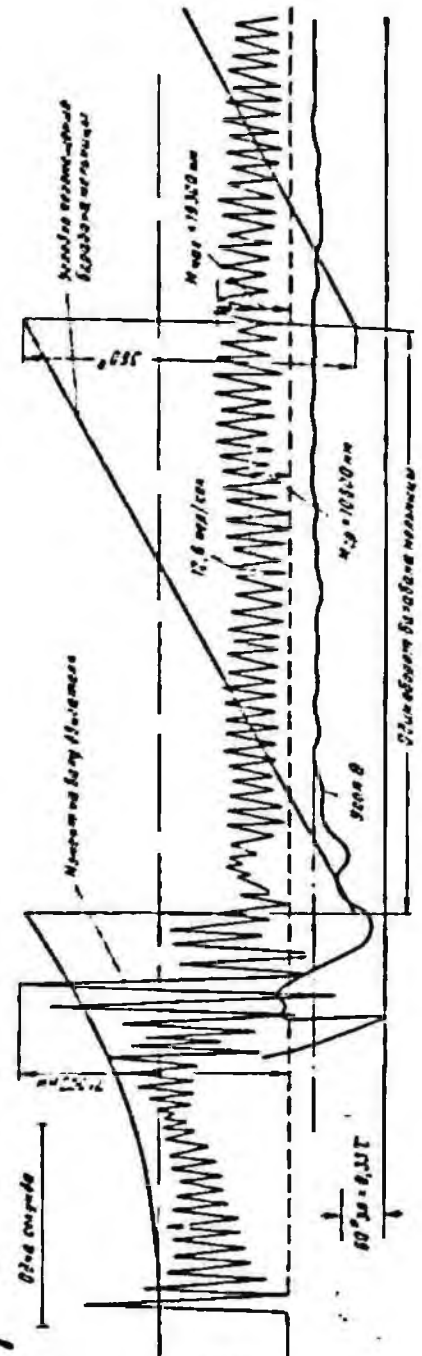


Рис. 89. Осциллограм-
ма иррадиационного мо-
мента на валу двига-
теля шаровой мель-
ницы 3200 × 3100 мм
Лейбманской фабрики
(шаровая загрузка
46 т, футеровка ба-
рабана по рис. 42, а):
а — с эластичной муф-
той; б — с жесткой муф-
той (шаровая загрузка
2,5 т)



Уралмашзаводом для Лебяжинского рудоуправления были изготовлены шаровые мельницы 3200 × 3100 мм, оборудованные вместо зубчатых эластичными муфтами (см. рис. 82, а).

Осциллограммы механических колебаний в приводе указанной мельницы с установкой эластичной и жесткой муфт приведены на рис. 89.

Как нетрудно убедиться, из-за увеличения податливости трансмиссии с эластичной муфтой колебания при пуске имеют частоту около 7 периодов в секунду, т. е. почти в два раза меньше, чем в приводе с жесткой муфтой. В установившемся режиме работы, как видно из приведенной осциллограммы, механических колебаний практически не наблюдается. При этом срок службы подвальных пестереп увеличился до 30 месяцев. Анализ приведенных осциллограмм режимов работы передаточных механизмов исследованных мельниц позволяет сделать вывод об определяющем влиянии параметров механических колебаний на срок службы передаточных механизмов шаровых мельниц при всех прочих равных условиях.

§ 4. ПРИЧИНЫ ВОЗБУЖДЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ В ПРИВОДЕ ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

Неравенство вращающих моментов сопротивления на валу любой силовой передачи в процессе установившейся работы приводит к неравномерности вращения — механическим колебаниям, которые в большинстве случаев являются отрицательным явлением, сказывающимся как на сроке службы, так и на надежности работы установок. Количественная и качественная характеристики этих колебаний определяются соответствующим соотношением собственных и возмущающих колебаний.

Собственные колебания определяются величинами маховых масс и податливостью отдельных звеньев системы.

Внуждающие (возмущающие) колебания определяются характеристиками генераторов и приемников энергии, входящими в звенья колеблющейся системы.

Расчетная схема для определения частот собственных колебаний системы двигатель — мельница представлена на рис. 90, а, б, где J_1 — приведенный момент инерции барабана с шаровой загрузкой;

J_2 — момент инерции ротора двигателя;

J_3 — приведенный момент инерции электрической системы, который практически из-за большой мощности системы можно принять равным бесконечности;

c — жесткость приводного вала двигатель — мельница (принимая зубчатую муфту как абсолютно жесткое соединение);

c_1 — жесткость, обусловленная электромагнитной связью между ротором и статором электродвигателя;

ψ, ψ_1, ψ_2 — углы вращения масс.

Из расчетной схемы видно, что система имеет три степени свободы. Полагая, что она линейна, напишем дифференциальные уравнения свободных колебаний:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\psi} + c(\psi - \psi_1) &= 0; \\ J_2 \ddot{\psi}_1 + c_1(\psi_1 - \psi_2) - c(\psi - \psi_1) &= 0; \\ J_3 \ddot{\psi}_2 - c_1(\psi_1 - \psi_2) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Уравнение частоты для этой системы будет

$$\frac{J_1}{J_1 c} P^2 - \left(\frac{J_1 J_2 + J_1 J_3}{c} + \frac{J_2 J_3 + J_1 J_3}{c_1} \right) P^2 + (J_1 + J_2 + J_3) = 0. \quad (11)$$

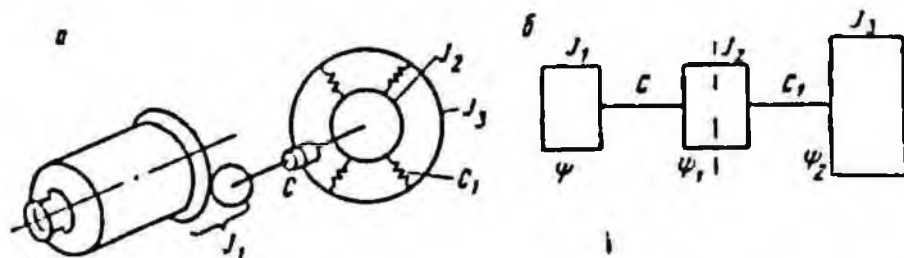


Рис. 90. Расчетная схема для определения частоты собственных колебаний системы двигатель — мельница

Решая это уравнение, найдем значения P_1^2 и P_2^2 , соответствующие двум главным видам колебаний.

Принимая во внимание, что жесткость c_1 , обусловленная электромагнитными силами электродвигателя, очень мала по сравнению с жесткостью c приводного вала, определение частоты свободных колебаний на приводном валу упрощается.

Частота свободных колебаний в этом случае равна

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(J_1 + J_2)c}{J_1 J_2}}. \quad (12)$$

Вынужденные колебания рассмотренной механической системы могут возникнуть в результате воздействия на нее внешних или внутренних возмущающих сил.

В нашем случае возмущающими силами могут быть вращающий момент двигателя $M_{дв}$ и момент сопротивления шаровой загрузки M_c .

Дифференциальные уравнения системы (рис. 91) с учетом возмущающих сил будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\psi} + c(\psi - \psi_1) &= M_c(t); \\ J_2 \ddot{\psi}_1 + c_1(\psi_1 - \psi_2) - c(\psi - \psi_1) &= -M_{дв}(t); \\ J_3 \ddot{\psi}_2 - c_1(\psi_1 - \psi_2) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Эти уравнения справедливы для рассматриваемой системы как при пуске, так и при установившейся работе.

Из теории колебаний известно, что вынужденные колебания в линейной системе являются результатом линейного наложения трех видов колебаний: свободных, свободных сопровождающих и чисто вынужденных.

Вынужденные колебания при наличии сопротивления происходят с частотой возмущающей силы, а частота свободных колебаний, возникающих при пуске, определяется параметрами отдельных звеньев системы.

Решение уравнений (43) применительно к условиям пуска представляет значительные трудности из-за нелинейности $M_{дв}$ и M_c .

При установившемся режиме работы M_c практически можно принять постоянным. Если положить, что $M_{дв}$ также является постоянной величиной, то решение уравнений (43) относительно частот свободных колебаний практически приведет к выражению (42).

Рассмотрим влияние $M_{дв}$ на колебания в приводе шаровых мельниц. Из осциллограмм, представленных на рисунке, видно, что при пуске шаровой мельницы на колебания большого периода, обусловленные величиной избыточного момента $M_{дин}$, накладываются колебания малого периода.

В установившемся режиме работы, когда $M_{дин} = 0$, а $M_{дв} = \text{const}$, колебания большого периода исчезают, а колебания с малым периодом поддерживаются.

В режиме выбега агрегата (рис. 92) $M_{дв} = 0$, $c_1 = 0$ существуют колебания с тем же периодом, что и при установившемся режиме. Эти колебания являются собственными колебаниями системы.

Следовательно, можно заключить, что на возбуждение колебаний при установившемся режиме $M_{дв}$ практически не влияет.

В качестве еще одного экспериментального подтверждения последнего вывода можно привести осциллограммы угла θ синхронного двигателя (см. рис. 89). Известно, что вращающий момент $M_{тв}$ на валу синхронного двигателя пропорционален синусу угла θ .

При малых значениях угла θ можно принять, что $\sin \theta \approx \theta$.

Анализируя указанные осциллограммы, снятые при разных значениях момента сопротивления M_c , видим, что после пуска мельницы возникшие под действием $M_{дв}$ крутильные колебания затухают, а в момент синхронизации снова возрастают опять-таки по причине колебаний $M_{дв}$, что подтверждается в этот момент колебаниями ротора двигателя (колебания величины угла θ).

После окончания синхронизации колебания ротора $M_{дв}$ или, что то же, угла θ быстро затухают вследствие наличия у синхронного двигателя пусковой короткозамкнутой обмотки, которая является в этом случае мощным демпфером. Однако механические колебания

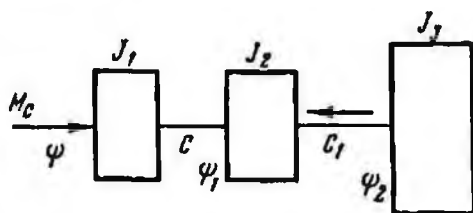


Рис. 91. Расчетная схема системы двигатель — мельница

и при этом остаются, несмотря на постоянство скорости вращения ротора синхронного двигателя ($\theta = \text{const}$).

Таким образом, возмущающим элементом системы является экспериментальным данным:

а) из осциллограмм колебаний (рис. 93) на приводном валу мельницы без шаровой загрузки, т. е. когда $M_{ш} = 0$, а $M_{св} = \text{const}$ (момент трения и подшипников), видим, что колебания, возникающие под действием $M_{дв}$, при пуске затухают. При установившемся режиме холостого хода колебаний не наблюдается;

б) на рис. 88 и 92 приведены осциллограммы колебаний на приводном валу отной и той же мельницы с разными коэффициентами заполнения барабана шаровой загрузкой. Таким образом, регистрация колебаний производится при разных значениях $M_{св}$. Как нетрудно заметить, установившиеся колебания имеют разные амплитуды и зависимость от веса шаровой загрузки, а частоты колебаний практически одинаковые, равно как и собственным колебаниям системы.

Заметим, что с увеличением коэффициента заполнения барабана амплитуда колебаний и следовательно шаровой загрузки относительно барабана увеличивается.

Таким образом, можно прийти к выводу о том, что колебания и пусковой мельницы при установившемся режиме относятся к классу фрикционных автоколебаний.

Из теории известно, что в автоколебательной системе колебания по частоте являются собственными, незатухающими,

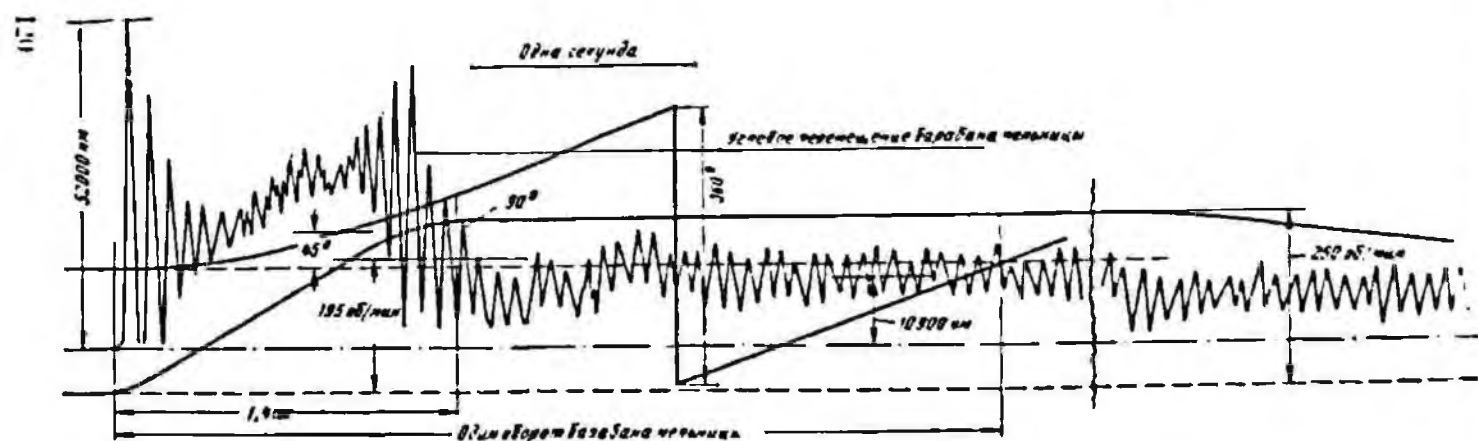


Рис. 92. Осциллограмма установившейся работы и выбега шаровой мельницы 3200 x 3100 мм ЮГОКа (шаровая загрузка 24 т, муфты привода зубчатая, футеровка по рис. 42, б)

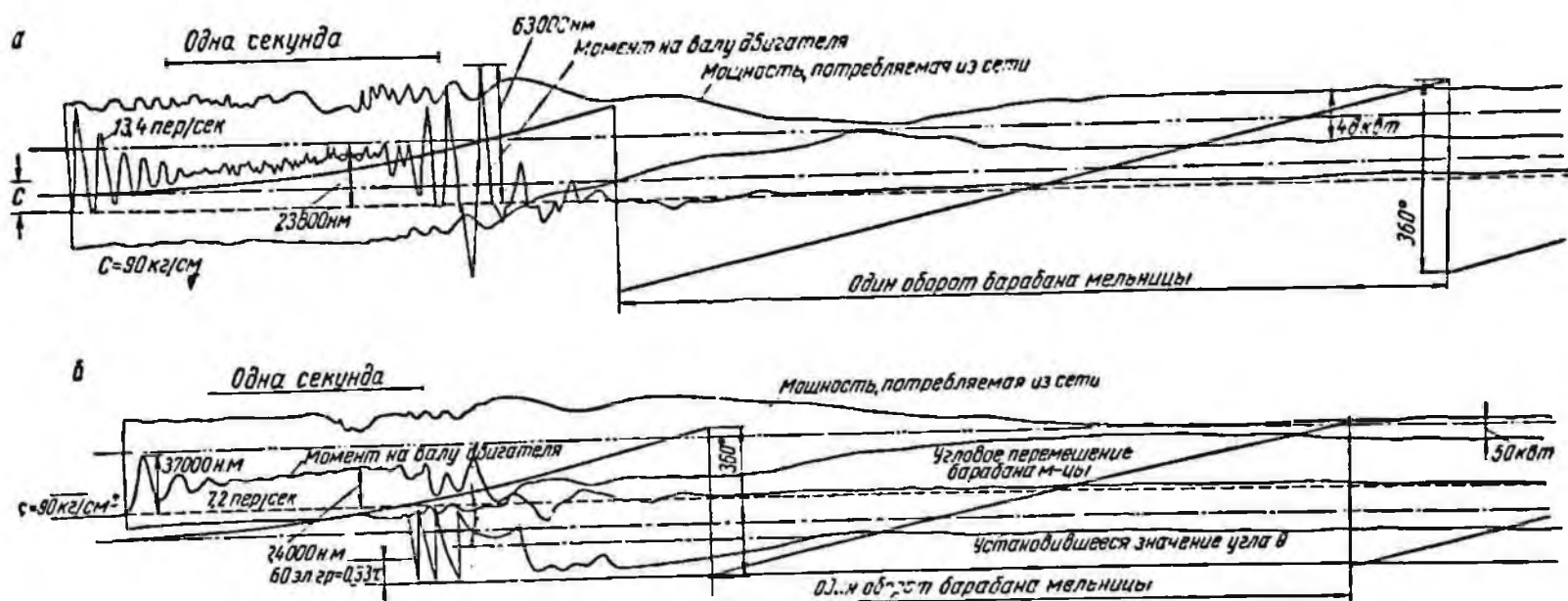


Рис. 93. Осциллограммы вращающего момента на валу двигателя шаровой мельницы 3200 x 3100 мм без шаровой загрузки:
а — с зубчатой муфтой; б — с эластичной муфтой

- J_1 — приведенный момент инерции контура шаровой загрузки относительно оси вращения барабана;
 l — расстояние центра тяжести контура шаровой загрузки до оси вращения барабана;
 c — жесткость приводного вала;
 u — угловая скорость барабана относительно контура шаровой загрузки.

Доказано, что при работе шаровых мельниц с принимаемыми в настоящее время скоростями вращения, коэффициентом заполнения и профилями футеровок существует скольжение шаровой загрузки относительно футеровки мельницы.

Известно, что с ростом относительной угловой скорости u момент сил трения $M(u)$ в некотором интервале убывает, т. е. $M(u) < 0$. Таким образом, характеристика трения имеет падающие участки (рис. 94, б). На представленной характеристике u_0 — точка, в которой $M(u)$ имеет перегиб, тогда

$$M(u) = a_0 + a_1 u + a_2 u^3, \quad (44)$$

где $u = \omega_0 + \dot{\psi} - \dot{\theta}$.

Момент $M(u)$ можно представить как функцию переменных $\dot{\psi}$ и $\dot{\theta}$ в виде

$$\begin{aligned}
 M(u) = & b_0 + b_1 \dot{\psi} - b_1 \dot{\theta} + b_2 \dot{\psi}^2 + b_2 \dot{\theta}^2 - 2b_2 \dot{\psi} \dot{\theta} + a_2 \dot{\psi}^3 - a_2 \dot{\theta}^3 - \\
 & - 3a_2 \dot{\psi}^2 \dot{\theta} + 3a_2 \dot{\psi} \dot{\theta}^2.
 \end{aligned} \quad (45)$$

Причем

$$b_0 = a_0 + a_1 \omega_0 + a_2 \omega_0^3;$$

$$b_1 = 3a_2 \omega_0^2 + a_1;$$

$$b_2 = 3\omega_0 a_2.$$

Учитывая, что рассматриваемая система по сути дела представляет два физических маятника, связанных сухим трением (см. рис. 94), и пользуясь принятыми обозначениями, напишем уравнение движения в виде:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\theta} + mlg \sin \theta &= M(u) - h_1 \dot{\theta}; \\ J_2 \ddot{\psi} + c\psi &= -M(u) - h_2 \dot{\psi}, \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

где $h_1 \dot{\theta}$ и $h_2 \dot{\psi}$ — члены, учитывающие диссипативные потери энергии в упругих элементах и при трении шаровой загрузки о футеровку, причем h_1 и h_2 — положительные постоянные коэффициенты.

Применим метод малого параметра для вычисления амплитуды и частоты периодических автоколебаний, которые могут возникнуть в системе, описанной уравнениями (46). При этом члены, описывающие диссипативные потери, будем считать величинами, имеющими

порядок малости μ . Тогда порождающая система для уравнений (46) будет иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\theta} + mlg \sin \theta &= b_0; \\ J_2 \ddot{\psi} + c\psi &= -b_0. \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

Вследствие наличия некоторых постоянных в правых частях уравнений (47) колебания будут происходить вокруг некоторых точек (центров колебаний), отличных от точек равновесия. Заметим, что порождающая система (47) является распадающейся. Сдвиги θ_0 и ψ_0 центров колебаний относительно точек равновесия определяются из следующих соотношений:

$$\left. \begin{aligned} \sin \theta_0 &= \frac{b_0}{mlg}; \\ \psi_0 &= -\frac{b_0}{c}. \end{aligned} \right\} \quad (48)$$

Введи новые переменные

$$\left. \begin{aligned} x &= \theta - \theta_0; \\ y &= \psi - \psi_0. \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

порождающую систему (47) можно с достаточной степенью точности представить в виде

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{x} + c_1 x &= 0; \\ J_2 \ddot{y} + cy &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

причем $c_1 = mlg \cos \theta_0$.

Вследствие независимости уравнений (50) от замены переменной t на $t + n$, порождающее решение можно представить в виде:

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= R \cos \omega_1 t; \\ y_0 &= N \cos \omega_2 t, \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1}{J_1}}$; $\omega_2 = \sqrt{\frac{c}{J_2}}$.

Исходную систему (46) можно записать в переменных x и y следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \omega_1^2 x &= \mu g_1(\dot{x}, \dot{y}), \\ \ddot{y} + \omega_2^2 y &= \mu g_2(\dot{x}, \dot{y}), \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

причем

$$\mu g_1(\dot{x}, \dot{y}) = \frac{M(u) - b_0 - h_1 \dot{\theta}}{J_1},$$

$$\mu g_2(\dot{x}, \dot{y}) = \frac{b_0 - M(u) - h_2 \dot{\psi}}{J_2}.$$

Из уравнений системы (51) следует, что порождающая система имеет два семейства периодических решений, имеющих соответственно периоды $\frac{2\pi}{\omega_1}$ и $\frac{2\pi}{\omega_2}$. Будем искать периодические решения, соответствующие каждому из этих семейств. Для семейства периодических решений с периодом $\frac{2\pi}{\omega_1}$ примем в уравнениях (52)

$$t = \tau (1 + \alpha_1 \mu + \alpha_2 \mu^2 + \dots),$$

где α_1, α_2 — некоторые вполне определенные, но неизвестные еще постоянные.

Тогда уравнения (52) примут вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x}{d\tau^2} + \omega_1^2 x &= \mu [-2\alpha_1 \omega_1^2 x + g_1(\dot{x}, \dot{y})] + \dots, \\ \frac{d^2 y}{d\tau^2} + \omega_2^2 y &= \mu [-2\alpha_1 \omega_2^2 y + g_2(\dot{x}, \dot{y})] + \dots \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

При этом неписанные члены имеют относительно μ порядок выше первого. Периодическое решение периода $\frac{2\pi}{\omega_1}$ будем искать в виде рядов

$$\left. \begin{aligned} x &= R \cos \omega_1 \tau + \mu x_1(\tau) + \dots; \\ y &= \mu y_1(\tau) + \dots \end{aligned} \right\} \quad (54)$$

Тогда для x_1 и y_1 получим следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx_1}{d\tau^2} + \omega_1^2 x_1 &= -2\alpha_1 \omega_1^2 x_0 + g_1(\dot{x}_0, \dot{y}_0), \\ \frac{dy_1}{d\tau^2} + \omega_2^2 y_1 &= -2\alpha_1 \omega_2^2 y_0 + g_2(\dot{x}_0, \dot{y}_0). \end{aligned} \right\} \quad (55)$$

Условиями существования периодических решений в случае данной конкретной системы являются:

$$\left. \begin{aligned} \frac{2\pi}{\omega_1} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega_1}} [-2\alpha_1 \omega_1^2 x_0 + g_1(\dot{x}_0, \dot{y}_0)] \sin \omega_1 \tau d\tau &= 0, \\ \frac{2\pi}{\omega_1} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega_1}} [-2\alpha_1 \omega_1^2 x_0 + g_1(\dot{x}_0, \dot{y}_0)] \cos \omega_1 \tau d\tau &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (56)$$

Эти условия приводят к следующему соотношению, представляющему амплитуды порождающей системы:

$$R^2 = -\frac{4(h_1 + b_1)}{3\alpha_2 \omega_1^2}. \quad (57)$$

Проведя аналогичные вычисления для второго семейства периодических решений, получим

$$N_2 = \frac{4(h_2 - b_1)}{3a_2\omega_2^2}. \quad (58)$$

В данном случае основной интерес представляют выяснение условий возникновения автоколебаний и зависимость амплитуд основных гармоник этих автоколебаний от параметров системы. Поэтому вычисление приближений более высокого порядка не представляет практического интереса.

§ 5. АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ГАШЕНИЯ АУТОКОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ ДВИГАТЕЛЬ — МЕЛЬНИЦА

Как ранее было показано, частота автоколебаний в рассматриваемой системе практически равна частоте собственных колебаний, которые зависят от соотношения маховых масс, податливостей системы и начальных условий.

Существование автоколебаний в системе не зависит от начальных условий, а определяется свойствами самой системы. В связи с этим рассмотрим влияние отдельных звеньев системы на величину амплитуд автоколебаний, представленных в виде формул (57), (58), которые после подстановки вместо ω_1 и ω_2 их значений примут вид:

$$R^2 = -\frac{4(h_1 + b_1)J_1}{3a_2 m l g \cos \theta_0}; \quad (59)$$

$$N^2 = \frac{4(h_2 - b_1)J_2}{3a_1 c}. \quad (60)$$

Вначале рассмотрим влияние конструктивных элементов на параметры колебаний.

Уменьшение амплитуд колебаний путем соответствующего изменения величин J_1 , J_2 , mlg является неприемлемым с точки зрения конструкции машины, так как эти величины определяются размерами и массами барабана мельницы и дробящей среды, поэтому необходимо более детально остановиться на анализе влияния жесткости с трансмиссии.

Согласно выражению (60), представляющему амплитуду колебаний на валу трансмиссии, путем изменения жесткости можно добиться изменения параметров механических колебаний только в приводных механизмах. При этом с увеличением жесткости амплитуда колебаний будет уменьшаться, а частота, согласно выражению (51), будет возрастать. Уменьшение жесткости будет приводить к обратному явлению — увеличению амплитуды и уменьшению частоты колебаний системы.

Однако применение упругих муфт в приводных механизмах приводит к количественному изменению параметров J_2 , c и h_2 , опи-

связывающих поведение приводных механизмов мельницы. При этом J_2 будет определять только момент инерции барабана и приводного вала после муфты.

Величины моментов инерции ротора двигателя и приводного вала до муфты в этом случае будут связаны с моментом инерции и приводным валом после муфты значительно слабее и их взаимное влияние на величины динамических усилий ослабляется. При этом жесткость s и коэффициент h_2 будут определяться в основном характеристиками муфты.

Нетрудно заметить, что применение упругой муфты приводит к снижению динамических усилий, возникающих в трансмиссии, в сравнении с применением жесткого вала при разных амплитудах автоколебаний. Желательно применять эластичные муфты с нелинейной характеристикой, которая способствует ограничению амплитуды колебаний.

Нелинейной характеристикой обладает эластичная муфта (см. рис. 82), установленная в приводе шаровых мельниц 3200 × 3100 мм ЮГОКа и Лебяжинской обогатительной фабрики. В качестве экспериментального подтверждения сделанных выводов приведем осциллограммы колебаний на приводном валу упомянутых мельниц (см. рис. 89, а).

Нетрудно убедиться, что при установившейся работе мельницы динамические усилия в приводном механизме практически отсутствуют. Затем на тех же мельницах вместо эластичной была установлена жесткая муфта и вновь произведено осциллографирование (см. рис. 89, б). Как видим, при этом в установившемся режиме работы мельницы поддерживаются значительные по частоте и амплитуде колебания, отрицательно сказывающиеся на сроках службы как самой муфты, так и зубчатой передачи.

При рассмотрении влияния конструктивных элементов на параметры колебаний мы не касались звена системы, которое является первоначальной возбуждения автоколебаний. Ранее было показано (§ 4), что возбуждение автоколебаний связано с нелинейной зависимостью силы трения между дробящей загрузкой и футеровкой барабана мельницы от величины скольжения (см. рис. 94, б). Иными словами, автоколебания обусловлены наличием падающего участка $M(u)$. Следовательно, условия отсутствия автоколебательных режимов существенно зависят от вида характеристики $M(u)$.

Анализируя выражения (59), (60) и учитывая постоянство величины конструктивного характера, найдем, что условиями наличия в системе только тривиальных решений будут два случая: при $a_2 > 0$ и при $a_2 < 0$.

1. При $a_2 > 0$ условия отсутствия автоколебаний будут

$$h_1 + b_1 > 0; \quad h_2 - b_1 < 0,$$

откуда

$$b_1 > -h_1; \quad b_1 > h_2.$$

Понятно, что коэффициенты h_1 и h_2 по физическому смыслу сдвигаются, то для данных условий можно свести к одному

$$b_1 > h_2$$

Подставив вместо h_1 его значение, получим

$$a_1 \approx 3a_2 \omega_0^2 > h_2 \quad (61)$$

Или $d_1 < 0$ для остальных условий имеют вид

$$h_1 + h_2 < 0; \quad h_2 - b_1 > 0$$

$$b_1 < -h_1; \quad b_1 < h_2$$

$$b_1 < -h_1$$

$$a_1 \approx 3a_2 \omega_0^2 < -h_1 \quad (62)$$

Анализируя выражения отсутствия колебаний (61), (62), можно заметить следующее:

а) для условий (62) путем изменения коэффициента h_1 , можно достичь того, чтобы на трение, зависящее от свойства материала, вращающегося материала или стали шаров и футеровки в присутствии разнородного материала, практически не представляется возможным.

б) для условий (61) путем изменения величины коэффициента a_1 , обеспечивая трение в приводных механизмах, можно быть достигнута наименьшая конструкция трансмиссии с малым вращением. Применение упругих муфт позволяет уменьшить коэффициент h_1 в сравнительно широких пределах.

Выводы из работы h_2 , определяющей в основном характер вращения шара, зависят от величины скольжения между шаром и футеровкой (см. рис. 91, б). Можно предположить, что для условий вращающегося материала резкая зависимость от величины выражения (61), (62) и (63), внутренне противоречива, что объясняется коэффициентом a_1 , а, можно также предположить, что изменение коэффициента a_1 можно достичь путем изменения скорости в. Практически этого можно достичь путем изменения скольжения шаровой загрузки относительно футеровки. Тогда система превращается практически в линейную. Если изменить величину потерь на трение в трансмиссии, материале и т.д., то трение будет затухающим. Этот вывод имеет значение не только для ликвидации колебаний в приводе, но и для оценки, для увеличения срока службы футеровки и уменьшения тепло-экономических показателей системы.

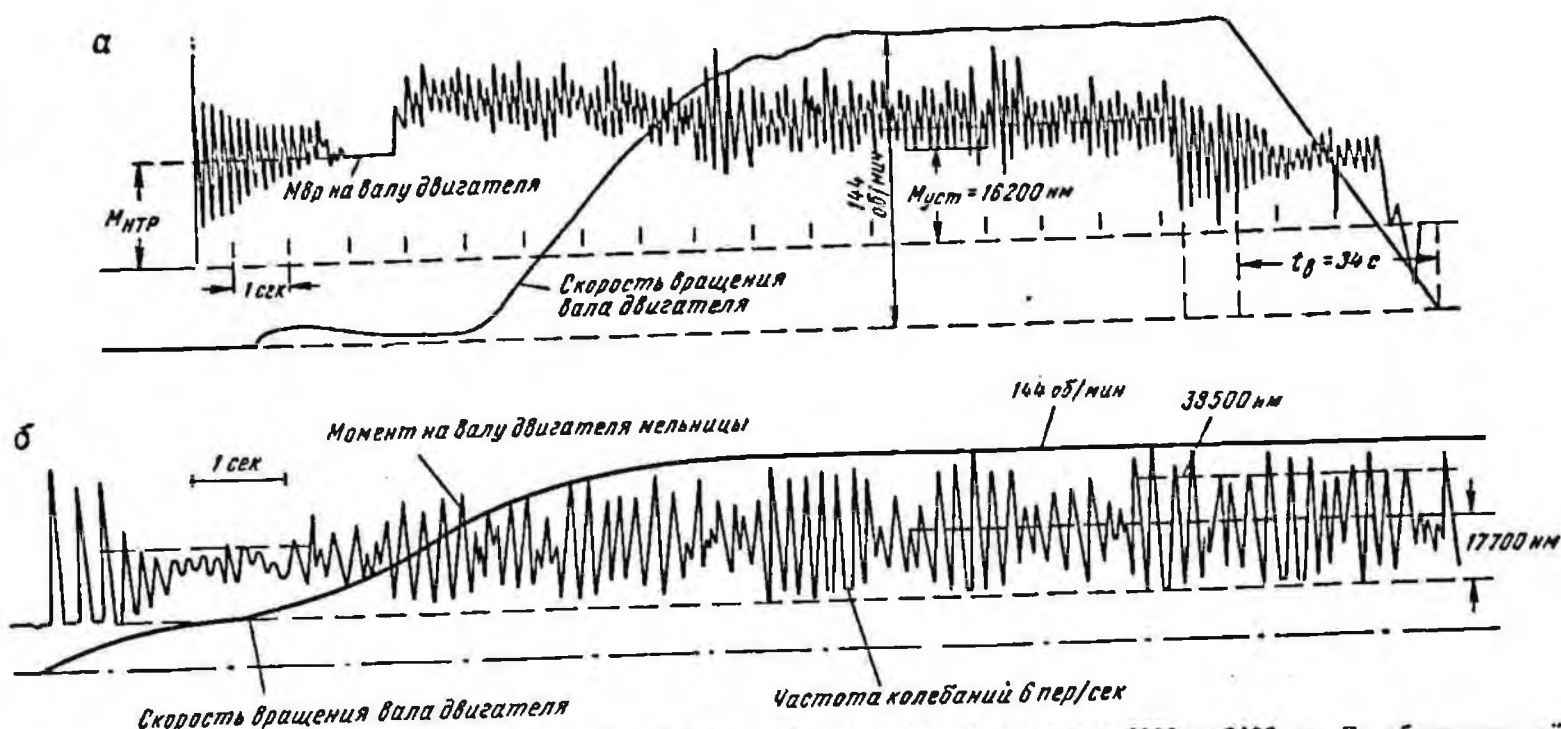


Рис. 95. Осциллограмма вращающего момента на валу двигателя шаровой мельницы 2880 × 2400 мм Гороблагодатской обогатительной фабрики (шаровая загрузка 22 т):

а — с новой, неизношенной футеровкой (по рис. 43, б); б — с изношенной, почти гладкой футеровкой

На величину скольжения шаровой загрузки, а вместе с тем и на величину колебаний влияет форма (профиль) футеровки барабана шаровой мельницы.

В качестве экспериментального подтверждения выдвинутого положения приведем осциллограммы колебаний, записанные на приводе шаровой мельницы 2880 × 2400 мм обогатительной фабрики Гороблагодатского рудоправления (рис. 95).

Осциллограмма рис. 95, а была снята на мельнице с новой футеровкой (см. рис. 43, б), при этом амплитуда колебаний находилась примерно в пределах $\pm 25\%$ от $M_{ср}$.

После износа футеровки, когда она стала почти гладкой, т. е. после изменения ее профиля до границ, указанных пунктиром на рис. 43, б, было произведено новое осциллографирование колебаний (рис. 95, б).

Как видим, при изношенной футеровке, когда ее сцепление с шаровой загрузкой уменьшилось (т. е. увеличилось скольжение), амплитуда колебаний достигает $\pm 100\%$ от $M_{ср}$.

§ 6. ПУТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРИВОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

Задачей дальнейшего усовершенствования приводных механизмов мельниц должно быть увеличение их сроков службы, повышение надежности работы и уменьшение эксплуатационных расходов. Основными узлами, определяющими показатели работы приводных механизмов, являются муфты, зубчатые передачи и коренные подшипники цапф барабана мельницы.

Опыт работы приводных механизмов шаровых и стержневых мельниц позволяет наметить дальнейшее совершенствование как новых проектируемых, так и уже находящихся в эксплуатации типов приводов путем внедрения эластичных муфт. Анализ условий ликвидации автоколебаний в приводных механизмах шаровых мельниц показывает, что для увеличения сроков службы соединительных муфт и зубчатой передачи необходимо применять эластичные муфты с нелинейной характеристикой. Применяемые эластичные муфты обладают рядом существенных недостатков, снижающих надежность работы приводных механизмов.

Проведенный анализ этих недостатков позволил наметить ряд требований, которым должна удовлетворять соединительная эластичная муфта при сохранении необходимой нелинейной характеристики. Основными из них являются:

а) муфта (при относительно малом диаметре) должна передавать значительные по величине крутящие моменты (например, крутящий момент на валу приводного двигателя мельницы 3600 × 4000 мм равняется около 62 500 н·м);

б) муфта должна обладать не меньшей способностью компенсации осевых, радиальных и угловых смещений соединяемых валов, чем применяемые в настоящее время зубчатые муфты типа МЗ и МЗП.

Эластичными муфтами с пелпнейной характеристикой, удовлетворяющими в полной мере поставленным требованиям, являются зубчато-пружинные муфты с переменной жесткостью и компенсационно-упругие муфты с резиновыми шпонками.

Зубчато-пружинные муфты с переменной жесткостью (рис. 96) являются наиболее совершенными из числа эластичных муфт с металлическими упругими звеньями. Преимуществами

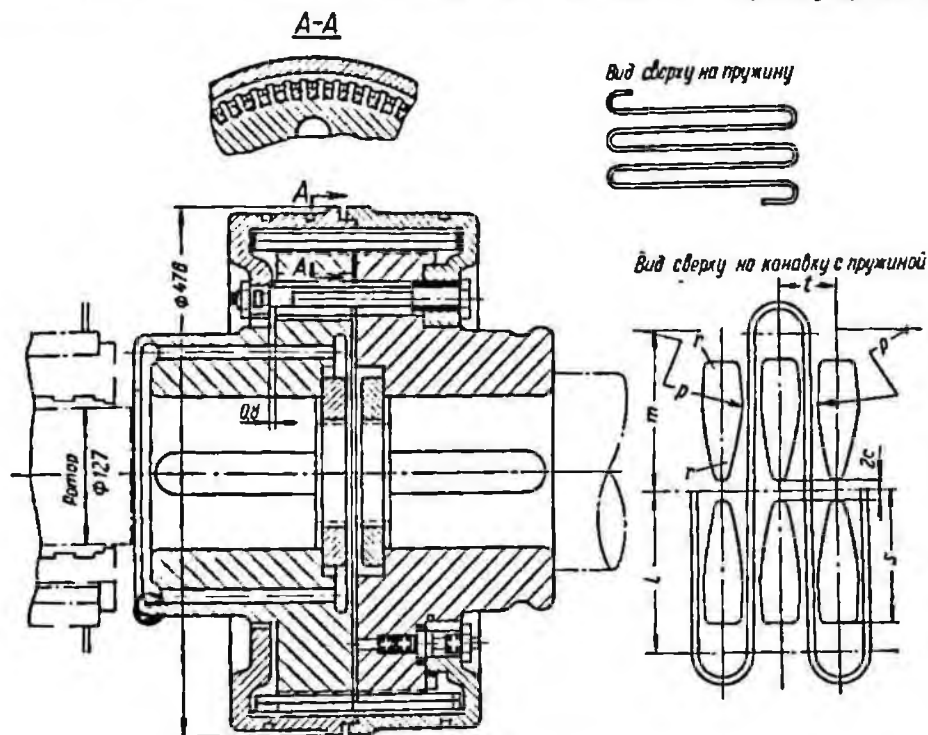


Рис. 96. Зубчато-пружинная муфта

этих муфт являются: относительно малые габариты и вес, пелпнейная характеристика, благоприятная с точки зрения гашения колебаний, а также относительная легкость монтажа и демонтажа.

Муфта состоит из двух полумуфт с зубьями, между которыми свободно закладывается несколько секций зигзагообразной пружины. Эти пружины передают крутящий момент от одного вала к другому. Пружины закрыты разъемным кожухом, состоящим из двух частей, препятствующих выпадению пружины под действием центробежной силы и служащих резервуаром для смазки. Шпильки, соединяющие обе части кожуха, проходят через отверстия в полумуфтах с зазором, позволяя одной полумуфте перемещаться относительно другой. Необходимая пелпнейность характеристики выбирается путем соответствующего выбора кривизны профиля зубьев.

Зубчатые пружинные муфты разных размеров допускают смещение валов в осевом направлении $0,5 + 3$ мм и перекося валов

до $\varphi = 1^\circ 15'$. Наружный диаметр муфты обыкновенно принимается равным четырем-пяти диаметрам соединяемых валов.

Опыт эксплуатации этих муфт показывает, что они являются надежными и универсальными, а вследствие нелинейной зависимости между углом закручивания муфты и моментом, передаваемым ею, эти муфты оказываются одними из наиболее простых средств защиты установок от чрезмерных механических колебаний.

Компенсиционно-упругие муфты с резиновыми шпонками (рис. 97) также обладают нелинейной характеристикой. Муфта состоит из двух дисковых полумуфт 1 и 2, входящих одна

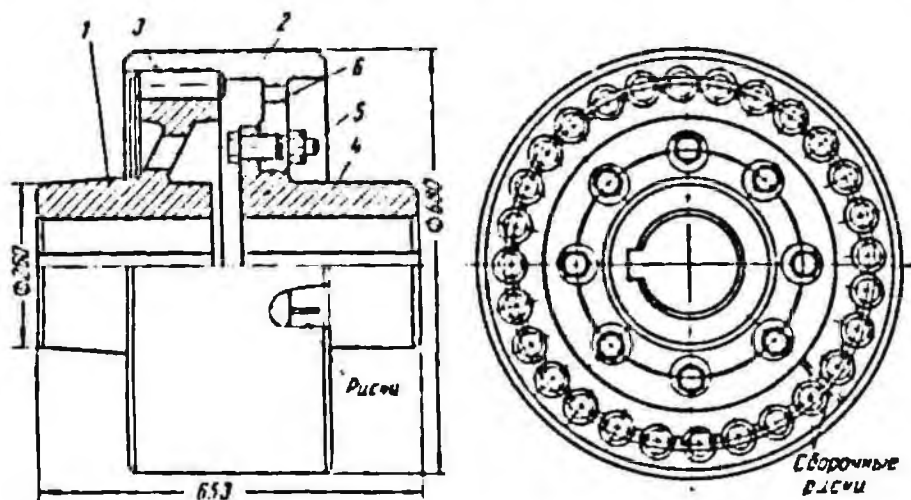


Рис. 97. Компенсиционно-упругая муфта

в другую, соединенных цилиндрическими резиновыми шпонками 3. Для удобства сборки и демонтажа одна из полумуфт выполнена разъемной, она состоит из ступицы 4 и обода, соединенных болтами 5. Цилиндрические гнезда под шпонки обрабатываются одновременно в обеих полумуфтах так, что окружность, соединяющая центры шпонок, совпадает с линией разреза внутренней 1 и наружной 2 полумуфт.

Для компенсации углового смещения осей соединяющих валов наружный диаметр полумуфты 1 обрабатывается на 0,5—1 мм меньше внутреннего диаметра полумуфты 2. Для предохранения от выпадения шпонок из своих гнезд предусмотрено торцовое кольцо, которое крепится к полумуфте болтами. В торце полумуфты 2 предусмотрены отверстия 6 для выталкивания шпонок после снятия кольца без разборки муфты. Нелинейность характеристики муфты зависит от сорта резины. Опыт работы таких муфт показал их высокие эксплуатационные качества.

Целесообразно дальнейшее совершенствование главных подшипников барабанов мельниц путем замены подшипников скольжения подшипниками с большим диаметром для разработки конструкции самоустанавливающихся подшипников качения, на которые

опирается цапфа мельницы. При этом облегчаются и упрощаются работы по замене барабанов мельниц при ремонтах, что будет способствовать улучшению энергомеханических показателей привода, а также увеличению надежности и повышению производительности мельниц в целом.

Необходимо продолжать работы по усовершенствованию конструкции гидростатических подшипников; изучать и распространять опыт по применению вкладышей из древесностыльных пластиков.

Необходимо отметить перспективность фрикционного привода (см. рис. 78) для некоторых конструкций мельниц.

Тридцатилетний опыт работы фрикционного привода на углеразмельных мельницах показал его хорошие эксплуатационные качества. Сызранским заводом тяжелого машиностроения изготовлено и предварительно испытано несколько углеразмельных мельниц размером 3400×6000 мм с фрикционным приводом от синхронного двигателя типа СДМ314-61-8 мощностью 1000 квт. Данные предварительных испытаний показывают, что скольжение между роликами и бандажами отсутствует. Это, несомненно, важно с точки зрения износа и надежности привода в целом.

Данные сравнительных исследований, проведенных инж. Ф. К. Щербачевым на базе промышленных испытаний крупных шаровых мельниц с фрикционным приводом и с приводом с зубчатыми передачами, показывают, что коэффициент полезного действия фрикционной передачи при нормальных шаровых нагрузках выше на 3,3%, чем зубчатых передач.

Разработка безредукторного привода на базе создания двигателя с дуговым статором, обладающим высокими энергетическими и эксплуатационными показателями, коэффициентом мощности, коэффициентом полезного действия и др., позволит значительно уменьшить основные габариты мельничного агрегата.

ЭЛЕКТРОПРИВОД ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Привод мельницы представляет собой совокупность звеньев, состоящих из приводного электрического двигателя с аппаратурой управления и приводных механизмов мельницы. Поведение этих звеньев в установившемся режиме работы и при пуске определяется механическими характеристиками приводного двигателя и самой мельницы.

Механические характеристики представляют собой зависимость вращающего момента M на валу от его скорости вращения ω , т. е. $M = f(\omega)$.

Выбор приводного двигателя, удовлетворяющего условиям пуска и установившейся работы, должен решаться путем анализа уравнения движения системы двигатель — мельница. Это уравнение, выражающее взаимосвязь механических характеристик двигателя и мельницы, в самом общем виде может быть представлено так:

$$M_{дв} = M_c + M_{дин} = M_c + J \frac{d\omega}{dt}, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (63)$$

где $M_{дв}$ — развиваемый двигателем вращающий момент, н·м;

M_c — статический момент сопротивления, создаваемый мельницей, н·м;

$M_{дин}$ — динамический момент, н·м;

J — момент инерции системы двигатель — мельница, кг·м²;

$\frac{d\omega}{dt}$ — угловое ускорение, рад/сек².

Уравнение (63) может быть представлено так:

$$M_{дин} = J \frac{d\omega}{dt} = M_{дв} - M_c, \text{ н} \cdot \text{м}. \quad (64)$$

На рис. 98 для примера приведены механические характеристики двигателя и мельницы, а также изменение динамического момента от скорости вращения двигателя.

Интегрируя уравнение (64) относительно t , можно определить время разгона мельницы:

$$t_n = \int_0^{t_n} dt = \int_0^{\omega_n} J \frac{d\omega}{M_{дв} - M_c}, \text{ сек}. \quad (65)$$

Однако аналитическое интегрирование уравнения (65) затруднительно из-за нелинейности механических характеристик двигателя $[M_{дв} = f_1(\omega)]$ и мельницы $[M_c = f_2(\omega)]$.

Кроме того, момент инерции системы двигатель — мельница является переменным, зависящим от скорости вращения барабана мельницы, поэтому чаще прибегают к графоаналитическому решению этой задачи.

Если принять, что момент инерции не зависит от скорости, а функции $M_{дв} = f_1(\omega)$ и $M_c = f_2(\omega)$ известны и построены в виде графиков (см. рис. 98), то для определения t_n поступают следующим образом.

Разбивают участок оси ординат в пределах от 0 до ω_c на ряд одинаковых, достаточно малых отрезков $\Delta\omega$. На границах каждого из этих отрезков определяют $M_{дин}$. Тогда время Δt разгона, соответствующее каждому из этих участков, определяется по формуле, например, для второго участка:

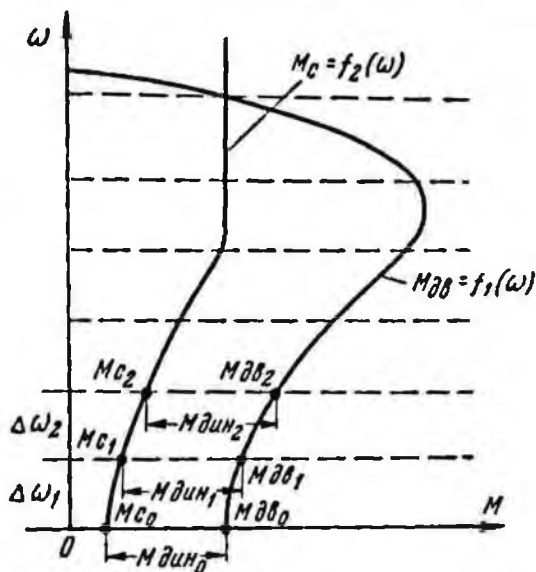


Рис. 98. К определению времени разгона привода

$$\Delta t_2 = J \frac{\omega_2 - \omega_1}{M_{дин1} - M_{дин2}} \ln \frac{M_{дин1}}{M_{дин2}}, \text{ сек.} \quad (66)$$

Общее время пуска t_n равно сумме времен Δt всех участков:

$$t_n = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \dots + \Delta t_n.$$

Для определения необходимых параметров приводного двигателя при пуске необходимо относительно точное знание механической характеристики машины, начального статического момента сопротивления троганию $M_{c.нач}$, пускового момента двигателя M_n и момента инерции J системы двигатель — мельница.

Определив время разгона на отдельных участках, нетрудно построить кривые скорости и динамического момента в зависимости от времени.

Однако для решения изложенной задачи необходимо знать механическую характеристику мельницы $M_c = f(\omega)$, которая представляет пеллиейшую зависимость M_c в функции угла поворота барабана мельницы, одновременно зависящую от механической характеристики двигателя $M_{дв} = f(t)$.

Механическая характеристика может быть построена на основании каталожных данных. Следовательно, построение механической

характеристики мельницы $M_0 = f(\omega)$ может быть выполнено только во взаимосвязи с механической характеристикой двигателя. Кроме того, при этом необходимо знать момент инерции системы.

До последнего времени при выборе двигателя мельницы пренебрегали анализом уравнения (63).

Чтобы оградить себя от возможных ошибок, зачастую принимают завышенные кратности пускового момента двигателя (в пределах от 1,7 до 2,7). Последнее приводит или к неоправданному завышению мощности, или к ухудшению энергетических показателей двигателя, так как двигатели одинаковой мощности, но с различными пусковыми механическими характеристиками обладают в установившемся режиме различными энергетическими показателями.

§ 2. ПРИВОДНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

В качестве приводных двигателей шаровых и стержневых мельниц применяются синхронные, асинхронные с короткозамкнутым и фазовым роторами двигатели.

Мельницы относительно малого размера (до 2100×3000 мм) комплектуются в основном асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором серии А. Для привода средних и крупных мельниц в зависимости от условий работы и требований системы электропитания предприятия применяются асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серий А и ДАМСО, с фазовым ротором серий ФАМСО, ДК или синхронные двигатели серий ДС, ДСЗ или СДМЗ. Все асинхронные двигатели мельниц поставляются в защищенном исполнении. Синхронные двигатели поставляются в открытом нормальном исполнении, что является существенным недостатком в условиях работы обогатительной фабрики. Имелся случай аварий из-за попадания внутрь двигателя шаров и скрапа при их транспортировке по цеху, поэтому на некоторых предприятиях собственными силами делают специальные жалюзи, закрывающие двигатель (рис. 99).

Асинхронные двигатели серии А имеют обмотку ротора с глубоким пазом, отлитую из алюминиевого сплава. Двигатели ДАМСО имеют ротор с двойной беличьей клеткой. Эти двигатели обладают достаточными пусковым и максимальным моментами и относительно малым номинальным скольжением $S_n = 0,2 \div 0,3$.

Двигатели серии АК изготавливаются с постоянно падающими щетками без приспособления для подъема их и короткого замыкания колец, что является недостатком, так как обычно мельницы работают в длительном режиме с относительно редкими пусками (в среднем один-два раза в сутки).

Для построения механической характеристики асинхронного двигателя, необходимой при расчете динамической характеристики привода, достаточно использовать следующие паспортные данные, имеющиеся в каталогах:

P_n — номинальная мощность двигателя, *квт*;
 ω_n — номинальная скорость вращения, *рад/сек*;
 γ — перегрузочная способность
 или
 M_m — максимальный момент, *н·м*.

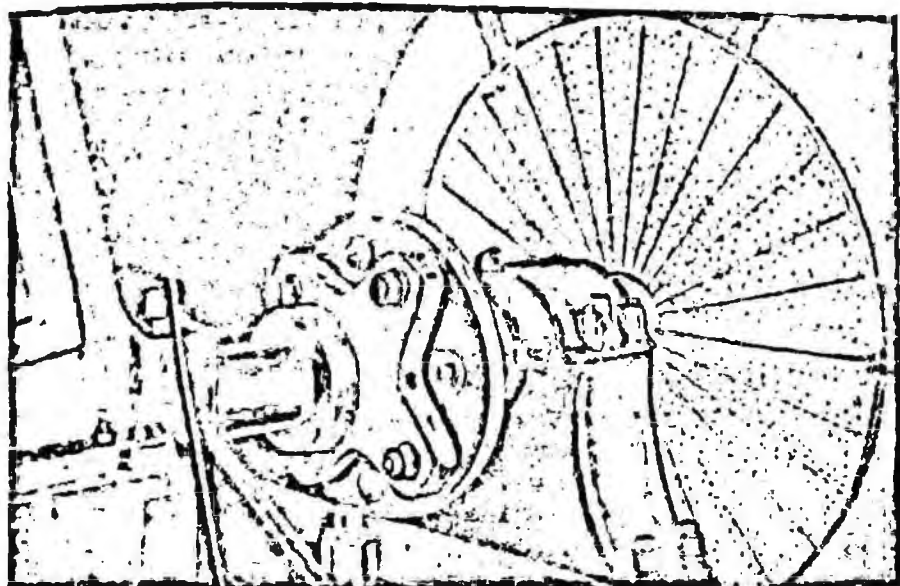


Рис. 99. Синхронный двигатель с решеткой, изготовленной на обогатительной фабрике

Построение механической характеристики ведется по приближенной формуле

$$M = \frac{2M_m \frac{S}{S_m}}{\frac{S}{S_m} + \frac{S_m}{S}}, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (67)$$

где S_m — критическое скольжение.

Критическое скольжение определяется по уравнению

$$S_m = S_n (\gamma + \sqrt{\gamma^2 - 1}), \quad (68)$$

где S_n — номинальное скольжение двигателя.

Номинальное скольжение определяют по формуле

$$S_n = \frac{\omega_c - \omega_n}{\omega_c}, \quad (69)$$

где ω_c — синхронная скорость двигателя, *рад/сек*.

Максимальный момент определяется из соотношения

$$M_m = \gamma M_n; \quad M_n = \frac{P_n}{\omega_n} 10^3, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (70)$$

где P_n — номинальная мощность двигателя, *квт*.

Зная максимальный момент M_m и критическое скольжение S_m и задаваясь значениями скольжения S по уравнению (67), строят естественную механическую характеристику двигателя $S = f(M)$.

Основными недостатками асинхронных двигателей как с короткозамкнутым, так и с фазовым ротором при применении их в качестве приводных для шаровых и стержневых мельниц являются:

1) квадратическая зависимость момента на валу двигателя от напряжения на его зажимах. При снижении напряжения в сети резко уменьшаются пусковой и максимальный моменты;

2) малый воздушный зазор между статором и ротором, несколько понижающий надежность двигателя;

3) относительно низкие значения коэффициента мощности и коэффициента полезного действия у двигателей с асинхронными скоростями вращения ниже 750 об/мин.

В связи с этим низкооборотные асинхронные двигатели не являются конкурентоспособными по сравнению с тихоходными синхронными двигателями, применение которых позволяет уменьшить передаточное число и улучшить коэффициент полезного действия трансмиссии. Однако, несмотря на это, мельницы мощностью 100—200 *квт* продолжают комплектоваться редукторами, передаточное число которых доходит до 1 : 40, а в качестве приводных двигателей применяют асинхронные двигатели.

Мощные углеразмольные мельницы комплектуются асинхронными двигателями мощностью до 600—700 *квт* с синхронной скоростью 750 об/мин, что вынуждает при такой относительно большой мощности применить не только редуктор, но и открытую зубчатую передачу, снижая этим самым не только надежность, но и энергетические показатели всего агрегата.

Благодаря хорошим энергетическим показателям по коэффициенту мощности и коэффициенту полезного действия, повышенной надежности вследствие значительного воздушного зазора между статором и ротором тихоходный синхронный двигатель в данное время является лучшим приводным двигателем для шаровых и стержневых мельниц.

Технические характеристики синхронных двигателей, применяемых для привода шаровых и стержневых мельниц, даны в табл. 8.

Так как современным обогащательным предприятиям обладают значительной мощностью электроснабжающих устройств, то наиболее простым способом пуска синхронных двигателей является асинхронный пуск от полного напряжения сети. Для этого синхронные двигатели снабжаются короткозамкнутой обмоткой, стержни которой размещены в полюсных наконечниках. Обмотка возбуждения в процессе пуска замыкается на сопротивление во избежание значительного перенапряжения и пробоя изоляции. Механическая характеристика асинхронного пуска синхронного двигателя типа ДС 213/29-24 приведена на рис. 100. В процессе пуска увеличение скорости вращения синхронного двигателя происходит под действием двух основных асинхронных моментов: момента, создаваемого пусковой

Таблица 8

Технические характеристики синхронных электродвигателей

Тип двигателя	Номинальная мощность на валу, кВт	Номинальное напряжение, В	Номинальная ток, А	Коэффициент мощности (перекрестный)	К. п. д. при номиналь- ной нагрузке	Скорость вращения, об/мин	Пусковые характеристики				Среднее значение объема возбуждения в % от стои сопротивления, Ом	Возбудитель			Момент по- стоя, т·м	Общая вес, т
							$\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н}}}$	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{н}}}$	$\frac{M_{\text{вн}}}{M_{\text{н}}}$	$\frac{I_{\text{пуск}}}{I_{\text{ном}}}$		Мощность, кВт	Напряжение, В	Скорость при- ращения, об/мин		
ДС213/24-32	300	$\frac{6000}{3000}$	$\frac{35}{70}$	0,9	0,873	187	3,2	1,5	1,2	7,3	0,42	20	105	1470	6	3,6
ДС213/34-32	380	$\frac{6000}{3000}$	$\frac{50}{100}$	0,8	0,884	187	3,4	2,0	1,1	6,5	0,37	20	105	1470	9	10,9
ДС213/29-24	600	$\frac{6000}{3000}$	$\frac{70}{140}$	0,9	0,92	250	2,6	2,0	1,2	7,5	0,41	20	105	1470	7	10,5
ДС213/44-24	960	6000	110	0,9	0,929	250	2,2	1,0	1,3	6,0	0,27	35	115	1470	10	—
ДС260/39-36	900	$\frac{6000}{3000}$	$\frac{103}{206}$	0,9	0,927	167	3,5	1,6	1,3	7,3	0,26	40	115	1470	19	15,0
ДС260/44-36	1100	$\frac{6000}{3000}$	$\frac{125}{250}$	0,9	0,936	167	3,2	1,5	1,2	6,6	0,28	40	115	1470	21	10,3

короткозамкнутой обмоткой, и момента, создаваемого обмоткой возбуждения.

Остальные моменты (гистерезисный и момент от вихревых токов) при относительной незначительности величин обычно не приписываются в расчет.

Действие момента, создаваемого пусковой короткозамкнутой обмоткой синхронного двигателя, физически ничем не отличается от действия короткозамкнутой обмотки ротора асинхронного двигателя. Кривые моментов, создаваемых обмоткой, показаны на рис. 101.

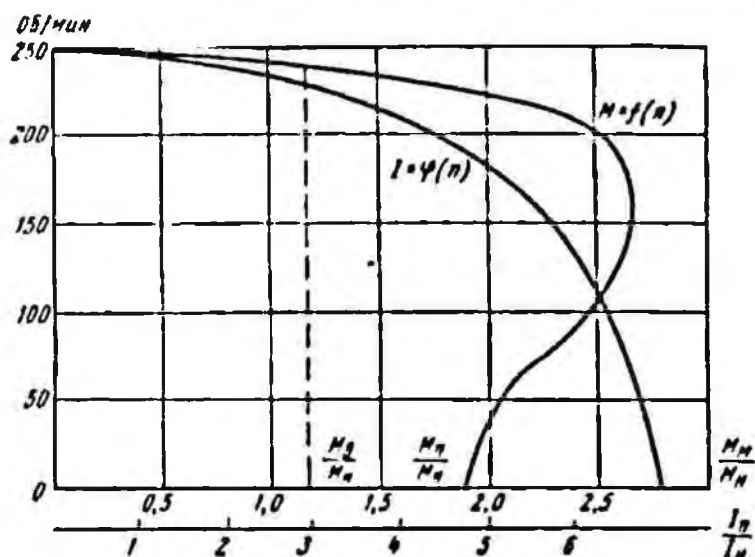


Рис. 100. Характеристика асинхронного пуска синхронного двигателя ДС 213/29-24

Кроме величины начального пускового момента, развиваемого двигателем в начале пуска при неподвижном роторе, важное значение имеет величина входного момента, развиваемого пусковой обмоткой при подсинхронной скорости, равной 95% синхронной, выше которой происходит синхронизация двигателя.

Отличие пусковых характеристик двигателя (рис. 101, кривые 1 и 2) с точки зрения пускового (начального) и входного моментов достигается при помощи применения различных материалов и конструктивного выполнения пусковой обмотки (латунные или стальные стержни, одинарная или двойная клетка и др.).

Момент, создаваемый обмоткой возбуждения, существенно влияет на работу синхронного двигателя в процессе пуска, и если это влияние не учитывать, то при некоторых условиях может оказаться невозможным доведение двигателя до подсинхронной скорости.

Вращающимся полем статора в обмотку возбуждения синхронного двигателя наводится э. д. с., вызывающая однофазный переменный ток, пульсирующий с частотой, равной Sf , где f — частота сети, а S — скольжение, определяемое скоростью вращения ротора.

Скольжение ротора двигателя определяется по формуле (69). Скорость вращения ротора будет равна

$$\omega_p = (f - S) \omega_c. \quad (71)$$

Пульсирующий ток обмотки возбуждения создает пульсирующую намагничивающую силу, которая вращается в пространстве вместе с ротором. Пульсирующую намагничивающую силу ротора можно разложить на две равные составляющие и вращающиеся относительно ротора с равными скоростями $S\omega_p$, но в противоположные стороны.

Учитывая приведенные выше зависимости, получим скорости вращения составляющих намагничивающей силы ротора относительно статора:

1) для вращающейся в том же направлении, что и ротор,

$$(1 - S) \omega_c + S \omega_c = \omega_c. \quad (72)$$

Эта составляющая намагничивающей силы, вращающаяся относительно статора с синхронной скоростью, называется синхронной или прямой составляющей. Магнитное поле ротора, соответствующее синхронной составляющей, вместе с магнитным полем статора участвует в создании вращающего момента, который изменяется по кривым момента асинхронного двигателя, показанным на рис. 101. Таким образом, момент от этой составляющей складывается с моментом от пусковой обмотки синхронного двигателя;

2) для составляющей намагничивающей силы, вращающейся в обратную сторону относительно ротора,

$$(1 - S) \omega_c - S \omega_c = (1 - 2S) \omega_c. \quad (73)$$

Эта составляющая намагничивающей силы вращается относительно статора с переменной скоростью, которая может быть в зависимости от величины S как положительной (при скольжениях $S \leq 0,5$), так и отрицательной (при скольжениях $S \geq 0,5$).

Магнитное поле ротора от обратной составляющей намагничивающей силы ротора будет наводить в статоре э. д. с. с частотой $f(1 - 2S)$, создающую и токи этой же частоты. Обратное поле ротора, взаимодействуя с токами той же частоты, в статоре создаст момент, приложенный к ротору. Характер изменения этого момента показан на рис. 102.

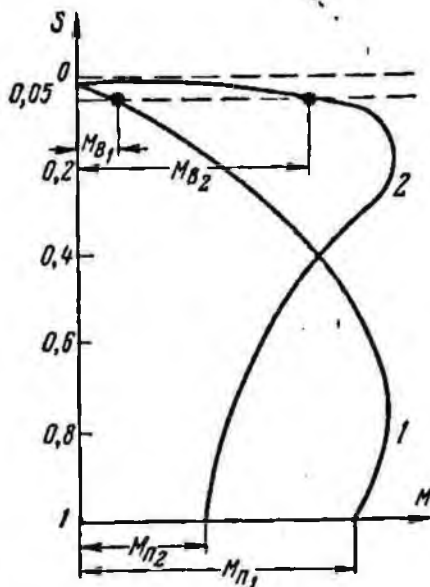


Рис. 101. Пусковые характеристики синхронных двигателей с различными начальными и входными моментами

Результирующий момент синхронного двигателя при пуске, равный алгебраической сумме двух моментов (от пусковой клетки и от обмотки возбуждения), показан на рис. 103. Там же проведена линия статического момента, приложенного к двигателю.

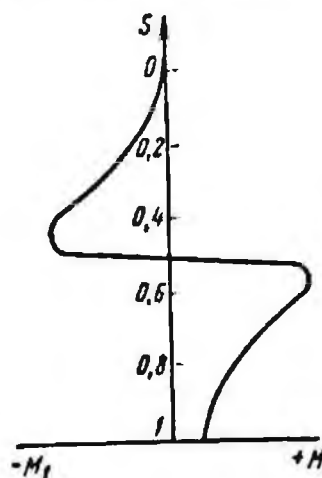


Рис. 102. Момент синхронного двигателя от обратно-синхронного поля

На рис. 103, а показано, что при коротко замкнутой обмотке возбуждения при пуске синхронного двигателя результирующий момент при скорости около полусинхронной может быть меньше статического момента сопротивления, в результате чего двигатель не может достичь подсинхронной скорости.

Включением сопротивления в обмотку возбуждения можно добиться уменьшения тока в обмотке возбуждения и, следовательно, уменьшения действия момента от обмотки возбуждения, как это показано на рис. 103, б.

Обычно сопротивление, на которое включается обмотка возбуждения при пуске, равно 6—10-кратной величине омического сопротивления обмотки возбуждения синхронного двигателя. Однако в последнее время все чаще применяются пуски синхронного двигателя с глухо подключенным возбудителем. В такой схеме обмотка возбуждения синхронного двигателя замкнута на относительно малое сопротивление якоря

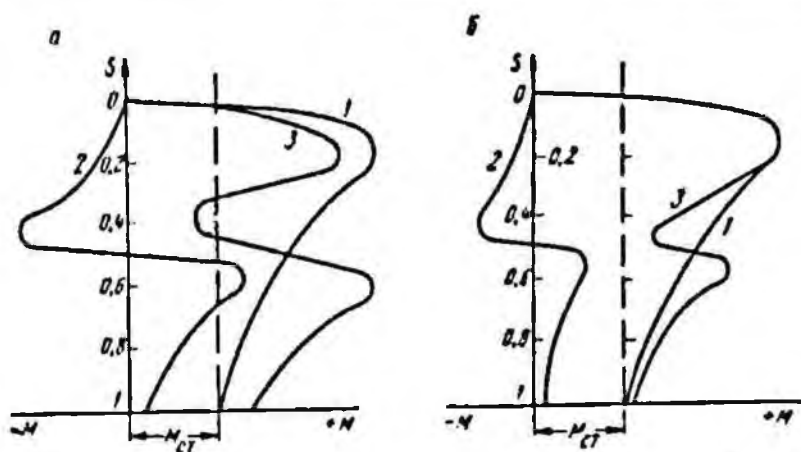


Рис. 103. Момент синхронного двигателя от пусковой обмотки (1), от обмотки возбуждения (2) и результирующий (3): а — без добавочного сопротивления в обмотке возбуждения; б — с добавочным сопротивлением в обмотке возбуждения

возбудителя. Достоинством этой схемы пуска является значительное ее упрощение и вместе с тем увеличение надежности из-за уменьшения числа аппаратов.

Использование асинхронных и синхронных двигателей в качестве приводных для паровых и стержневых мельниц требует применения редуктора или открытой зубчатой передачи с большим или меньшим передаточным отношением.

Наличие зубчатой передачи усложняет и удорожает изготовление, а также снижает надежность работы мельницы, поэтому весьма желательно осуществление безредукторного привода мельницы, путем применения двигателя с дуговым статором. При дуговом статоре асинхронной машины можно получить любые синхронные скорости, изменяя угол обхвата ротора статором.

Синхронная скорость вращения ротора может быть определена из выражения

$$\omega_c = \frac{2\pi/\beta}{P}, \quad (74)$$

где β — коэффициент окружения, равный $0,2 \div 0,35$;
 P — число пар полюсов.

Получение промежуточных скоростей при дуговом статоре является ценным преимуществом, позволяющим выбрать наиболее рациональную скорость вращения барабана мельницы.

По конструктивным возможностям выполнения обмотки дугового статора на 3 или 6 кВ пока не удастся получить пазовое деление меньше 2 см или полюсное деление менее 6 см. Окружная скорость в м/сек на диаметре внутренней расточки статора равна полюсному делению в см, поэтому при принимаемых скоростях вращения барабана мельницы диаметр роторного обода получается примерно в два раза больше диаметра барабана мельницы. Последнее обстоятельство значительно увеличивает габариты машины. Коэффициент полезного действия безредукторного привода примерно равен общему к. п. д. редукторного привода. У двигателя с дуговым статором $\cos \phi$ значительно ниже, чем даже у тихоходных асинхронных двигателей, и находится в пределах 0,4—0,5.

Относительно малый $\cos \phi$ значительно ухудшает энергетические показатели двигателя, вынуждая применять для компенсации конденсаторные батареи значительной мощности, что также значительно удорожает установку. Так, например, для доведения $\cos \phi$ двигателя с дуговым статором относительно небольшой мощности (480 кВт) до 0,9 необходима батарея статических конденсаторов мощностью 770 квар, что ведет к усложнению системы электроснабжения двигателя.

Учитывая современную тенденцию применения на горнообогачительных комбинатах большого числа мельниц крупного размера с мощностью привода, достигающей 2000—2500 кВт, необходимо более строго подходить к вопросам выбора типа приводного двигателя с точки зрения учета всех технико-экономических показателей привода и системы электроснабжения в целом. Существует мнение о нецелесообразности применения на крупных обогащательных фабриках дугостаторного привода с достигнутыми к настоящему

времени его энергетическими показателями. Однако за последнее время интерес к двигателям с дуговым статором значительно возрос.

В 1961 г. Сызранским заводом тяжелого машиностроения изготовлены две шаровые углеразмольные мельницы с дугостаторным приводом. Всесторонние испытания изготовленных мельниц представляют значительный интерес с точки зрения дальнейшего усовершенствования этого привода.

§ 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

Мощность приводного двигателя стержневой или шаровой мельницы при работе дробящей среды в каскадном режиме может быть определена на основании формул полезной мощности $P_{\text{мн}}$ (22) с учетом потерь на трение в цапфах мельницы и приводных механизмах:

$$P_d = \frac{P_{\text{мн}}}{\eta_{\text{ц}}\eta_{\text{тр}}}, \text{ кВт}, \quad (75)$$

где $P_{\text{мн}}$ — полезная мощность мельницы при каскадном режиме работы дробящей среды;

$\eta_{\text{ц}}$, $\eta_{\text{тр}}$ — соответственно коэффициенты полезного действия цапф и трансмиссии мельницы.

Мощность приводного двигателя мельницы при работе дробящей среды в поднадном режиме определяется на основании формул (23) и (25). Для полезной мощности с учетом механических потерь, как и в предыдущем случае,

$$P_d = \frac{P_{\text{мн}}}{\eta_{\text{ц}}\eta_{\text{тр}}} = \frac{P_{\text{мн}}}{\eta_{\text{мех}}}, \text{ кВт}. \quad (76)$$

Механические потери, учитываемые коэффициентом $\eta_{\text{мех}}$, могут быть определены опытным путем. Для этого внутри барабана мельницы концентрично его оси помещается груз, равный весу шаровой загрузки. Мощность, затрачиваемая на вращение мельницы при этих условиях, будет равна потерям в трансмиссии и опорных подшипниках.

Опыты, проведенные над мельницей промышленного размера, показали, что указанные механические потери составляют около 13% от мощности, затрачиваемой на вращение мельницы при нормальном установившемся режиме работы. Эта мельница была оборудована приводом от электрического двигателя через ремennую и одноступенчатую с косыми зубьями передачи.

Основываясь на справочных данных о коэффициентах полезного действия механических передач, можно принять среднее значение к. п. д. для одной ступени зубчатой передачи равным 0,97—0,98. Потери на трение в опорных подшипниках барабана, по опытным данным, составляют 7—9% от полезной мощности. Примерно те же

результаты получил инж. В. М. Тищенко при испытаниях трубных мельниц.

Для проверки результатов графоаналитического вычисления мощности по формуле (25) и приведенного момента статического сопротивления на валу приводного двигателя автором были произведены замеры вращающего момента и мощности, потребляемой из сети двигателями шаровых мельниц разных размеров при разных коэффициентах заполнения и различных относительных скоростях вращения барабана.

Измерение и регистрация электрических и механических величин производились приборами необходимого класса точности и осциллографированием. Измерение вращающих моментов на валах приводных двигателей осуществлялось при помощи тензометрических датчиков сопротивления. Сравнение результатов графоаналитических вычислений мощности приводного двигателя с экспериментально замеренными величинами приведено в табл. 9.

Таблица 9

Сравнение расчетных и экспериментально замеренных мощностей двигателей шаровых мельниц

Размер мельницы $D \times L$, мм	Коэффициент заполнения барабана φ	Скорость вращения барабана, об/мин	Расчет по графоаналитическому методу				Паспортные данные двигателей
			Полезная мощность P_M , кет	Мощность двигателя P_D , кет	Мощность, потребляемая из сети, P_C , кет	Мощность, потребляемая двигателем из сети, P_C , кет	
3200 × 3100	0.4	19.6	425	490	510	530	ДС 213/29-24, 600 кет, 250 об/мин, к. п. д. 90,6%
	0.4	18.0	395	450	475	465	
2700 × 3600	0.4	20.6	328	380	410	415	ДС 213/34-32, 380 кет, 187 об/мин, к. п. д. 88,4%
	0.3	20.6	258	303	320	328	
2880 × 2400	0.33	16.7	215	250	280	268	Японской фирмы асинхронный с фазовым ротором, 300 кет
	0.33	19.6	258	285	335	330	
2200 × 13 000	0.3	20.5	355	410	455	435	ФАМСО 1512-8, 570 кет, 750 об/мин

Анализируя данные приведенной таблицы, легко заметить практически вполне удовлетворительное совпадение теоретических и экспериментальных данных.

§ 4. НАЧАЛЬНЫЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ МЕЛЬНИЦЫ ПРИ ТРОГАНИИ С МЕСТА

Величина начального статического момента сопротивления при трогании $M_{ст.нач}$ является одной из определяющих при выборе приводного двигателя. Особенно важно знать $M_{ст.нач}$ в тех случаях, когда для привода выбирается или синхронный, или асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором.

Теоретическое определение значений $M_{ст.нач}$ затруднительно, так как в предложенные формулы входит значительное число коэффициентов, учитывающих характер материала трущихся пар подшипников, качество и количество смазки, удельные давления и пр.,

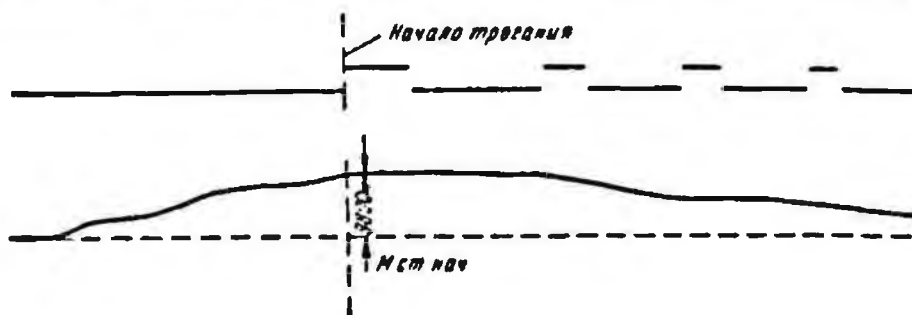


Рис. 104. Осциллограмма начального статического момента сопротивления троганию мельницы 2700 × 3600 мм с шаровой загрузкой 36 т

значения которых колеблются в очень широких пределах. В связи с этим были проведены экспериментальные измерения $M_{ст.нач}$ на значительном количестве промышленных шаровых и трубных мельниц разных размеров. В большинстве случаев трогание шаровых мельниц из состояния покоя осуществлялось крапом через рычаг с динамометром, пристроенным к соединительной муфте привода. При этом измерению момента трогания производилось тензометрированием теми же датчиками, что и замеры вращающих моментов при установившейся работе мельницы. В этом случае не требуется делать лишние пересчеты и тарировки момента. Кроме того, при замерах на приводном валу устанавливалось специальное контактное устройство, с помощью которого на осциллограмме делались отметки момента трогания с места и пути приводного вала (рис. 104).

Начальный момент сопротивления троганию трубных мельниц измерялся в большинстве случаев при помощи приводного асинхронного двигателя с фазным ротором. При этом в цепь пускового реостата включался добавочный жидкостный реостат для создания возможности плавного изменения величины вращающего момента от нуля. Результаты экспериментальных измерений начального статического момента трогания мельниц приведены в табл. 10.

Анализируя приведенные данные, можно заключить, что начальный момент сопротивления трогания шаровых и трубных мельниц, оборудованных опорными подшипниками на баббитовых вкладышах

Таблица 10

Величины начальных статических моментов трогания шаровых мельниц

Размер мельницы D × L, мм	M _{ст. пач.} н·м	M _{ст. уст} (с полной шаро- вой загрузкой), н·м	$\frac{M_{ст. пач}}{M_{ст. уст}}$	Место испытаний
2700 × 3600 3200 × 3100	9 600 8000—8800	17 750—18 650 15 900—18 650	0,51—0,54 0,56—0,53	Оленегорское РУ Лебяжинское РУ ЮГОК
2880 × 2400 2200 × 13 000	10 300 3 380	17 650 5 550	0,58 0,61	Гороблагодатское РУ Цементный завод «Ги- гант»
	3 240	5 350	0,55	Ценьянский цемент- ный завод
	3 200	5 450	0,59	Цементный завод «Пролетарий»
2500 × 10 000	14 500	38 300	0,38	То же

с жидкой смазкой, колеблется в пределах от 0,4 до 0,6 от статического момента сопротивления при установившемся режиме работы мельницы с нормальной шаровой загрузкой. В этой связи необходимо указать, что момент трогания шаровых мельниц с гидростатическими подшипниками будет очень малым. Это подтверждается тем, что при включении маслонасосов, создающих давление масла в подшипниках в момент отрыва втулки цапфы от вкладыша, мельница из-за небольшой неуравновешенности начинает свободно покачиваться.

Измерение момента трогания шаровой мельницы 2880 × 2400 мм, оборудованной текстолитовыми вкладышами с водяным охлаждением и смазкой, показало, что из-за сухого трения в момент пуска кратность момента трогания достигает

$$\frac{M_{ст. пач}}{M_{ст. уст}} = \frac{21\,600 \text{ н·м}}{16\,700 \text{ н·м}} = 1,29.$$

Отметим, что перед остановкой мельницы в подшипники не вводилось масло или солидол, как это делают на Миргалмсайской обогатительной фабрике, где эксплуатируют подшипники с вкладышами из древеснослоистых пластиков (глава IV, § 2).

§ 5. МОМЕНТЫ ИНЕРЦИИ ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

В качестве приводных двигателей шаровых и стержневых мельниц в последнее время широко применяются синхронные двигатели с прямым пуском от полного напряжения сети и асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором. Поэтому вопросы поведения двигателя при пуске приобретают большой интерес. Составной частью уравнения движения любого агрегата является выражение момента

инерции или махового момента. Для большинства механизмов момент инерции является величиной постоянной или зависящей от угла поворота органов рабочей машины. Величина момента инерции шаровой мельницы является переменной, зависящей от скорости вращения и коэффициента заполнения барабана мельницы.

Можно считать, что момент инерции агрегата системы двигатель — мельница состоит в основном из двух частей:

$$J = J_{\text{пр}} + J_{\text{ш}}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (77)$$

где $J_{\text{пр}}$ — момент инерции вращающихся частей агрегата, не зависящий от скорости вращения (эта величина определяется по известным формулам), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$J_{\text{ш}}$ — момент инерции шаровой загрузки, зависящий от скорости вращения барабана мельницы (так как при изменении скорости вращения барабана изменяются как вес, так и радиус инерции шаровой загрузки, «связанной» с барабаном), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

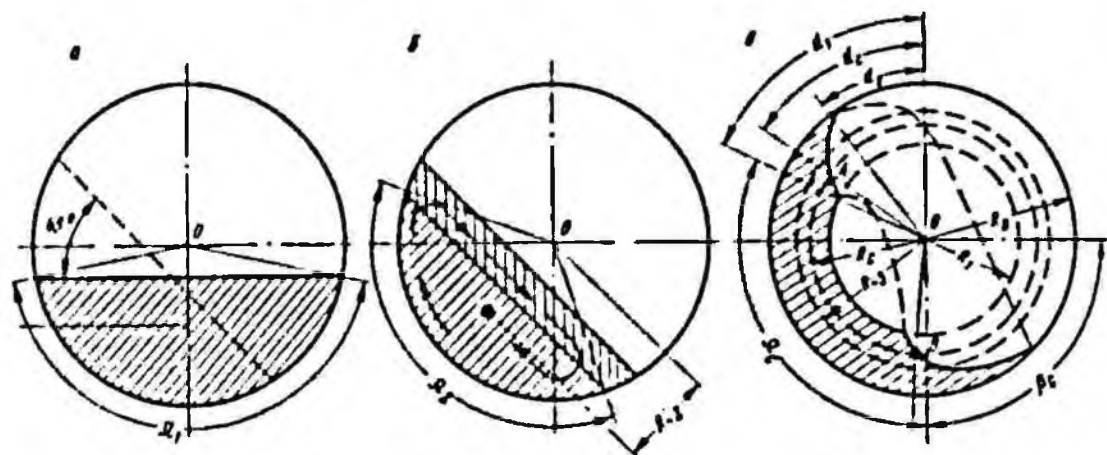


Рис. 105. К определению махового момента дробящей среды:

а — до каскадного режима; б — при каскадном режиме; в — при водопадном режиме

Установим зависимость $J_{\text{ш}}$ от относительной скорости вращения и коэффициента заполнения барабана мельницы.

Момент инерции шаровой загрузки и сырья при пуске мельницы из состояния покоя до поворота барабана примерно на 45° , т. е. до угла естественного откоса шаров (рис. 105, а), будет величиной постоянной и определяется из выражения

$$J_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} R_{\text{ш}}^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (78)$$

где $m_{\text{ш}}$ — масса шаровой загрузки и сырья, кг;

$R_{\text{ш}}$ — радиус инерции сегмента шаровой загрузки относительно оси барабана, м.

Масса шаровой загрузки и сырья равна

$$m_{ш.} = (\gamma + \mu\delta) \varphi \pi R_0^2 L, \text{ кг}, \quad (79)$$

где γ — объемная масса шаров, кг/м^3 ;

μ — объемная масса сырья, кг/м^3 ;

δ — коэффициент, учитывающий объем материала от полного объема мельницы, занимаемого шаром ($\delta \approx 0,3$);

R_0, L — соответственно внутренний радиус и длина барабана мельницы, м;

φ — коэффициент заполнения барабана мельницы.

Квадрат радиуса инерции сегмента равен

$$R_{i_1}^2 = \frac{R_0^2}{2} \left(1 + \frac{1}{6} \frac{2 \sin \Omega_1 - \sin 2\Omega_1}{\Omega_1 - \sin \Omega_1} \right), \text{ м}^2, \quad (80)$$

где Ω_1 — центральный угол площади загрузки, рад.

Величина угла Ω_1 может быть определена по площади сечения шаровой загрузки, которая равна

$$F_{ш.} = \varphi \pi R_0^2, \text{ м}^2. \quad (81)$$

Подставив полученные значения в формулу (78), получим после соответствующих преобразований

$$J_{ш.} = 1,57 (\gamma + \mu\delta) \varphi R_0^4 L \left(1 + \frac{1}{6} \frac{2 \sin \Omega_1 - \sin 2\Omega_1}{\Omega_1 - \sin \Omega_1} \right), \text{ кгм}^2. \quad (82)$$

При дальнейшем вращении барабана, после поворота на 45° , шаровая загрузка начинает работать в каскадном режиме (шары непрерывно циркулируют, поднимаясь по круговым траекториям до верхнего наклонного слоя, скатываются каскадом вниз) (рис. 105, б).

Сделав некоторые допущения, можно принять, что количество шаров (связанных с барабаном мельницы), поднимающихся по круговым траекториям и скатывающихся вниз, будет одинаковым, т. е. площади сечений шаровой загрузки поднимающейся и скатывающейся равны. Тогда площадь сегмента шаровой загрузки, связанной с барабаном мельницы, будет равна

$$F_{ш.} = \frac{\varphi \pi R_0^2}{2}, \text{ м}^2.$$

Определив центральный угол Ω_2 , можно записать выражение для $J_{ш.}$, аналогичное выражению для $J_{ш.1}$,

$$J_{ш.} = 0,78 (\gamma + \mu\delta) \varphi R_0^4 L \left(1 + \frac{1}{6} \frac{2 \sin \Omega_2 - \sin 2\Omega_2}{\Omega_2 - \sin \Omega_2} \right), \text{ кгм}^2. \quad (83)$$

Заметим, что величина $J_{ш.}$ практически будет постоянной до скорости, определяющей начало (водопадного) режима (рис. 105, в).

При определении величины J_m , в водопадном режиме прием, что в наименее благоприятных условиях будет работать какой-то средний слой шаров, динамически заменяющий всю шаровую загрузку. Этот слой шаров движется по радиусу, равному радиусу шперции $R_{1.}$

$$R_{1.} = \sqrt{\frac{R_0^2 + R_1^2}{2}} = R_0 \sqrt{\frac{1 + K^2}{2}}, \text{ м.} \quad (84)$$

где R_0, R_1 — радиусы соответственно внешнего и внутреннего слоев шаров, м;

K — параметр, зависящий от коэффициента заполнения мельницы и относительной скорости вращения барабана.

Внутренний радиус шаровой загрузки определим из соотношения

$$R_1 = K R_0 = R_0 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}, \text{ м.} \quad (85)$$

Значение параметра K может быть определено из табл. 4.

Для вычисления J_m по формуле, аналогичной уравнению (83), необходимо определить массу шаровой загрузки, связанной с барабаном мельницы.

Величину m_m , находим из следующего выражения:

$$m_m = F_m L (\gamma + \mu \delta), \text{ кг,} \quad (86)$$

где F_m — площадь сечения шаровой загрузки, связанной с барабаном (см. рис. 105, в).

Вычисление F_m производится следующим образом:

1. Определился средний радиус загрузки из равенства

$$R_0 = \frac{R_0 + R_1}{2}, \text{ м.} \quad (87)$$

2. Определяются углы отрыва α_0 и падения β_0 шаров среднего радиуса загрузки из соотношений:

$$\left. \begin{aligned} \cos \alpha_0 &= \frac{R_0 \omega_0^2}{g}; \\ \beta_0 &= 3\alpha_0 - \frac{\pi}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (88)$$

3. Вычисляется центральный угол площади шаровой загрузки Ω_0 (Ω_0 — угол между радиус-векторами OA и OB)

$$\Omega_0 = \frac{3}{2} \pi - \alpha_0 - \beta_0, \text{ рад.} \quad (89)$$

4. Площадь F_m , определяется из следующего уравнения:

$$F_m = \frac{\Omega_0}{2} (R_0^2 - R_1^2), \text{ м}^2. \quad (90)$$

Учитывая уравнение (90), выражение (86) приведем к виду

$$m_{ш.} = F_{ш.} L (\gamma + \mu \delta) = L \frac{\Omega_0}{2} (R_0^2 - R_1^2) (\gamma + \mu \delta), \text{ кг.} \quad (91)$$

Величина момента инерции загрузки, связанной с барабаном, при водопадном режиме определится на основании формул (84) и (91):

$$J_{ш.} = \frac{\Omega_0}{4} (R_0^2 + R_1^2) (R_0^2 - R_1^2) (\gamma - \mu \delta) L, \text{ кгм}^2. \quad (92)$$

Воспользовавшись уравнениями (88) и (89), преобразуем уравнение (92):

$$J_{ш.} = \frac{\pi - 2\alpha_0}{2} (\gamma + \mu \delta) (1 - K^4) R_0^4 L, \text{ кгм}^2, \quad (93)$$

где α_0 — угол отрыва шаров среднего радиуса загрузки, рад.

Пользуясь формулами (82), (83) и (93), можно построить кривые зависимости момента инерции шаровой загрузки от относительной скорости вращения барабана мельницы. На рис. 106 приведены кривые изменения $J_{ш.} = f(\psi)$ шаровой мельницы 3200×3100 мм при коэффициентах заполнения, равных 0,3 и 0,4.

Нами было произведено теоретическое определение величин момента инерции вращающихся частей и шаровой загрузки для разных размеров шаровых и трубных мельниц. При этом оказалось, что максимальная величина момента инерции шаровой загрузки при коэффициенте заполнения барабана, равном 0,4 (при повороте барабана до 45°), составляет от 6 до 10% от величины момента инерции всего агрегата системы двигатель — мельница.

Анализируя кривые рис. 106, нетрудно убедиться в незначительном изменении $J_{ш.}$ в диапазоне скоростей каскадного и водопадного режимов (вплоть до принимаемых в настоящее время $\psi = 0,8 \div 0,85$). Учитывая сказанное, можно с достаточной для

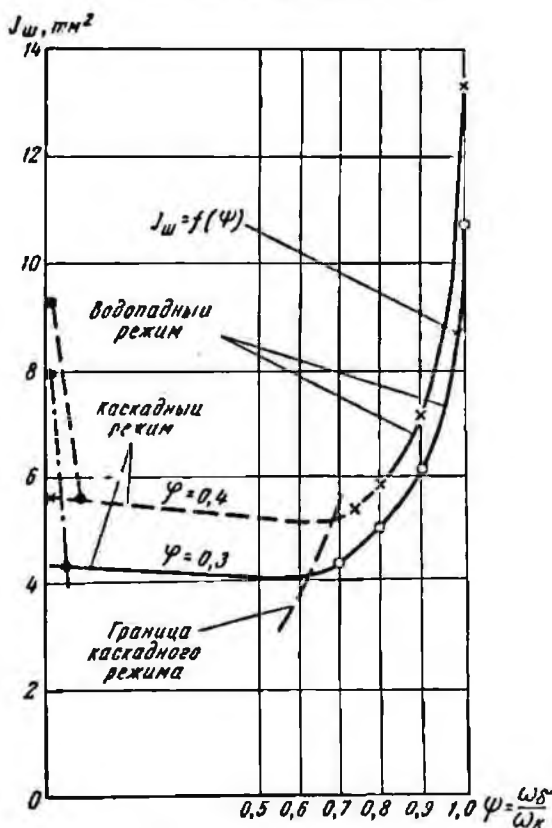


Рис. 106. Зависимость махового момента шаровой загрузки от скорости вращения барабана мельницы 3200×3100 мм

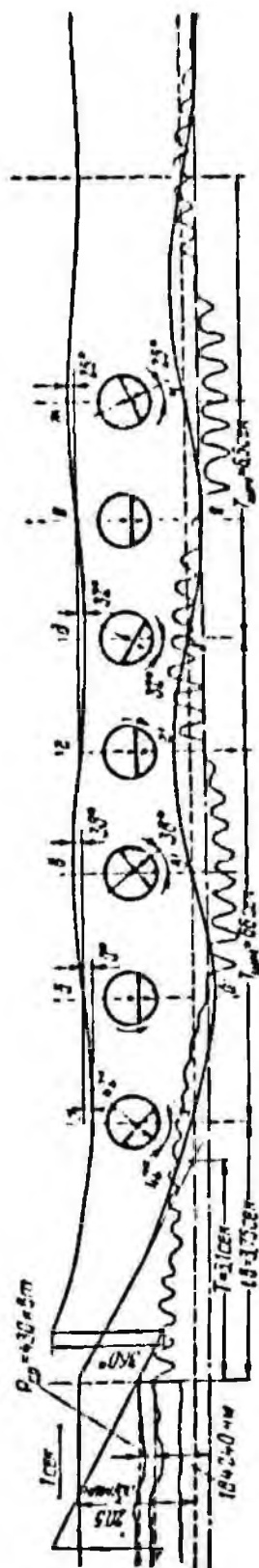


Рис. 107. Осциллограмма выбега трубной мельницы 2200 × 13000 мм цементного завода «Гигант»

практических расчетов точно принимать несколько завышенное значение $J_{ш}$, соответствующее величине момента инерции шаровой загрузки при повороте барабана до 45° из состояния покоя.

Однако заметим, что при оборудовании мельниц безредукторным приводом с дуговым статором относительная величина запаса мощности возрастает, поэтому сделанные выше допущения в этом случае будут неприемлемыми.

Из экспериментальных методов определения момента инерции наиболее простым является метод выбега. Кривая выбега, т. е. изменение скорости вращения во времени с момента отключения от питающей сети до полной остановки, обычно регистрируется путем осциллографирования напряжения тахометрического генератора с отметчиком времени. Перед отключением двигателя производится осциллографирование или замер момента или мощности, потребляемой двигателем из сети. Кинетическая энергия, запасенная вращающимися массами агрегата, расходуется при выбеге на преодоление механических потерь, а также на преодоление момента от шаровой загрузки, величина которого при выбеге практически постоянна.

Момент инерции агрегата системы двигатель — мельница может быть определен по известной формуле

$$J = \frac{T M_{уст}}{\omega}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (94)$$

где T — время, сек;

$M_{уст}$ — статический момент сопротивления на валу двигателя перед отключением, н·м;

ω — скорость вращения вала двигателя в момент отключения, рад/сек.

T — отрезок оси абсцисс (рис. 107) между точкой пересечения касательной, проведенной к кривой выбега, и основанием перпендикуляра, опущенного из точки кривой скорости, соответствующей моменту отключения приводного двигателя от сети. Этот отрезок пропорционален вре-

мени выбега агрегата, если бы за все время замедления оборота от номинальных до полной остановки тормозной момент оставался постоянным.

Величина T равна отношению механической постоянной времени агрегата T_a к относительному динамическому моменту $m_{дин}$, который для кривой выбега равен отношению момента сопротивления во время отключения $M_{уст}$ к номинальному моменту двигателя M_n ,

$$T = \frac{T_a}{m_{дин}}; \quad T_a = T m_{дин} = T \frac{M_{уст}}{M_n}, \text{ сек.}$$

Тогда на основании формулы (94)

$$J = \frac{T_a M_n}{\omega}, \text{ кгм}^2. \quad (95)$$

На рис. 107 приведены осциллограмма выбега трубной мельницы $2200 \times 13\,000$ мм и определенная по ее данным величина J агрегата двигатель — мельница, равная 880 кгм^2 .

Расхождение экспериментально полученной величины J (880 кгм^2) и определенной расчетным путем (820 кгм^2) составляет всего 60 кгм^2 (7%).

На рис. 30 приведены осциллограммы выбега мельницы 3200×3100 мм с шаровой загрузкой 47 и 24 т.

Определим J мельницы с шаровой загрузкой 47 т, используя данные осциллограммы:

$$J = \frac{T_a M_n}{\omega} = \frac{3,5 \cdot 24\,108}{26,16} = 3170 \text{ кгм}^2.$$

$$\text{Здесь } T_a = T m_{дин} = 4,7 \cdot 0,745 = 3,5 \text{ сек}$$

$$m_{дин} = \frac{M_{уст}}{M_n} = 0,745.$$

Определяя таким же образом J для этой же мельницы с шаровой загрузкой 24 т, получим 3043 кгм^2 . Разница в величинах момента инерции в 127 кгм^2 из-за разных коэффициентов заполнения барабана вполне согласуется с теоретически построенными кривыми рис. 106.

Рассматривая осциллограммы выбега, заметим, что после остановки барабана (кривая скорости в точке a') мельница под действием веса шаровой загрузки начинает качаться, как маятник, с определенным периодом колебаний $T_{шм}$.

Сравнение осциллограмм качаний мельницы 3200×3100 мм (см. рис. 30) с шаровой загрузкой соответственно 47 и 24 т показывает, что период качаний зависит определенным образом от величины момента инерции шаровой загрузки.

4 6. СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДА МЕЛЬНИЦЫ

Известно, что двигатели одинаковой мощности, но с различными пусковыми механическими характеристиками обладают в установившемся режиме различными энергетическими показателями. Это относится, в первую очередь, к асинхронным двигателям, увеличение пускового момента которых ведет к повышению скольжения в установившемся режиме и к снижению к. п. д. двигателя.

Увеличение пускового момента у синхронных двигателей с асинхронным пуском ведет к уменьшению входного момента, что является не всегда приемлемым с точки зрения синхронизации. Учитывая, что для привода новых крупных мельниц будут поставлены крупные двигатели мощностью около 2000 квт, вопросы, связанные с выбором двигателя, обладающего оптимальными механическими характеристиками при пуске и установившемся режиме, являются актуальными.

Трудность выбора двигателя, обладающего оптимальными механическими характеристиками при пуске мельницы, заключается в том, что уменьшению статического момента сопротивления связано с величиной динамического (избыточного) момента,

$$M_{дин} = M_{ст} - M_c, \text{ н} \cdot \text{м}. \quad (96)$$

Статический момент сопротивления мельницы равен

$$M_c = M_{тр} + M_{ш}, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (97)$$

где $M_{тр}$ — момент сопротивления, обусловленный трением в подшипниках и трансмиссии шаровой мельницы с «мертвой» загрузкой, н·м;

$M_{ш}$ — момент, необходимый для приведения в движение дробящей загрузки. При пуске мельницы (из состояния покоя) изменение величины $M_{ш}$ является сложной функцией угла поворота и скорости вращения барабана.

Динамический момент $M_{дин}$ зависит от момента инерции системы, который является переменной величиной, так как дробящая загрузка, связанная с барабаном мельницы в зависимости от его скорости вращения, будет представлять переменную массу.

На теории электропривода известно, что наличие переменной движущейся массы вносит в уравнение движения электропривода нелинейность, что затрудняет аналитическое решение и заставляет прибегать к графическим методам. Опишем предложенный автором метод графического построения статической и динамической характеристик мельницы для предварительно выбранного двигателя. В основу графического интегрирования положен известный метод конечных приращений совместно с принципом последовательных приближений.

Такое построение в конечном итоге позволит проверить двигатель с точки зрения времени пуска, величины пусковых моментов и токов, нагрева и т. д.

Построение ведется в двух квадрантах (рис. 108 и 109). В левом квадранте наносим каталожную механическую характеристику двигателя $M = f(\omega)$ (для синхронного двигателя механическая характеристика асинхронного пуска) и изображаем линию статического момента сопротивления, исходя из предположения, что последний не зависит от скорости и угла поворота барабана. Величину $M_{уст}$ можно вычислить из выражения мощности, потребной для вращения барабана мельницы при установившемся режиме [формулы (75) и (76)].

В этом же квадранте строим кривую динамического момента привода

$$M_{дин} = M_{дв} - (M_{ш} + M_{тр}), \text{ н} \cdot \text{м}. \quad (98)$$

Полученную кривую заменяем ступенчатой, как показано на рис. 108. Влево от точки O откладываем отрезок OD_1 , пропорциональный величине момента инерции системы двигатель — мельница. Значение момента инерции может быть определено по формулам, приведенным в предыдущем параграфе,

$$J = J_{вр} + J_{ш}, \text{ кгм}^2,$$

где $J_{вр}$ — момент инерции вращающихся частей, кгм^2 ;

$J_{ш}$ — маховой момент шаровой загрузки и сырья при повороте барабана из состояния покоя до 45° .

Масштаб махового момента определяется из выражения

$$\mu = \frac{\mu_m \mu_v}{\mu_c}, \text{ кгм}^2/\text{мм}, \quad (99)$$

где μ_m — масштаб момента, $\text{н} \cdot \text{м}/\text{мм}$;

μ_v — масштаб времени, $\text{сек}/\text{мм}$;

μ_c — масштаб скорости вращения вала двигателя, $\text{рад} \cdot \text{сек}/\text{мм}$.

Далее от точки O по оси ординат откладываем отрезки OB_1 , OB_2 , OB_3 и OB_4 , соответственно равные динамическим моментам отдельных участков кривой динамического момента $M_{д1}$, $M_{д2}$, $M_{д3}$ и $M_{д4}$. Соединив точки D_1 и B_1 , во втором квадранте проводим отрезок $Oa_1 \parallel D_1B_1$, характеризующий изменение скорости вращения двигателя для первого участка кривой динамического момента. Дальнейшее построение кривой $\omega = \varphi(t)$ для каждого участка аналогично построению отрезка Oa_1 .

Таким образом, в правом квадранте мы получим кривую $\omega = \varphi(t)$ в предположении, что M_c и J за все время разгона мельницы остаются постоянными.

В том же правом квадранте строим кривую пути, проходимого валом двигателя в радианах в функции времени.

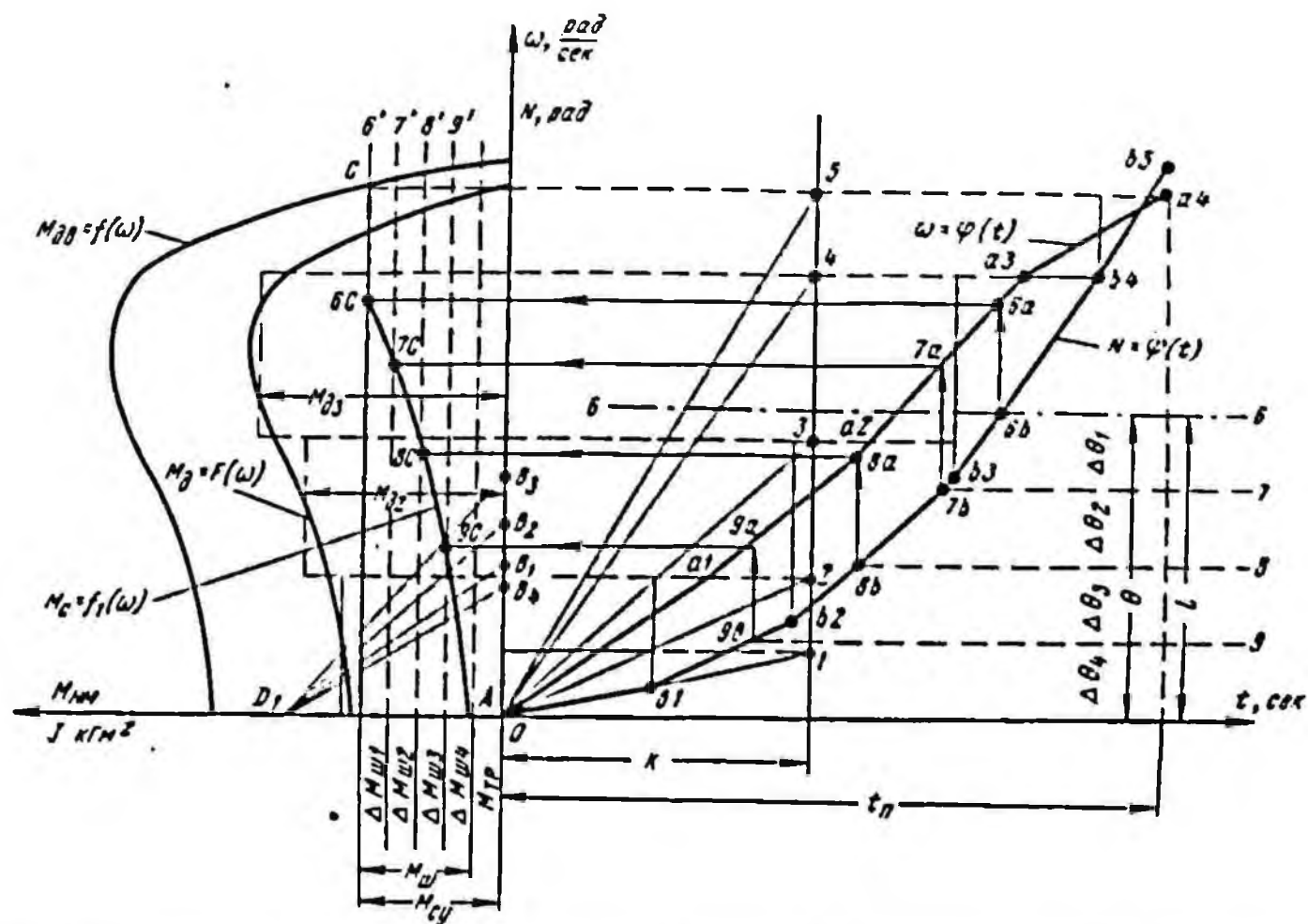


Рис. 108. Построение кривых статического момента и скорости вращения двигателя шпуровой мельницы в первом приближении

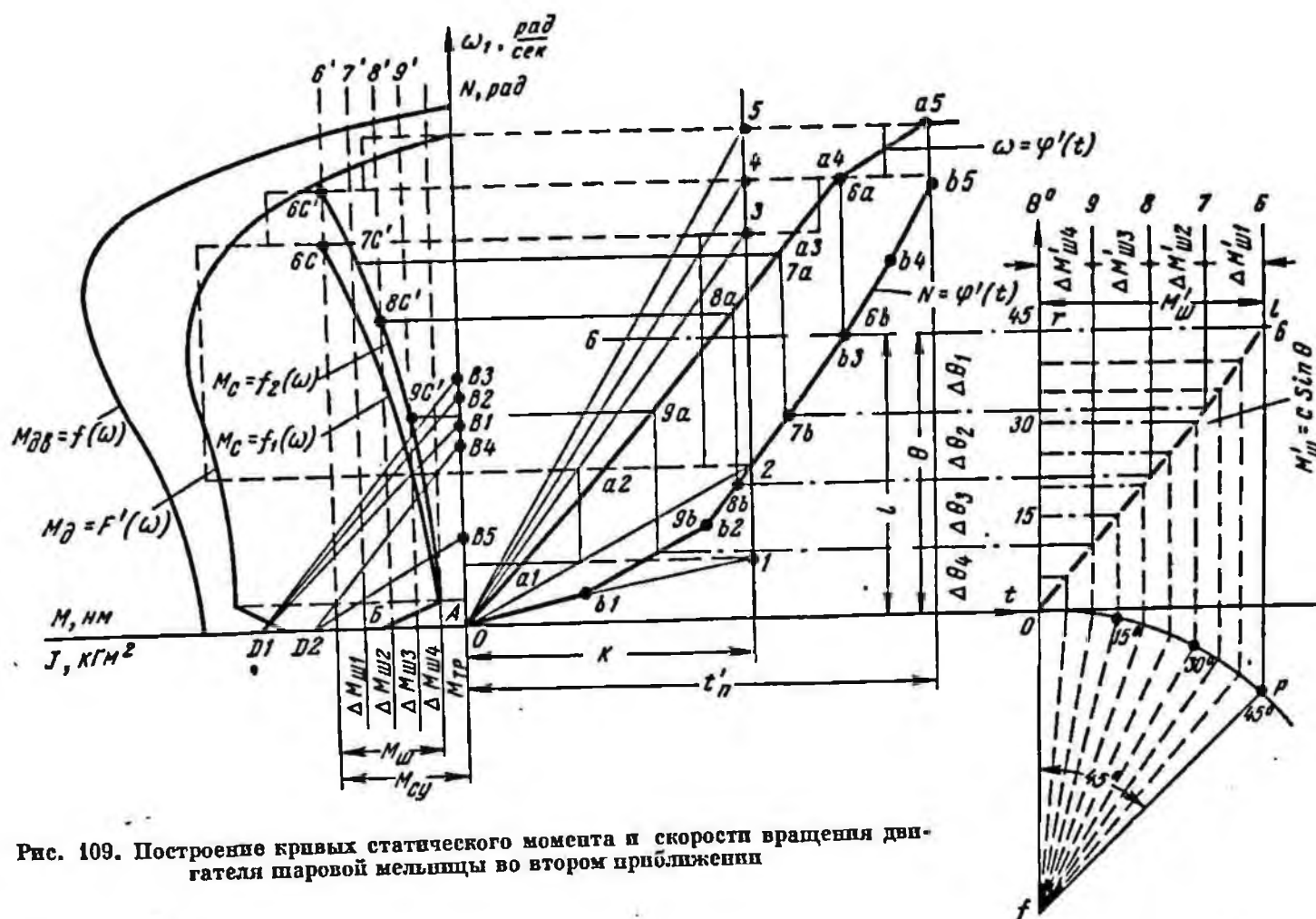


Рис. 109. Построение кривых статического момента и скорости вращения двигателя шаровой мельницы во втором приближении

Кривая $N = \varphi(t)$ строится по методу графического интегрирования кривой скорости. Кривая скорости заменяется ступенчатой, как показано на рис. 103.

Чтобы сохранить пропорции, необходимо выбрать соответствующий масштаб для пути в радианах. Задаваясь масштабом для $N = \mu_2$, определим коэффициент пропорциональности k из выражения

$$k = \frac{\mu_2}{\mu_{ср1}}, \text{ мм.} \quad (100)$$

Отрезок, равный k , откладываем вправо от начала координат. Через полученную точку восстанавливаем перпендикуляр к оси абсцисс. На этот перпендикуляр проектируются высоты ступеней ломаной линии $\omega = \varphi(t)$. Точки 1—5, полученные на перпендикуляре, соединяем с точкой O . Ордината точки $b1$ соответствует пути в радианах, пройденному валом двигателя за данный отрезок времени t_1 . Из точки $b1$ проводим прямую, параллельную линии, соединяющей точку O с точкой 2 на перпендикуляре. В итоге построения получим отрезок $b1b2$. Ордината точки $b2$ соответствует пути вала двигателя за отрезок времени t_2 .

Повторяя построения, аналогичные описанному, получим кривую $N = \varphi(t)$.

Автором экспериментально установлено, что статический момент, создаваемый шаровой загрузкой, достигает своего установившегося значения при повороте барабана мельницы из состояния покоя примерно на угол $\pi/4$ рад (45°), после чего момент не зависит от угла поворота барабана (до относительной скорости барабана, равной 0,8). Исходя из этого, найдем на кривой $N = \varphi(t)$ точку, соответствующую углу поворота барабана мельницы на $\pi/4$ рад. Для этого на расстоянии l от оси абсцисс, параллельно последней, в правом квадранте проводим прямую $б-б$. Расстояние l определяется из выражения

$$l = \frac{\theta i}{\mu_2}, \text{ мм,} \quad (101)$$

где θ — угол поворота дробящей загрузки, рад;

i — передаточное отношение трансмиссии.

Пересечением прямой $б-б$ с кривой $N = \varphi(t)$ дает точку $бб$, определяющую путь в радианах, который сделает вал двигателя за время поворота барабана на 45° . Проведя из точки $бб$ до пересечения с кривой $\omega = \varphi(t)$ линию, параллельную оси ординат, получим точку $ба$, которая характеризует скорость вращения двигателя к моменту поворота барабана на 45° , когда статический момент становится независимым от угла поворота барабана.

Проведя из точки $ба$ прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с линией статического момента, получим точку $бс$, соответствующую величине статического момента на валу двигателя в момент поворота барабана мельницы на 45° .

Приняв допущение, что статический момент $M_{ш}$ прямо пропорционален углу поворота барабана, найдем несколько точек кривой статического момента для различных скоростей. Отрезок l разделим на несколько равных отрезков, характеризующих углы $\Delta\theta_1, \Delta\theta_2, \Delta\theta_3$ и $\Delta\theta_4$. Величину $M_{ш}$ разделим на то же количество равных отрезков $\Delta M_{ш1}, \Delta M_{ш2}, \Delta M_{ш3}$ и $\Delta M_{ш4}$. Проведя через точки 7, 8, 9 прямые до пересечения с кривой $N = \psi(t)$, найдем точки 7b, 8b и 9b, а также точки соответствующих скоростей 7a, 8a и 9a.

Далее найдем точки 7c, 8c и 9c кривой статического момента. Соединив точки 1, 9c, 8c, 7c, 6c и c, получим в первом приближении кривую, определяющую закон изменения M_0 в зависимости от скорости вращения двигателя.

Имея кривую $M_0 = f_1(\omega)$, строим уточненную кривую $M_d F'(\omega)$ (см. рис. 109). Построению кривой скорости $\omega = \varphi'(t)$ и кривой пути $N = \psi'(t)$ ведем одновременно по каждому участку.

Кривую $N = \psi'(t)$ строим до пересечения с линией б—б, так как после поворота барабана на 45° маховой момент шаровой загрузки и матерпала резко снижается, а поэтому закон изменения скорости будет другим. Для более точного построения продолжения кривой скорости необходимо в правом квадранте на оси абсцисс нанести точку D2, соответствующую маховому моменту агрегата после поворота на $\pi/4$ рад (см. рис. 109):

$$J = J_{вр} + J_{ш2}. \quad (102)$$

Дальнейшее построение кривых скорости и пути проводится аналогично описанному.

При построении кривой статического момента во втором приближении учитываем, что статический момент шаровой загрузки $M_{ш}$ пропорционален не углу θ , как мы принимали при построении в первом приближении, а $\sin \theta$. На продолжении оси абсцисс и линии б—б строим в произвольном масштабе кривую зависимости статического момента шаровой загрузки $M'_{ш}$ от $\sin \theta$, т. е. строим график $M'_{ш} = c \sin \theta$. При дальнейшем построении $M'_{ш}$ делим на то же число равных отрезков, что и $M'_{ш}$ в левом квадранте. Из графика $M'_{ш} = c \sin \theta$ легко находим приращения углов $\Delta\theta_1, \Delta\theta_2, \Delta\theta_3$ и $\Delta\theta_4$, соответствующие приращениям момента шаровой загрузки $\Delta M'_{ш1}, \Delta M'_{ш2}, \Delta M'_{ш3}, \Delta M'_{ш4}$ при повороте барабана на 45° . Дальнейшие построения ничем не отличаются от построений, выполненных в первом приближении.

При построении кривой статического момента во втором приближении наносим точку B, которая соответствует моменту трогания агрегата. Момент трогания, как показали последования, может быть принят в пределах от 0,4 до 0,6 $M_{уст}$.

Точку B соединяем с полученной кривой статического момента на уровне примерно 5% от полного числа оборотов двигателя. Таким образом, мы получим кривую статического момента шаровой

мельницы в зависимости от скорости для выбранного двигателя — во втором приближении. Далее остается построить кривые пути и скорости, соответствующие полученной зависимости.

Построив таким образом кривые скорости вращения вала двигателя и статического момента сопротивления, приступают к построению кривых тока двигателя $I = \varphi(t)$ и вращающего момента на приводном валу мельницы при пуске. Кривая тока двигателя при пуске необходима при решении вопросов, связанных с нагревом двигателя за время пуска. Кривая вращающего момента на привод-

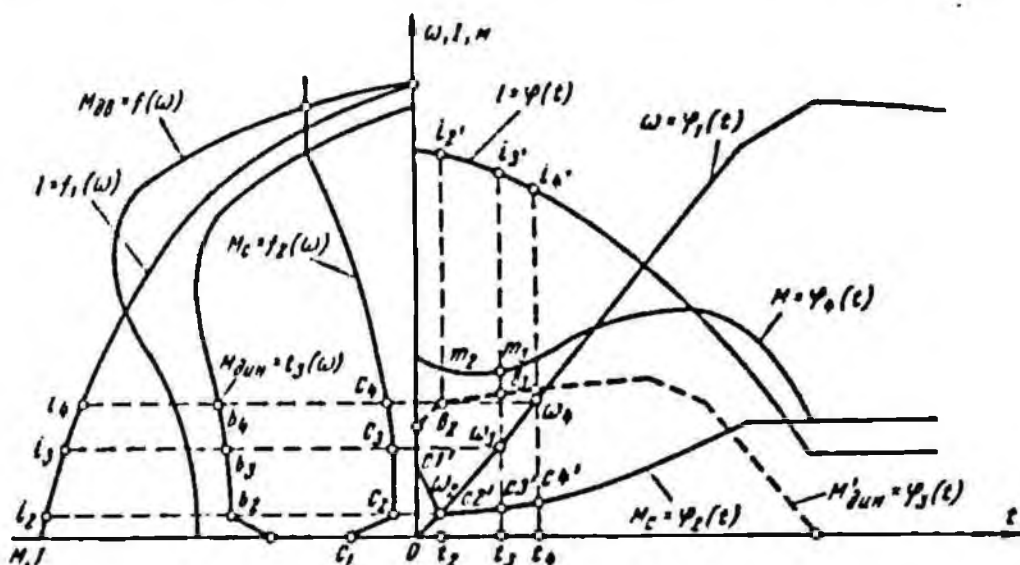


Рис. 110. Построение кривой тока двигателя и вращающего момента на приводном валу при пуске мельницы

ном валу при пуске мельницы необходима для правильного определения параметров приводного вала, зубчатой передачи и характеристики соединительной муфты.

Для построения этих кривых (рис. 110) необходимо в левом квадранте нанести пусковые характеристики $M_{20} = f(\omega)$, $I = f_1(\omega)$, а также построенные (см. рис. 109) кривую динамического момента и кривую статического момента сопротивления. В правом квадранте наносится кривая скорости вращения двигателя $\omega = \varphi_1(t)$. Построение кривых $I = \varphi(t)$ и $M = \varphi_2(t)$ производят следующим образом: для определенного момента времени, например t_2 , определяем соответствующую этому моменту времени скорость вращения ω_2 . По кривой тока $I = f_1(\omega)$ определяем величину тока I_2 , соответствующую скорости ω_2 , а по кривой $M_c = f_2(\omega)$ — величину статического момента сопротивления c_2 . Далее в правом квадранте, не изменяя масштаба тока и момента, наносим точки I_2 и c_2' для данного момента времени t . Определяя величины тока и статического момента сопротивления для других скоростей вращения, получим

кривые, представляющие изменение тока приводного двигателя и статического момента сопротивления за время пуска мельницы. Вращающий момент на приводном валу мельницы определяется суммой статического момента сопротивления и динамического момента, необходимого для разгона только самой мельницы, т. е.

$$M = M_c + (J - J_p) \frac{d\omega}{dt}, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (103)$$

где J — момент инерции агрегата системы двигатель — мельница, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

J_p — момент инерции ротора двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Кривая $M_{\text{дин}} = f_3(\omega)$, нанесенная в левом квадранте, представляет зависимость полного динамического момента агрегата системы двигатель — мельница от скорости вращения. Поэтому построению кривой динамического момента $M'_{\text{дин}} \varphi_3(t)$ на приводном валу мельницы производится следующим образом: для момента времени t_n и соответствующей скорости ω_n по кривой $M_{\text{дин}} = f_3(\omega)$ определяют величину общего динамического момента $M_{\text{дин}}$ (точка b_n). Величине $M'_{\text{дин}}$ на приводном валу определяют из соотношения

$$M'_{\text{дин}} = M_{\text{дин}} \left(\frac{J - J_p}{J} \right), \text{ кг} \cdot \text{м}. \quad (104)$$

Определив таким образом величины $M'_{\text{дин}}$ для разных скоростей, получим кривую

$$M'_{\text{дин}} = \varphi_3(t).$$

Суммируя величины M_c и $M'_{\text{дин}}$ для различных моментов времени пуска, получим кривую суммарного вращающего момента на приводном валу мельницы. Величина и характер изменения этого момента во времени могут быть использованы при расчетах и выборе передаточных механизмов мельницы.

§ 7. СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДНЫМИ СИНХРОННЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ МЕЛЬНИЦ

В мельницах с синхронными двигателями применяют прямой асинхронный пуск от полного напряжения сети с обмоткой возбуждения синхронного двигателя, подключенной к возбудителю наглухо (рис. 111, а) или через сопротивление (рис. 111, б). Возбудитель выполнен в виде отдельной двигатель-генераторной установки.

Пуск синхронного двигателя осуществляется в два этапа. Первый этап — асинхронный запуск при отсутствии тока возбуждения двигателя и второй — когда, начиная с некоторой скорости, происходят самовозбуждение возбудителя и синхронизация двигателя.

Простота схемы с глухим подключением обмотки возбуждения двигателя к возбудителю является бесспорной, однако вследствие снижения пускового момента двигателя при полусинхронной и

особенно около подсинхронной скорости такая схема не всегда может обеспечить надежную синхронизацию двигателя. Поэтому прежде чем выбирать схему пуска двигателя, необходимо выяснить допустимость пуска с глухим подключением возбuditеля.

При пуске синхронного двигателя с наглухо присоединенным возбудителем важно знать, как меняется асинхронный момент двигателя, особенно в зоне малых скольжений.

Рассматривая затронутый вопрос, М. В. Грейсух указывает, что при некоторых допущениях величину среднего асинхронного момента

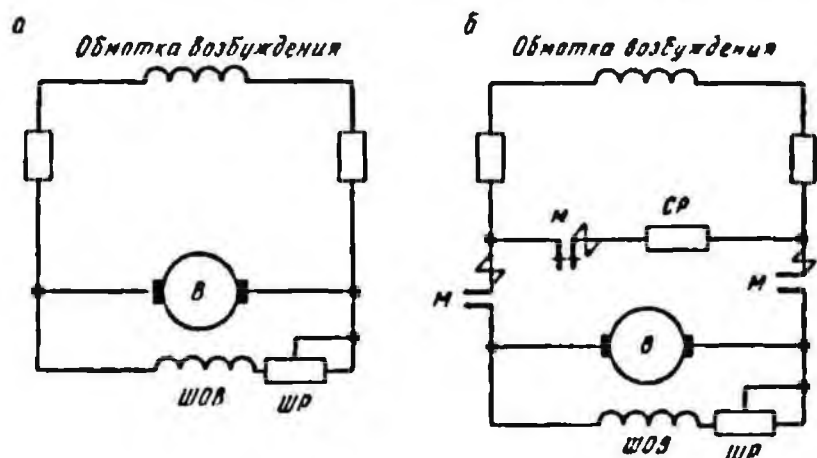


Рис. 111. Схема возбуждения синхронных двигателей:

а — с наглухо подключенным возбудителем, б — с возбудителем, подключаемым через разрядное сопротивление

синхронного двигателя при отсутствии возбуждения можно представить в относительных единицах в виде суммы трех составляющих:

$$M = M'_a + M''_a + M_q. \quad (105)$$

где M'_a — момент, обусловленный изменением общего потока контуров ротора по продольной оси;

M''_a , M_q — моменты, обусловленные рассеянием между контурами ротора соответственно по продольной и поперечной осям.

Характер изменения первой составляющей асинхронного момента M'_a в зависимости от скольжения S для явнорасщепленных машин зависит от величины постоянной времени обмотки возбуждения T'_d . При глухом подключении возбудителя активное сопротивление цепи возбуждения уменьшается на величину разрядного сопротивления; реактивное сопротивление цепи возбуждения и параметры цепи статора и пусковой обмотки ротора практически не изменяются. Поэтому постоянная времени цепи возбуждения T'_d увеличивается, что вызывает уменьшение момента и смещение максимального значения M'_a в сторону малых скольжений (рис. 112).

Можно принять, что составляющие асинхронного момента M'_d и M_q не зависят от сопротивления, введенного в обмотку ротора, и практически не меняются.

Таким образом, изменение асинхронного момента синхронного двигателя при пуске с наглухо подсоединенным возбудителем будет зависеть от изменения первой составляющей этого момента, т. е. от разности,

$$\Delta M = M'_d - M''_d. \quad (106)$$

Поэтому для выяснения допустимости пуска двигателя с наглухо подсоединенным возбудителем необходимо только знать, как меняется момент M'_d , равный

$$M'_d = \frac{u^2}{2 \cos \varphi_{ном} \eta_{ном}} \left(\frac{1}{x'_d} - \frac{1}{x_d} \right) \frac{ST'_d}{1 + (ST'_d)^2}, \quad (107)$$

где u — напряжение сети;

x_d и x'_d — синхронное и переходное реактивное сопротивление по продольной оси;

T'_d — переходная постоянная времени по продольной оси при замкнутых обмотках статора;

S — скольжение.

Составляющая момента M'_d достигает максимума при скольжении $\frac{1}{T'_d}$. Все величины в формуле (107) приняты в относительных единицах, а за единицу времени принят электрический рад/сек, равный $\frac{1}{341}$ сек (при $f = 50$ гц).

Учитывая, что обычно величина момента при скольжении $S = 0,05$ дается при 10-кратном разрядном сопротивлении, при глухом присоединении возбудителя асинхронный момент изменится на величину

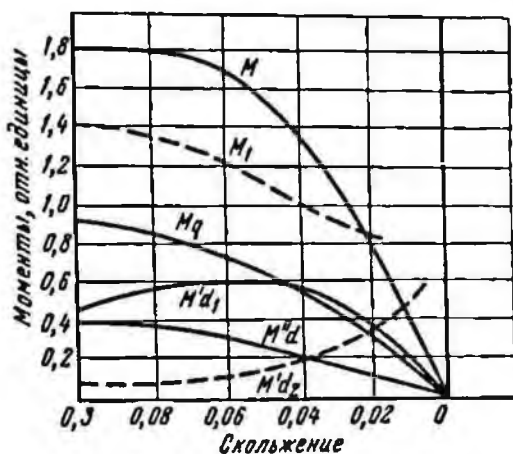


Рис. 112. Кривые изменения составляющих асинхронного момента синхронного двигателя при малых скольжениях:

M'_d, M''_d — моменты, обусловленные изменением общего потока контуров ротора по продольной оси при пуске соответственно через разрядное сопротивление и с глухо подсоединенным возбудителем; M'_d, M_q — моменты, обусловленные рассеянием между контурами ротора соответственно по продольной и поперечной осям; M, M_1 — общие асинхронные моменты при пуске соответственно через разрядное сопротивление и с глухо подсоединенным возбудителем.

$$\Delta M = \frac{u^2}{2 \cos \varphi_{ном} \eta_{ном}} \left(\frac{1}{x'_d} - \frac{1}{x_d} \right) \left[\frac{0,09 ST'_d}{1 + 0,008 S (ST'_d)^2} - \frac{ST'_d}{1 + (ST'_d)^2} \right]. \quad (108)$$

Для определения величины ΔM по выражению (108) можно пользоваться номограммой, приведенной на рис. 113.

Задавшись скольжением S , для которого проверяется изменение асинхронного момента, и определив произведение ST_d' по заданным x_d и x_d' , находят величину ΔM , как показано на рис. 113 пунктиром. Знак плюса перед ΔM указывает на уменьшение момента, а знак минуса — на увеличение пускового момента двигателя против заданной заводом характеристики.

Если вычисленный с поправкой ΔM асинхронный момент синхронного двигателя остается все время больше статического момента

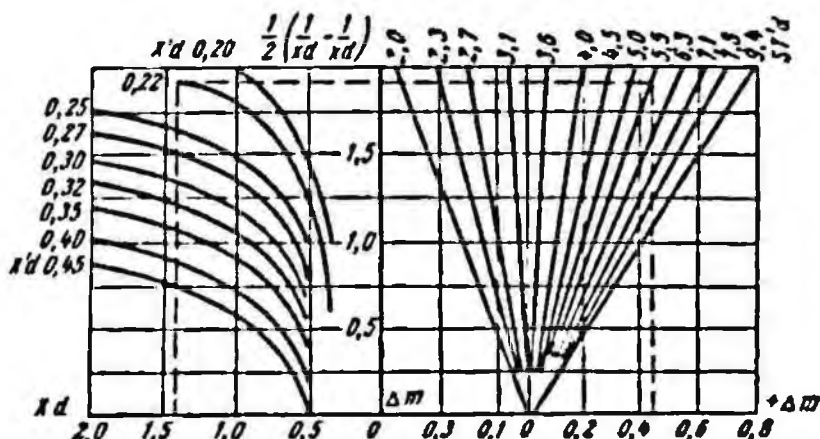


Рис. 113. Номограмма для определения изменения асинхронного момента синхронного двигателя при глухом подключении возбuditеля в зависимости от x_d , T_d , S

сопротивления, то применение схемы с наглухо подключаемым возбuditелем является вполне возможным. Если это условие не будет выполнено, необходимо применять схему с возбuditелем, подключаемым к обмотке возбуждения через разрядное сопротивление (см. рис. 111, б).

Шаровые и стержневые мельницы отечественного производства, имеющие приводные синхронные двигатели, комплектуются станциями управления, в которых предусмотрено подключение возбuditеля к обмотке возбуждения двигателя через разрядное сопротивление.

Привод возбuditеля осуществляется от асинхронного двигателя, включению которого происходит автоматически контактором с защелкой при установке.

Схема управления, защиты и сигнализации приводного синхронного двигателя показана на рис. 114, а.

Схемой предусматривается прямой асинхронный пуск синхронного двигателя от полного напряжения сети (3—6 кВ) при помощи масляного выключателя В. Масляный выключатель имеет соленоидный или пружинно-грузовой привод. Защита двигателя

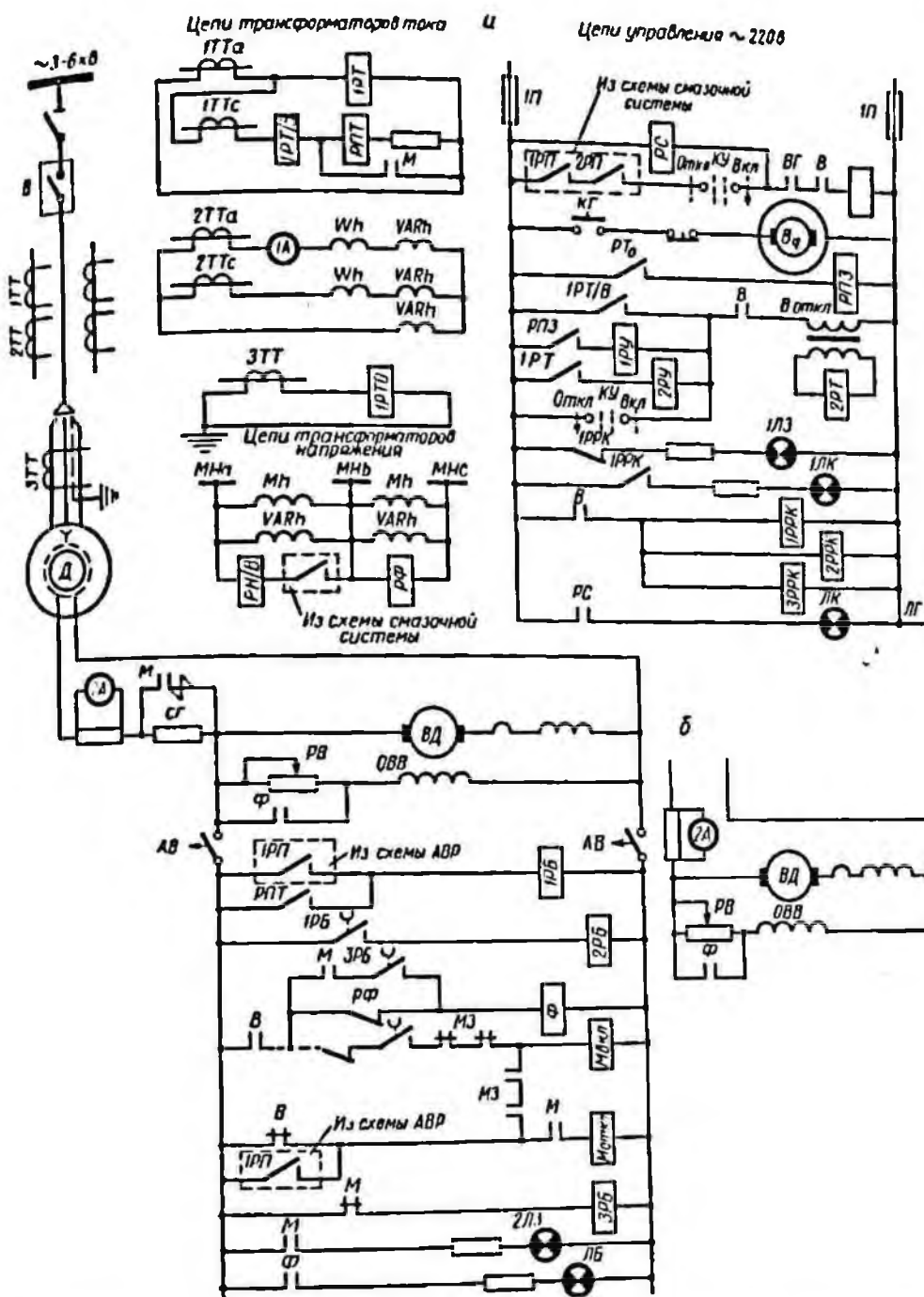


Рис. 114. Схемы управления, защиты и сигнализации приводного синхронного двигателя шаровой или стержневой мельницы

осуществляется при помощи реле максимального тока мгновенного действия $1PT$, реле максимального тока с зависимой характеристикой $1PT/B$, реле минимального напряжения PH/B и реле защиты от замыканий на землю (при токах замыкания свыше $1a$) $1PTO$. Кроме того, применяют реле максимального тока $2PT$, включаемое через насыщающийся трансформатор тока.

Включенное или отключенное положение синхронного двигателя сигнализируется соответственно лампами $1ЛК$ и $1ЛЗ$, а введенное положение привода масляного выключателя — лампой $ЛГ$.

Пуск приводного синхронного двигателя возможен только при соответствующем давлении масла в нагнетающем маслопроводе коренных подшипников барабана мельницы и осуществляется универсальным переключателем $KУ$. Разгон двигателя происходит в асинхронном режиме при включенном разрядном сопротивлении $РС$, которое по достижении подсинхронной скорости двигателя шунтируется контактором M с защелкой. Включение контактора осуществляется токовым реле $PИТ$ в функции пускового тока, спадающего при скольжении $S = 0,05$.

Чтобы избежать повторных включений реле при толчках нагрузки, катушка реле $PИТ$ по окончании пуска шунтируется контактами контактора M .

При снижении напряжения питающей сети до $0,75-0,85$ от номинального значения в схеме предусмотрена форсировка возбуждения синхронного двигателя до потолочного значения, осуществляемая при помощи реле $PФ$, включенного во вторичную обмотку трансформатора, напряжения. Форсировка автоматически снимается при последующем повышении напряжения до $0,88-0,91$ номинального значения.

Опыт эксплуатации электрооборудования шаровых и стержневых мельниц на многих обогатительных фабриках показывает, что описанная схема управления может быть значительно упрощена за счет перевода возбудителя на глухое подключение к обмотке возбуждения синхронного двигателя. При этом из схемы исключаются разрядные сопротивления $РС$, контактор M , реле $PИТ$, $1PB$, $2PB$ и в схеме остаются только реле $PВ$ и контактор $Ф$ (рис. 114, б). Благодаря такому упрощению значительно повышается надежность работы и облегчаются обслуживание и уход за электрооборудованием мельницы.

Пуск с глухо подключенным возбуждением протекает благоприятно, однако необходимо, чтобы при одновременном пуске возбуждательного агрегата и синхронного двигателя время разгона последнего было значительно меньше времени нарастания его потока возбуждения, т. е. чтобы при больших скольжениях ток возбуждения практически отсутствовал, а возбудитель начинал возбуждаться при скорости, достаточно близкой к синхронной. Этим будут предотвращаться чрезмерные толчки тока в процессе синхронизации.

Как показали экспериментальные исследования, синхронизация двигателей мельниц типа ДС 213 с глухо подключенным возбуди-

телем протекает вполне нормально даже при установившихся моментах, близких по величине входному моменту двигателя.

При этом величина входного момента в каталогах дается для пуска с возбудителем, подключенным через разрядное сопротивление.

В качестве примера для сравнения процесса синхронизации при включении возбудителя наглухо и через разрядное сопротивление на рис. 115 приведены осциллограммы пуска синхронного двигателя ДС 213/31-32 шаровой мельницы 2700×3600 мм.

Как видно из осциллограмм и табл. 8, момент на валу двигателя при установившейся работе равен или даже несколько больше номинального. Входной момент, по данным табл. 8, равен $1,1M_n$, однако при глухом подключении возбудителя двигатель уверенно входит в синхронизм.

Из-за уменьшения асинхронного момента при глухом подключении возбудителя время разгона двигателя увеличивается примерно на 1 сек, что вполне допустимо.

Если синхронный двигатель выбран несколько завышенной мощности, то синхронизация двигателя происходит еще более благоприятно, чем в приведенном выше примере. Возьмем к примеру пуск и синхронизацию двигателя шаровой мельницы 3200×3100 мм типа ДС 213/29-24 мощностью 600 квт, $M_{вк} = 1,2M_n$. На рис. 88 приведена осциллограмма пуска синхронного двигателя с возбудителем, включенным через разрядное сопротивление. На осциллограмме рис. 116 показаны пуск и синхронизация двигателя с наглухо подключенным возбудителем.

Сравнивая осциллограммы, можно заключить, что время пуска при глухом подключении увеличилось всего на 0,3 сек. При этом по осциллограмме легко установить, что момент при установившейся работе примерно на 25% меньше номинального, в связи с чем процесс пуска синхронного двигателя проходит вполне благоприятно.

§ 8. ПУТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ШАРОВЫХ И СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

Задачей дальнейшего усовершенствования электропривода мельниц являются повышение надежности и экономичности его работы, а также снижение капитальных затрат на электрооборудование мельницы в целом.

В настоящее время синхронные двигатели благодаря своим конструктивным особенностям и сравнительно высоким технико-экономическим показателям выгодно отличаются от других типов электродвигателей и поэтому являются лучшими приводными двигателями для шаровых и стержневых мельниц обогатительных фабрик.

Опыт эксплуатации электрооборудования мельниц с приводными синхронными двигателями позволяет наметить следующие основные мероприятия для дальнейшего его усовершенствования:

1. Шире практиковать глухое подключение возбудителей к обмоткам возбуждения синхронных двигателей, что представляет

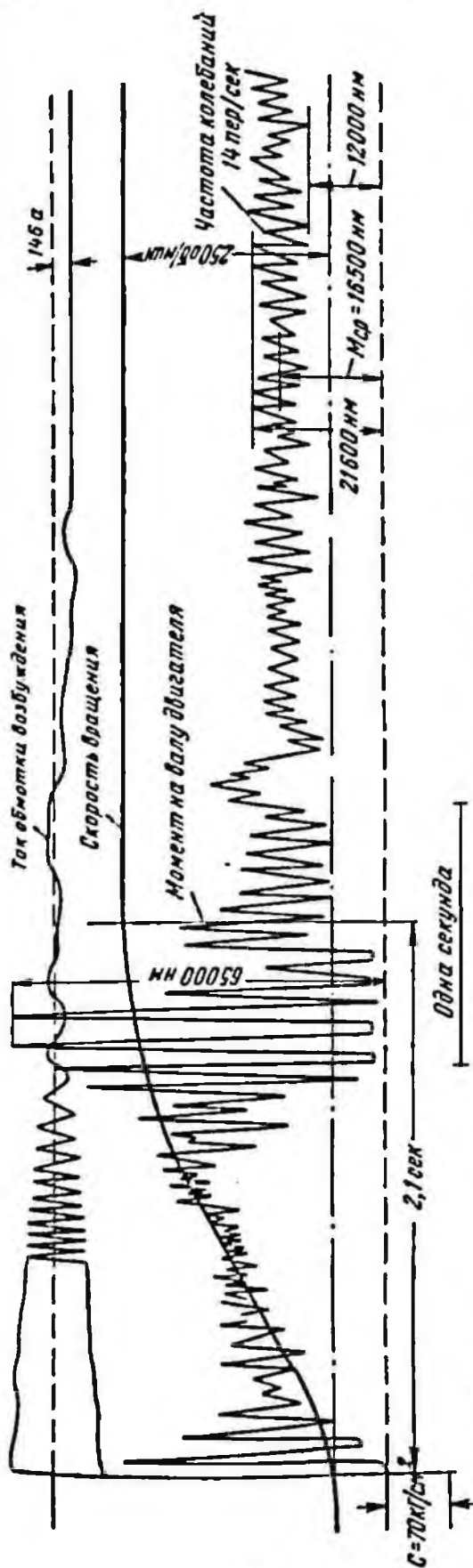


Рис. 116. Осциллограмма пуска синхронного двигателя мельницы 3200×3100 м.м при глухом подключении возбудителя (шаровая загрузка 47 т)

возможность практически полностью исключить все релейно-контакторные элементы и дополнительные сопротивления из схемы возбуждения двигателя.

2. Целесообразно отказаться от двигатель-генераторного возбудительного агрегата, расположенного на большинстве обогатительных фабрик в отдельном помещении, удаленном от синхронного двигателя в среднем на 50 м (по длине кабеля). Необходимо осуществлять привод возбудителя от вала синхронного двигателя мельницы, что позволяет:

а) отказаться от приводного асинхронного двигателя возбудительного агрегата (мощность в пределах от 30 до 50 квт);

б) ликвидировать релейно-контакторный блок управления приводными асинхронными двигателями возбудительного агрегата;

в) подключить кабели, соединяющие возбудитель с синхронным двигателем (длина в среднем около 50 м);

г) значительно снизить установленную мощность повысительного трансформатора, питающего распределительные пункты. Например, установленная мощность трансформаторов напряжением 6000/0,4 кв для фабрики с 30 мельницами среднего типоразмера уменьшится примерно на 1000 квт;

д) уменьшить объем помещений, используемых под установку магнитных станций и возбудительных агрегатов.

Выполнение указанных условий делает синхронный двигатель с точки зрения простоты обслуживания и надежности работы практически ничем не отличающимся от асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором.

3. Считать целесообразным применение для мельниц малого размера приводных синхронных двигателей мощностью от 100 *квт* и выше. В связи с этим необходимо создание специальной серии таких двигателей.

4. В целях дальнейшего совершенствования электропривода шаровых мельниц малых и средних размеров необходимо проводить разработку в области усовершенствования синхронных двигателей без возбуждения, с возбуждением от встроенных механических выпрямителей со скользящими контактами.

Благодаря применению встроенных механических выпрямителей упрощается конструкция двигателя и уменьшается его стоимость.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев С. Е., Зверевич В. В., Петров В. А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. Госгортехиздат, 1961.
2. Андреев С. Е. Наиболее выгодное число оборотов шаровой мельницы. «Горный журнал», 1954, № 10.
3. Андреев С. Е. О внутреннем трении в шаровой мельнице. «Горный журнал», 1961, № 2.
4. Арефьев В. А. Увеличение срока службы деталей мельницы и дробилок. «Цемент», 1965, № 2.
5. Базанова Н. М. Прогресс в области сухого измельчения. «Цветные металлы», 1956, № 3.
6. Беренюк Д. И. Дробильно-обогащение обогатительных и дробильных фабрик. Металлургия, 1958.
7. Воробьева И. А., Стовиченко П. И. и Долгало Г. Н. Износостойкость чугунных и стальных шаров при размоле криворожских железистых кварцитов. «Горный журнал», 1959, № 11.
8. Гринман И. Г. Автоматизация процессов обогащения руд цветных металлов. Изд-во АН Казахской ССР, Алма-Ата, 1964.
9. Грейсун М. В. Электрооборудование обогатительных и агломерационных фабрик. Металлургия, 1960.
10. Козыбин Ф. К. Монтаж и эксплуатация дробильно-размольного оборудования обогатительных фабрик. Металлургия, 1957.
11. Крюков Д. К. Графоаналитический метод выбора формы профиля футеровочных плит шаровых мельниц. Известия вузов, «Горный журнал», 1959, № 4.
12. Крюков Д. К. Графоаналитический метод определения мощности приводного двигателя шаровой мельницы. Известия вузов, «Горный журнал», 1959, № 1.
13. Крюков Д. К. Статический момент шаровых мельниц при пуске. Известия вузов, «Горный журнал», 1958, № 4.
14. Крюков Д. К. Футеровки шаровых мельниц. Изд-во «Машиностроение», 1965.
15. Крюков Д. К. Момент шаровых мельниц. Известия вузов, «Горный журнал», 1958, № 2.
16. Крюков Д. К., Крюков Б. И. Исследование влияния упругой муфты на снижение динамических усилий в приводе шаровых и стержневых мельниц. Известия вузов, «Горный журнал», 1965, № 3.
17. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. ГИТИ, 1955.
18. Левенсон Л. Б. и Прейгерзон Г. И. Дробление и грохочение полезных ископаемых. Госгортехиздат, 1940.
19. Лебедев А. И. Пылеприготовление на электростанциях. Госэнергоиздат, 1949.

20. М а л к и н Н. Г. Некоторые задачи теории нелинейных колебаний. ГИИТЛ, 1956.
21. Модернизация и ремонт брони углеразмольных мельниц. ЦКБ, Главэнергостройпром, МЭС СССР, 1960.
22. П е р о н о в Н. П. О новой теории шаровой мельницы и некоторых ее приложениях. Известия АН СССР, Отделение технических наук, 1949.
23. П е р о н о в Н. П. О расходе энергии в шаровой мельнице. Научно-технический информационный бюллетень института Механобр. «Обогащение руд», 1957, № 1.
24. О л о в с к и й В. А. Наиболее подходящий размер шаров для шаровых мельниц. «Горный журнал», 1948, № 1.
25. П а р о в В. А. и Б р а н д В. Ю. Измельчение руд. Металлургиздат, 1950.
26. П р и н а л ь с к и й Б. Я. Автоматическое управление электровприводами. Metallurgizdat, 1954.
27. Р о м а д и н В. П. Пылеприготовление. Госэнергоиздат, 1953.
28. С т е р н и н О. О., Б о л д ы р е в А. С., К у з н е ц о в П. М. Дробление и помол в цементной промышленности. ГРСЛ, 1937.
29. С т р а л к о в С. Н. Маятник Фроуда. «Журнал технической физики», т. III, вып. 4, 1933.
30. Т и ц о н к о В. М. Электрический привод шаровых мельниц. «Вестник электропромышленности», 1939, № 10—11.
31. Т а г г е р т А. Ф. Справочник по обогащению полезных ископаемых, т. II. ГИИТЛ, 1950.
32. Т у м а н о в А. И. Преимущества подшипников из древесно-волоконистых пластиков «Цемент», 1964, № 5.
33. Х в а т о в Ю. А. Опыт работы обогатительной фабрики ЮГОКа. «Горный журнал», 1958, № 11.
34. Х в а т о в Ю. А. и П о л я к о в Н. А. Эксплуатация нового обогатительного оборудования. «Горный журнал», 1962, № 4.
35. Ш а й д у л л и Р. М., К а л у ж с к и х А. Т. Опыт эксплуатации деревянных подшипников мельниц. «Цветные металлы», 1964, № 10.
36. Ш л и н с к и й А. Ю. и К а р а г о л ь с к и й Н. В. О скачках при трении. «Журнал технической физики», т. XIV, вып. 4—5, 1944.
37. H a l b a r t G., F r e i m a n n V. Le revêtement du broyeur boulets «Revue des Matériaux...» 1955, Octobre.
38. G o w A. M. and G u g e n h o l m. Dead Load Ball Mill Power Consumption «Engineering and Mining Journals». 1932, № 12.
39. W i n d o l p h F r a n k J. Performance of Shell Liners in Ball Mills «Mining Engineering», 1956, August.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение	3
Глава I. Общие сведения о шаровых и стержневых мельницах	5
Глава II. Внутренняя механика барабанных мельниц	10
§ 1. Допущение дробящей среды	—
§ 2. Полезная мощность, потребляемая мельницей	22
§ 3. Влияние конструктивных элементов на работу шаровых и стержневых мельниц	24
§ 4. Дробящая среда шаровых мельниц и исследование ее работы	31
§ 5. Дробящая среда стержневых мельниц	40
§ 6. Методы контроля веса дробящей среды без вскрытия барабана мельницы	44
Глава III. Футеровки шаровых и стержневых мельниц	49
§ 1. Назначение футеровок и их конструктивное исполнение	—
§ 2. Причины износа футеровок	56
§ 3. Появление о необходимом коэффициенте сцепления футеровки	59
§ 4. Выбор основных размеров футеровочных плит цилиндрической части барабана	63
§ 5. Опытные данные о профилях износа футеровок	68
§ 6. Исследования износа торцовых поверхностей барабана	70
§ 7. Влияние профилей футеровок на работу мельницы	77
§ 8. Новые типы футеровок шаровых мельниц	87
§ 9. Футеровки стержневых мельниц	95
§ 10. Футеровка мельниц бесшарового помола	98
§ 11. Пути усовершенствования футеровок	101
Глава IV. Приводные механизмы шаровых и стержневых мельниц	103
§ 1. Типы приводов мельниц	—
§ 2. Передаточные механизмы шаровых и стержневых мельниц	105
§ 3. Сроки службы передаточных механизмов на действующих шаровых и стержневых мельницах	113
§ 4. Причины возбуждения механических колебаний в приводе шаровых и стержневых мельниц	117
§ 5. Анализ условий гашения автоколебаний в системе двигатель-мельница	126
§ 6. Пути усовершенствования приводных механизмов шаровых и стержневых мельниц	130
	173

Г л а в а V. Электропривод шаровых и стержневых мельниц	134
§ 1. Общие сведения	—
§ 2. Приводные электрические двигатели шаровых и стержневых мельниц	136
§ 3. Определение мощности приводных двигателей для шаровых и стержневых мельниц	144
§ 4. Начальный момент сопротивления мельницы при трогании с места	146
§ 5. Моменты инерции шаровых и стержневых мельниц	147
§ 6. Статические и динамические характеристики привода мельницы	154
§ 7. Схемы управления приводными синхронными двигателями мельниц	161
§ 8. Пути усовершенствования электропривода шаровых и стержневых мельниц	167
Литература	171

Крюков Дмитрий Кузьмич
**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
РАЗМОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ
ГОРНООБОГАТИТЕЛЬНЫХ
ПРЕДПРИЯТИЙ**

Отв. редактор *А. И. Басов*
Ведущий редактор *И. Т. Ващенко*
Технический редактор *В. В. Соколова*.
Корректор *П. А. Денисова*

Сдано в набор 11/III 1966 г.
Подписано к печати 11/V 1966 г.
Формат бумаги 60 x 90¹/₁₆. Печ. листов 11,0.
Бумага № 1. Т-07912. Уч.-изд. л. 10,85.
Тираж 3000 экз. Цена 73 коп.
Заказ № 277/1161-11. Индекс 1-31.

Издательство «Недра», Москва, К-12,
Третьяковский проезд, 1/19.
Ленинградская типография № 14 «Красный Печатник»
Главполиграфпрома Комитета по печати
при Совете Министров СССР.
Московский проспект, 81.

**ИЗДАТЕЛЬСТВО «НЕДРА» ГОТОВИТ К ВЫПУСКУ НОВЫЕ КНИГИ
ПО ОБОГАЩЕНИЮ И БРИКЕТИРОВАНИЮ ТВЕРДЫХ ПОЛЕЗНЫХ
ИСКОПАЕМЫХ**

ДЕМИДЕНКО Ф. Я., КОЛЕДИО В. В. Сепараторщик тяжелосредной установки обогатительной фабрики. 7 л., Ц. 25 коп.

В брошюре изложены основные понятия принципов обогащения угля в тяжелых средах. Приведены технологические схемы обогащения угля в тяжелых средах действующих обогатительных фабрик. Дано описание современного оборудования для обогащения, регенерации суспензии и для контроля процесса. Даны рекомендации по эксплуатации и регулированию процесса сепарации. Показана эффективность обогащения угля в тяжелых средах.

Брошюра предназначена для молодых профессий рабочих (сепараторщика и машиниста регенерационной установки), а также может быть полезной для мастеров, работников ОТК и учащихся обогатительных техникумов.

НАБОКОВ К. Ф., ДУБИНСКИЙ Ю. М. Эксплуатация беспоршневых отсадочных машин. 12 л., Ц. 80 к.

В книге изложены основные вопросы эксплуатации беспоршневых отсадочных машин при обогащении угля.

Описаны конструктивные особенности современных отсадочных машин, методы их монтажа, наладки и технологического регулирования и обслуживания. Приведен опыт работы отсадочных машин на углеобогатительных фабриках Донбасса.

Книга рассчитана на широкий круг инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, монтажом и эксплуатацией оборудования углеобогатительных фабрик, а также может служить учебным пособием для студентов техникумов и учащихся профессионально-технических училищ.

ФОМЕНКО Т. Г. Гравитационные процессы обогащения полезных ископаемых. 25 л., Ц. 1 р. 28 к.

В книге описаны гравитационные процессы обогащения полезных ископаемых: гидравлическая классификация, обогащение в тяжелых средах, отсадка, движение минеральных зерен и обогащение в струе воды, текущей по наклонной плоскости.

Рассмотрены теоретические основы этих процессов. Даны описания новейших достижений отечественной и зарубежной науки и техники в области гравитационного обогащения, а также современного технологического оборудования. Приведены практические данные.

Книга является учебным пособием для студентов горных и горнометаллургических вузов по специальности «Обогащение полезных ископаемых» и может быть полезна работникам обогатительных фабрик, научно-исследовательских и проектных институтов.

Заказ на эти книги можно оформить в местных книжных магазинах.

73 коп.

НЕДРА · 1966