

Теория дробления и ее применение к щековым дробилкам.

Проф. Л. Б. Левенсон

Theory of Crushing and its application to Jaw Crushers

by Prof. L. B. Levenson.

ВВЕДЕНИЕ.

1. Общие сведения о дроблении и дробилках.

Дробление может иметь целью простое уменьшение размеров, для получения кусков такой величины, какая требуется рынком или дальнейшими процессами обогащения, или же имеет целью освобождение кусков полезного ископаемого от окружающей их пустой породы. В этом последнем случае разделение должно идти до предела, определяемого величиной зерен того минерала, который желают обогатить.

Так как дробление является одним из наиболее дорогих процессов обогащения как по количеству требуемой энергии, так и по расходам на ремонт и замену быстро изнашивающихся дробящих частей, то основной принцип дробления — *не дробить ничего лишнего*. Поэтому дробление большею частью производится в несколько стадий, постепенно от крупного к среднему, а затем к мелкому, каждый раз с применением поперечного грохочения, сортирующего куски руды по размерам, дабы достаточно измельченные куски не подвергались излишнему повторному дроблению. Кроме уменьшения расходов на энергию и на изнашивание, при этом достигается значительное уменьшение образования пыли, вредной во всех отношениях — техническом, экономическом и гигиеническом.

Отношение поперечника поступающих в дробление кусков к поперечнику раздробленных называется *скалой, или степенью измель-*

чения. Степень измельчения зависит от абсолютной величины поступающих в дробление кусков: для самых крупных и твердых она не превосходит обыкновенно 2—5, для средних 5—10, для мелких — 10 и более; для самых мелких кусков, превращаемых истиранием в пыль, скала дробления доходит до 100 и более. При мягких материалах и крупных кусках возможно, однако, значительное превышение этих цифр; так, в новейших типах молотковых мельниц куски известняка 36" — 48" в поперечнике дробятся до 3/4", что дает степень измельчения от 48 до 64.

Принято считать дробление крупным, если оно производится в пределах от 1000 мм. до 100 — 50 мм., средним — от 120 до 25—10 мм., мелким — от 50 до 5—2 мм.; самое мелкое дробление, примерно до 0,1 мм., называется тонким.

Что касается самых методов дробления, то наиболее древними являются *удар* и *истирание*; к более новым принадлежат *раскалывание* и *раздавливание* спокойным нажатием. На фиг. 1 схематически пока-



Фиг. 1.

заны: А) раздавливание, В) раскалывание, С) истирание, D) удар. На фиг. 1-А показано раздавливание между параллельными плоскостями, а на фиг. 1-Е — между наклонными поверхностями. Изредка сюда присоединяется еще действие разрывающих и изгибающих сил, главным образом, — в помощь, указанным четырем основным методам дробления.

Физическое состояние материала имеет решающее значение при выборе способа измельчения. Так, для очень мелких зерен, вкрапленных в вязкую породу, напр., глину, удобнее всего разрыхление при помощи струи воды, ускоряемое применением мешалок или ножей. Для весьма твердых кусков удобнее дробление ударом или раздавливанием, а при наличии вязкого материала — в соединении с истиранием. В некоторых случаях дробление должно ограничиться лишь разделением кусков руды на более мелкие, с наименьшим образованием пыли, т.-е. должно сопровождаться наименьшим истирающим действием. Большею частью это требуется при твердых породах (рудах), а равно при хрупких (углях). В последнем случае приходится прибегать не столько к раздавливанию, сколько к раскалыванию, так как *раздавливание хрупких материалов сопровождается сильным пылеобразованием*. Наоборот, *при вязких, в особенности влажных материалах, необхо-*

димо некоторое скользящее движение дробящих частей, сопряженное с истиранием, иначе вязкое тело прилипает к дробящим частям и заглушает дробилку. Наконец, для получения самых мелких зерен необходимо сильное истирающее действие, часто соединенное с ударом.

Поступающий в дробление материал может быть сухим, что большею частью имеет место при крупном и среднем дроблении, или влажным. Сухое дробление требуется перед последующими процессами магнитного обогащения или обжигания. Мокрое дробление чаще всего применяется при мелком и тонком конечном продукте; достоинства мокрого дробления — отсутствие пыли и облегчение разгрузки, что особенно важно при мелком материале.

Дробление, составляющее один из важнейших процессов обогащения полезных ископаемых, весьма часто применяется в сельском хозяйстве, в инженерном и строительном деле, в кирпичном и цементном производстве, в литейном деле и др.

Весьма близко к дроблению стоит измельчение вязких (глинистых) материалов, большею частью соединенное с их растиранием и промывкой, в особых промывочных барабанах, часто снабженных ножами или винтовыми лопастями.

При небольшой производительности находит себе применение ручное дробление. Как и всякий ручной процесс, оно обходится гораздо дороже машинного дробления, но может дать весьма равномерный продукт, что иногда желательно, напр., при замощении дорог.

Этим разнообразием свойств и размеров дробимого материала, а равно различными качественными и количественными целями процесса, объясняется чрезвычайное многообразие типов дробильных машин, применяемых на обогатительных фабриках, каковые здесь имеются в виду главным образом. Можно, пожалуй, сказать, что ни один класс машин не обладает таким богатством конструктивных форм, как дробильные машины.

Тем не менее существует несколько требований общего характера, которым должна удовлетворять всякая дробильная машина, а именно:

- 1) Конструкция и размеры дробилки должны вполне соответствовать ее назначению и размерам дробимых кусков.
- 2) Дробилка должна обладать заданною производительностью с большим запасом, дабы при случайном увеличении нагрузки она не оказалась забитой до отказа.
- 3) Расход энергии должен быть по возможности небольшим.
- 4) Пылеобразование должно быть наименьшим.
- 5) Раздробленные до требуемого размера куски должны быть немедленно удаляемы, чтобы дальнейшее ненужное измельчение их не поглощало излишней энергии и не вело к пылеобразованию.

6) Разгрузка дробилки должна быть автоматической и непрерывной. Скорость разгрузки имеет большое значение: чем дольше материал остается в дробилке, тем больше он подвергается дроблению и тем более измельчается.

7) Особое внимание должно быть обращено на легкую смену изнашивающихся частей. Число их должно быть доведено до возможного минимума, а форма изнашивающихся частей должна быть наиболее простой для изготовления.

8) Измельчение должно быть по возможности равномерным, т.е. разница в размерах зерен готового продукта должна быть незначительной.

9) Изменение степени измельчения должно быть возможно при помощи самых простых конструктивных мер.

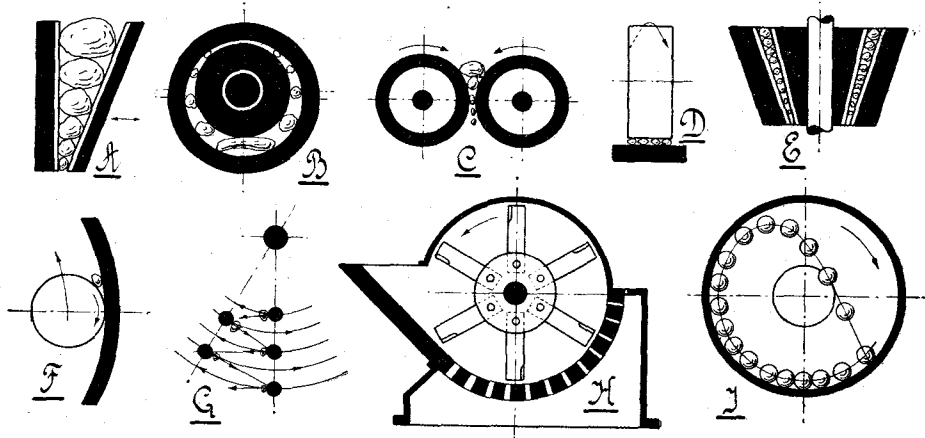
10) Каждая дробилка должна иметь особые дешевые и простые части, легко ломающиеся при возрастании действующих усилий выше расчетных (предохранительные части), для предохранения от поломок более сложных и ценных частей при случайном попадании в дробилку кусков железа, головки молотка и других твердых предметов.

Общее свойство всякой дробильной машины — уменьшение ее производительности при увеличении степени измельчения (см. ниже).

2. Классификация дробильных машин.

Для осуществления вышеуказанных четырех основных методов дробления (фиг. 1) применяются весьма разнообразные конструктивные приемы (фиг. 2).

Раздавливание производится между плоскими качающимися ще-



Фиг. 2.

ками (фиг. 2-А), между эксцентрическими вращающимися поверхностями (фиг. 2-В) и между вращающимися валками (фиг. 2-С).

Раскалывание производится большею частью острыми ножами или шипами разнообразной формы (см. фиг. 1-В).

Истирание, всегда соединенное с раздавливанием, производится между плоскими поверхностями вращающихся жерновов (см. фиг. 1-С), между плоскою и цилиндрическою поверхностями (фиг. 2-Д) и между криволинейными поверхностями (фиг. 2-Е и F).

Удар в чистом виде наносится поступательно движущимся вертикальным пестом (см. фиг. 1-Д), вращающимися жестко укрепленными пальцами (фиг. 2-Г) или вращающимися шарнирными молотками (фиг. 2-Н), а удар с истиранием производится при помощи свободно падающих жестких тел (фиг. 2-І).

Таким образом, в некоторых случаях перемещается одна рабочая поверхность (фиг. 2-А), в других—две или более (фиг. 2-С); движение их может быть возвратно-поступательным (фиг. 2-А) или чаще — вращательным (фиг. 2-С), в последнем случае с общею осью вращения (фиг. 2-Г) или же с разными осями (фиг. 2-С).

До сих пор не существует общепринятой классификации дробильных машин. Некоторые обогатители предлагают разделять все дробилки на три группы: для предварительного, для среднего и для мелкого дробления; но, разумеется, такое разделение носит случайный характер, как основанное на назначении машины в каждом данном случае. Другие чуть не каждую конструкцию принимают за особый класс, насчитывая около двух десятков их.

С механической точки зрения, наиболее важной при рассмотрении машин, все дробилки, применяемые при обогащении полезных ископаемых, можно разделить на шесть следующих основных классов:

I. Щековые дробилки, с качающейся щекой, работающей раздавливанием при помощи периодического нажатия (фиг. 2-А).

Сюда относятся типы: 1) дробилка Б л е к а (фиг. 5—1); 2) дробилка Д о д ж а (фиг. 5—6); 3) игольчатая дробилка, работающая отчасти раздавливанием, отчасти раскалыванием (фиг. 1-В).

II. Гиационные дробилки, с эксцентрически вращающимися дробящими частями, в виде усеченного конуса или диска, работающего непрерывным раздавливанием при помощи нажатия круглых щек (фиг. 2-В). При этом получается довольно значительная деформация дробимого куска, так что при упругих породах этот способ неприемлем.

Сюда относятся типы: 1) дробилка Г е й т с а (фиг. 2-В); 2) дисковая дробилка С а й м о н с а, с горизонтальным или вертикальным валом (фиг. 1-Е).

III. Валковые дробилки, большею частью с двумя вращающимися навстречу один другому валками (фиг. 2-С), работающими раздавливанием при помощи непрерывного нажатия.

Сюда относятся типы: 1) дробильные валки; 2) одно-валковая дробилка; 3) трех-валковая дробилка; 4) рифленные и игольчатые валки, работающие отчасти раскалыванием, отчасти разрывом; 5) конические валки; 6) винтовые валки.

IV. Мельницы, с вращающимися частями, работающими отчасти раздавливанием, отчасти истиранием, при чем оба действия происходят непрерывно.

Сюда относятся типы: 1) бегуны (фиг. 2-D); 2) кольцевая мельница Стертеванта; 3) центробежные мельницы—шаровые или маятниковые (фиг. 2-F); 4) конические мельницы—колокольные или кофейные (фиг. 2-E); 5) жернова, с горизонтальной или вертикальной осью (фиг. 1-С).

V. Шаровые дробилки, работающие отчасти истиранием, отчасти ударом, при помощи свободных посторонних тел—шаров, галек, стержней (фиг. 2-I); при этом удары наносятся периодически, истирание же происходит непрерывно.

Сюда относятся типы: 1) шаровые мельницы, 2) трубные мельницы, 3) конические мельницы Гардинжа.

VI. Ударные дробилки, работающие ударами, наносимыми поступательно движущимися или вращающимися частями механизма.

Сюда относятся типы: 1) толчея или пест (фиг. 1-D); 2) дезинтегратор (фиг. 2-G); 3) молотковая дробилка (фиг. 2-H).

Классы I и II употребляются преимущественно при крупном и среднем дроблении, III—при среднем, IV, V и VI—преимущественно при мелком и тонком измельчении, хотя молотковые дробилки с успехом применяются и при крупном дроблении.

Различие между раздавливанием спокойным давлением и ударом лишь количественное: в первом случае скорости меняются непрерывно, во втором—сразу. Чисто ударное действие дает наименьшее количество пыли.

Дробилки с периодическим действием, напр., щековые, нуждаются обыкновенно в тяжелом маховике и солидном фундаменте, производят сотрясения и шум, почему их лучше устанавливать в нижнем этаже здания фабрики. Дробилки с непрерывным действием и вращательным движением отличаются более спокойным ходом и могут быть установлены в верхних этажах.

Заметим, что наиболее древними дробильными аппаратами следует признать толчеи и мельницы, приводившиеся в движение сначала людьми и животными, а потом—водою. Пест и ступка из камня, дей-

ствие которых основано на ударе, были известны примерно за 8 000 лет до нашей эры, а мельничные жернова, в виде двух камней, приводимых в движение рукой человека, — примерно за 3 500 лет; ими пользовались как египтяне, так и китайцы. Эти аппараты применялись, главным образом, в сельском хозяйстве, для раздробления зерновых продуктов, и лишь отчасти в горном деле. Широкое распространение в горном деле получила только толчея, особенно на Гарце, да и то лишь около середины XVI столетия. Вообще, до середины XIX столетия главное распространение в горном деле имело ручное дробление.

В 1858 г. американец Блек (Ely Whitney Blake) изобрел свою общеизвестную щековую дробилку, получившую огромное распространение на практике. Дробильные валки, заимствованные, вероятно, из металлургии ¹⁾, появились в начале XIX столетия; в сельском хозяйстве железные вальцы стали применяться с 1823 г. ²⁾ Шаровые и трубные мельницы появились в 70-х годах прошлого столетия, а наиболее новые дисковые дробилки Саймонса — лишь в последние годы.

3. Теории Риттингера и Герсама.

Процесс дробления отличается чрезвычайной сложностью и зависит в сильной мере от целого ряда мелких и случайных обстоятельств, как то: от размеров и формы дробимых кусков, от свойств материала, его твердости, вязкости, плотности, однородности, от состояния и вида его поверхностей, от степени влажности, от формы дробящей поверхности, характера ее движения, от массы ее и т. п. Огромное значение имеет трение, получающееся между раздавливаемым телом и нажимающими на него поверхностями, так как оно сильно увеличивает сопротивление раздавливанию; определить же его заранее с большей или меньшей уверенностью невозможно.

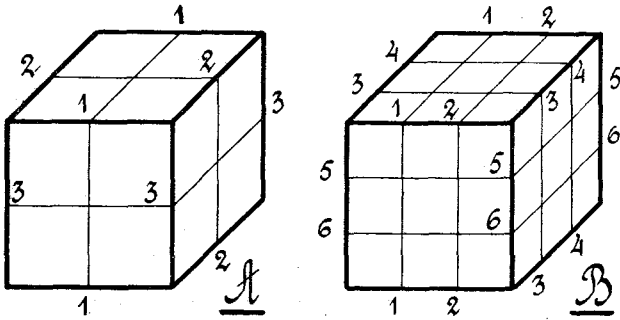
Поэтому все попытки подвести это многосложное явление, зависящее в сильной степени от массы обстоятельств чисто случайного характера, под одну общую и простую алгебраическую формулу не только не удавались до сих пор, но и вряд ли когда-нибудь приведут к вполне точному и верному результату. Отсюда следует, что всякого рода теорию дробления надо принимать лишь с осторожностью, как некоторое приближение к истине, имеющее целью лишь разобраться в существе явления и дать некоторые обоснованные данные для выбора и проектирования машины. Многочисленные опыты, в особенности американских ученых, доказали это весьма наглядно.

¹⁾ Прокатный стан изобретен Генри Кортом в 1785 году.

²⁾ П. А. Козьмин. Мукомольн. крупан. производство. Гостехиздат, 1925 г.

Первая по времени теория дробления, предложенная знаменитым Риттингером ¹⁾, основана на той гипотезе, что *работа раздробления прямо пропорциональна поверхности разделения*.

Пусть для разделения по одной плоскости куба, имеющего 1 см. в стороне, требуется некоторая работа A кгр. см. Так как показанное на фиг. 3-А раздробление на кубики, имеющие $\frac{1}{2}$ см. в стороне, по-



Фиг. 3.

требуется разделения куба по трем плоскостям — 1-1-1, 2-2-2 и 3-3-3, то вся затраченная в этом случае работа будет равна, согласно гипотезе Риттингера, $3A$ кгр. см. При этом получится $2^3 = 8$ кубиков со стороной в $\frac{1}{2}$ см.

Для раздробления того же куба, имеющего 1 см. в стороне, на кубики в $\frac{1}{3}$ см. в стороне (фиг. 3-В) требуется разделение по шести плоскостям; следовательно, всего требуется $6A$ кгр. см. работы и получится $3^3 = 27$ кубиков, имеющих $\frac{1}{3}$ см. в стороне.

Таким образом, для разделения тела на части со сторонами в $\frac{1}{n}$ см. другими словами — на n^3 частей, требуется разделение по $3(n-1)$ плоскостям, т.е. всего

$$A_n = 3A(n-1) \tag{1}$$

кгл. см. работы, где A — работа, необходимая для разделения того же тела по одной плоскости.

Для разделения того же тела на m^3 частей, имеющих $\frac{1}{m}$ см. в стороне, требуется, согласно формуле (1), работа:

$$A_m = 3A(m-1) \tag{1}$$

откуда отношение этих работ

$$\frac{A_n}{A_m} = \frac{n-1}{m-1} \tag{2}$$

¹⁾ Р. von Rittinger. Lehrbuch der Aufbereitungskunde. Berlin, 1867.—Изложение взглядов Соулота и Моуга, см. в книге: В. Горячкин. Земледельческая механика. Москва, 1919.

Если n и m достаточно велики, то единицей в числителе и знаменателе можно пренебречь, так что получим в этом случае:

$$\frac{A_n}{A_m} \approx \frac{n}{m} \quad (3).$$

Это показывает, что при достаточно большой степени измельчения работа дробления прямо пропорциональна степени измельчения.

Пример № 1.

Для раздробления куба, имеющего 1 см. в стороне, на кубики в $\frac{1}{100}$ см. стороной, потребуется бóльшая работа, чем для раздробления того же куба на кубики в $\frac{1}{4}$ см. стороной, а именно, по формуле 3:

$$\frac{A_n}{A_m} = \frac{A_{100}}{A_4} = \frac{n}{m} = \frac{100}{4} = 25.$$

По точной формуле 2 получили бы:

$$\frac{A_n}{A_m} = \frac{n-1}{m-1} = \frac{100-1}{4-1} = 33.$$

Разница в результатах вычислений: $100 \frac{33-25}{33} = 24\%$.

Пример № 2.

Расход энергии на раздробление некоторого тела при степени измельчения 2 равен $A_2 = 20$ л. с.; определить расход энергии при степени измельчения 5.

Имеем по точной формуле 2:

$$\frac{A_n}{A_m} = \frac{A_5}{A_2} = \frac{n-1}{m-1} = \frac{5-1}{2-1} = 4,$$

так что

$$A_5 = 4 A_2 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ л. с.}$$

По приближенной формуле 3 получили бы:

$$\frac{A_n}{A_m} = \frac{A_5}{A_2} = \frac{n}{m} = \frac{5}{2} = 2,5,$$

откуда

$$A_5 = 2,5 A_2 = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ л. с.,}$$

что дает разницу в результатах в

$$100 \frac{80-50}{80} = 38\%.$$

Таким образом, по Риттингеру работа дробления прямо пропорциональна поверхности разделения, другими словами — работа дробления прямо :: обратной величине поперечника получаемого продукта.

Теория Риттингера несколько глубже развита в последние годы американским ученым Герсамом ¹⁾. Он берет куб со стороной в D см. и рассматривает раздробление его на n^3 кубиков со стороной

$$d = \frac{D}{n} \quad (4),$$

откуда степень измельчения:

$$n = \frac{D}{d} \quad (4).$$

Для куба, имеющего 1 см. в стороне, работа дробления была бы по формуле 1:

$$A_n = 3A(n-1) = 3A\left(\frac{D}{d} - 1\right) \quad (5),$$

а для куба, имеющего D см. в стороне, где, следовательно, площадь раздела равна D^2 см., эта работа будет, очевидно, равна:

$$A_D = A_n \cdot D^2 = 3A \cdot D^2 \left(\frac{D}{d} - 1\right) \quad (6).$$

Так как в одном куб. см. материала содержится $\frac{1}{D^3}$ кубиков со стороной в D см., то работа раздробления, приходящаяся на 1 куб. см. дробимого материала, равна

$$A_1 = \frac{A_D}{D^3} = \frac{3A\left(\frac{D}{d} - 1\right)}{D} = 3A\left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D}\right) \quad (7),$$

где A — работа в кгр. см., необходимая для разделения кубика, имеющего 1 см. в стороне, по одной плоскости.

Пример № 3.

При раздроблении кусков руды, имеющих 2 см. в поперечнике, до кусков, имеющих $\frac{1}{4}$ см. в поперечнике, дробилка потребляет 13 лш. сил. Какой расход мощности потребуется для дробления тех же кусков до $\frac{1}{10}$ см. в стороне?

На основании формулы 7 можем написать:

$$\frac{A_{10}}{A_4} = \frac{3A\left(10 - \frac{1}{2}\right)}{3A\left(4 - \frac{1}{2}\right)} = \frac{9,5}{3,5} = 2,7,$$

откуда искомый расход мощности:

$$A_{10} = 2,7 A_4 = 2,7 \cdot 13 = 35 \text{ л. с.}$$

¹⁾ E. A. Hersam. Factors controlling the capacity of rock crushers. Transact. of the American Inst. of Mining and Metal. Engineers. 1922, July.

4. Теория Кика.

Более новая теория Кика основана на рассмотрении происходящих при раздавливании деформаций. Как известно из теории упругости, работа деформации при сжатии (или раздроблении) равна:

$$A = \frac{\sigma^2 \cdot V}{2E} \quad (8),$$

где σ — возникающее при деформации напряжение, E — модуль нормальной упругости, V — объем деформируемого тела. Формула 8 вполне справедлива до напряжений, не превосходящих предела упругости данного материала. Разрушение же тела происходит, очевидно, при напряжении, превосходящем не только предел упругости, но и предел прочности.

Поэтому применение формулы 8 при раздроблении тел, за пределом их упругости, является не вполне точным, однако, для целей приближенного исследования и технического расчета оно оказывается вполне допустимым.

Этой же теорией пользуются при исследовании явленийковки, штамповки и прокатки ¹⁾.

Таким образом, по гипотезе Кика затрата энергии на дробление прямо пропорциональна объему или весу тела. Эта гипотеза является лишь выражением общего закона подобия, согласно которому имеем:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{G_1}{G_2} \quad (9),$$

так как вес G тела из определенного материала прямо :: его объему V .

При этом принимается, что в обоих сравниваемых случаях скорости деформаций тел $V_1 (G_1)$ и $V_2 (G_2)$ одинаковы. Скорость деформации имеет большое значение: опыты академика Н. С. Курнакова и С. Ф. Жемчужного показали, что при достаточно медленной деформации даже хрупкие тела начинают течь, т.-е. проявляют свойства жидкости. В твердых телах деформации распространяются быстро, почему они разрушаются легче всего при ударном действии силы. Наоборот, в вязких телах деформации распространяются медленно, почему для них выгоднее применять спокойное давление или же истирающее действие.

Так как работа равна произведению из силы на путь, в данном случае — на абсолютную деформацию тела s в см.:

$$A = P \cdot s \quad (10),$$

деформация же эта по закону Гука прямо :: линейным размерам тела

¹⁾ А. П. Гавриленко. Механ. Технол. Металл. Ч. III. Москва, 1915.

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{a_1}{a_2} \quad (11),$$

то отсюда получаем, на основании формул 9, 10. и 11:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{P_1 \cdot s_1}{P_2 \cdot s_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{a_1^3}{a_2^3} \quad (12),$$

откуда окончательно:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{a_1^2}{a_2^2} \quad (13).$$

Следовательно, по теории Кика необходимые для раздробления усилия P прямо пропорциональны площадям поперечных сечений или квадратам линейных размеров, а работы A прямо :: кубам линейных размеров, в то время как по Риттингеру работы прямо :: площадям сечений.

Основываясь на гипотезе Кика, можем сразу написать выражение удельной работы, т.е. работы, приходящейся на 1 куб. см. раздробляемого материала, следовательно, при $V=1$ см.³:

$$A_1 = \frac{\sigma^2}{2E} \quad (14).$$

Пример № 4.

Для большинства горных пород и твердых руд можно с запасом принять (см. таблицу № 1) разрушающее напряжение раздробления $\sigma = 1500$ клг. см.²

Если принять модуль упругости равным $E = 450\,000$ клг. см.², то работа, необходимая для раздробления 1 куб. см. твердой руды, определится по формуле 14:

$$A_1 = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{1500^2}{2 \cdot 450000} = 2,5 \text{ клг. см.} \quad (15).$$

5. Сравнение теорий Риттингера и Кика.

Из изложенного ясно, что ни одна из элементарных теорий не может полностью объять процесс дробления во всей его сложности.

Вообще при раздроблении тела энергия расходуется на:

- 1) образование новых поверхностей, сопровождаемое отделением их от других внутренних поверхностей раздробляемого тела;
- 2) преодоление внутреннего трения частиц, вызываемого деформацией тела при его разрушении;
- 3) преодоление внешнего трения, между раздробляемым телом и дробящими частями дробилки. Повидимому, это последнее и поглощает наибольшее количество всей энергии 1).

1) Н. Е. Т. Haultain. A contribution to the Kick versus Rittinger dispute. Trans. of the Americ. Inst. of Min. and Metal. Engin. Aug., 1923. — J. Herman. The laws of crushing. Engin. and Mining Journal Press. March 17, 1923.

Как показали многочисленные опыты, теория Кика довольно близка к истине в машинах, действующих раздавливанием или ударом, без истирающего действия. В машинах с сильным истирающим действием, как, например, мельницах, теория Кика дает сильно преуменьшенные результаты, а теория Риттингера — преувеличенные, против фактического расхода энергии. Повидимому, этот факт объясняется скорее не большею правильностью теории Риттингера, а худшим использованием энергии при мелком дроблении, вследствие чего общий расход ее возрастает быстрее, чем следовало бы по теории Кика, не принимающей во внимание внешнего трения частей.

Свою теорию Кик подтвердил известным опытом: чугунные шары разного диаметра раздроблялись при падении с одной и той же высоты h . Так как в данном случае работа раздробления производилась исключительно за счет кинетической энергии $\frac{m \cdot v^2}{2}$, где скорость v всех шаров была одинакова при $h = \text{const.}$, то работа раздробления действительно оказалась прямо пропорциональной массе m или, другими словами, объему шаров.

Теория Кика гораздо плодотворнее теории Риттингера — так как многочисленные опыты американских и немецких исследователей установили с достаточною точностью величины разрушающих напряжений σ и модулей упругости E для разных горных пород и минералов, то по формуле 8 или 14 можно легко определить абсолютную величину расхода энергии для дробления данных кусков, а затем и все необходимые для расчета машины усилия (см. ниже).

Поэтому в дальнейшем мы будем пользоваться исключительно гипотезой Кика, не только как более простой и плодотворной, но и как более правильной, во всяком случае — при крупном и среднем дроблении.

Приведем результаты Берлинских опытов, определивших разрушающее напряжение в клг./см.² для разных горных пород.

ТАБЛИЦА 1

Порода Данные	Песчан.	Известн.	Гранит	Кварцит	Порфир	Базальт	Диорит	Сланец	Серпент.	Трахит	Лавит
Число опытов	219	258	134	11	91	8	6	20	4	9	6
σ_{max}	1 800	1 920	1 800	1 540	3 050	1 820	1 390	995	1 610	990	1 400
σ_{min}	78	49	308	530	250	760	560	500	900	280	380
$\sigma_{\text{среднее}}$	500	550	1 100	870	1 600	1 350	870	700	1 100	550	800

Отсюда видно, что наиболее прочными оказываются изверженные породы, осадочные же гораздо менее прочны.

Заметим, что на практике до сих пор, при выборе дробильных машин, пользуются главным образом не всегда надежными данными каталогов и вообще подсчетами „на глазок“ (rule of thumb).

Поэтому в дальнейшем мы постараемся дать некоторые теоретические основания для технического расчета и для критической оценки щековых дробилок.

Щековые дробилки.

6. Общие сведения о щековых дробилках.

Щековые дробилки, применяемые для крупного и среднего дробления, строятся как самых малых размеров, для ручного привода, так и самых больших, с производительностью до 600 тонн в час, при расходе энергии до 500 лощ. сил.

По характеру работы щековые дробилки принадлежат к машинам, действующим преимущественно раздавливанием, отчасти спокойным давлением, отчасти же ударом. При вязких породах необходимо истирающее действие, во избежание заглущения дробилки, а при хрупких (уголь) — раскалывающее, во избежание чрезмерного пылеобразования.

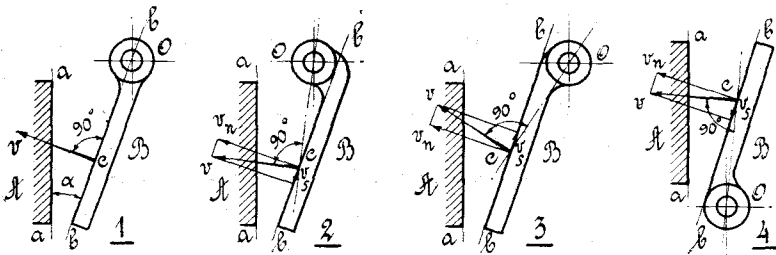
Общие достоинства щековых дробилок — большая производительность, простота конструкции, дешевизна и простота ремонта; недостатки — периодичность работы и наличие больших качающихся масс, что производит сильный шум при работе и вызывает сотрясения здания фабрики. Поэтому вопрос об уравновешении щековой дробилки весьма важен для практики. Обычно одна щека устанавливается неподвижно, а другая получает качания от приводного механизма.

Щековая дробилка характеризуется длиной и шириной впускного отверстия; под шириной выпускного отверстия понимается его наименьшая ширина, когда качающаяся щека подошла к неподвижной.

Вес щековой дробилки с чугунной станиной можно принимать равным ее часовой производительности.

Щековые дробилки применяются, главным образом, для пород твердых и средней твердости. В применении к вязким породам — глинистым, гипсу и т. п. — они нуждаются в особом характере движения, помогающем разгрузке дробилки, так как вязкие породы прилипают к щекам и могут легко заглушить дробилку. При хрупких материалах, напр., угле, щековая дробилка снабжается конусообразными ножами (игольчатая дробилка) для раскалывания, чтобы получить наименьшее количество пыли.

При чистом раздавливании скорость каждой точки качающейся щеки должна быть \perp к ее поверхности (фиг. 4-1), т.е. подвижная щека B должна обладать чисто качательным движением по круговой траектории, центр которой O должен лежать на рабочей плоскости bb щеки. Если же центр O лежит в стороне от рабочей плоскости bb (фиг. 4-2,3), то получается составляющая скорости v_s вдоль рабочей плоскости щеки, что указывает на истирающее действие ее. При конструкции по фиг. 4-2 эта слагающая скорости v_s направлена вниз, а при конструкции по фиг. 4-3 — вверх, вдоль рабочей поверхности качающейся щеки B . Это последнее расположение несколько удобнее, так как при нем шейка качающейся щеки, охватывающая вал O , не закрывает частично впускного отверстия, как на фиг. 4-2.



Фиг. 4.

По характеру движения щековые дробилки можно разделить на два главных типа:

1) *дробилки с простым качательным движением*, в которых подвижная щека B только качается вокруг неподвижной оси O_1 (фиг. 5-1, 3, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11);

2) *дробилки со сложным движением, качательным и продольным вдоль поверхности щеки B* ; в этом случае подвижная щека B подвешивается к эксцентрику a , насаженному на вращающийся вал O (фиг. 5-2, 4).

Из вышеизложенного следует, что простое качательное движение, производящее чистое раздавливание, уместно при твердых и хрупких породах, а сложное движение, производящее истирающее действие, — при вязких материалах.

По расположению качающейся щеки все щековые дробилки можно разделить на две большие группы:

1) *дробилки Блека (Blake)*, с осью подвеса подвижной щеки наверху, у впускного отверстия (фиг. 4-1, 2, 3), дающие наибольший размах щеки вниз, у выпускного отверстия; эти дробилки строятся как с простым, так и со сложным движением;

2) *дробилки Доджа (Dodge)*, с осью подвеса O внизу, у выпускного отверстия (фиг. 4-4), дающие наименьший размах у выпускного отверстия; эти дробилки строятся только небольшого размера, так как действие сил в них весьма неблагоприятно: наибольшие куски, требующие наибольшего раздавливающего усилия, получаются и на наибольшем расстоянии от оси качания O , так что развивают наибольший момент, в противоположность дробилке Блека, где плечо наибольшего усилия — наименьшее.

Так как в дробилках Доджа неизбежно истирающее действие, в виду конструктивной необходимости помещения вала O далеко за рабочей поверхностью bb качающейся щеки, то они дают значительно больше пыли, чем дробилки Блека с чистым качанием; по этой же причине в дробилках Доджа нет надобности устраивать сложное движение щеки. Однако, вследствие небольшого качания щеки у выпускного отверстия, последнее легко заглушается мокрым или вязким продуктом, вследствие чего дробилка Доджа удобнее для сухих руд, не содержащих талька, глины и т. п. Очевидно, дробилка Доджа дает более равномерный продукт дробления, чем дробилка Блека, обладающая наибольшим размахом подвижной щеки, как раз у выпускного отверстия.

На основании всего сказанного, дробилки Блека наиболее пригодны для крупного и среднего дробления, дробилки же Доджа — только для среднего.

7. Конструктивные типы щековых дробилок.

По конструктивному выполнению механизма, щековые дробилки можно разделить также на две группы:

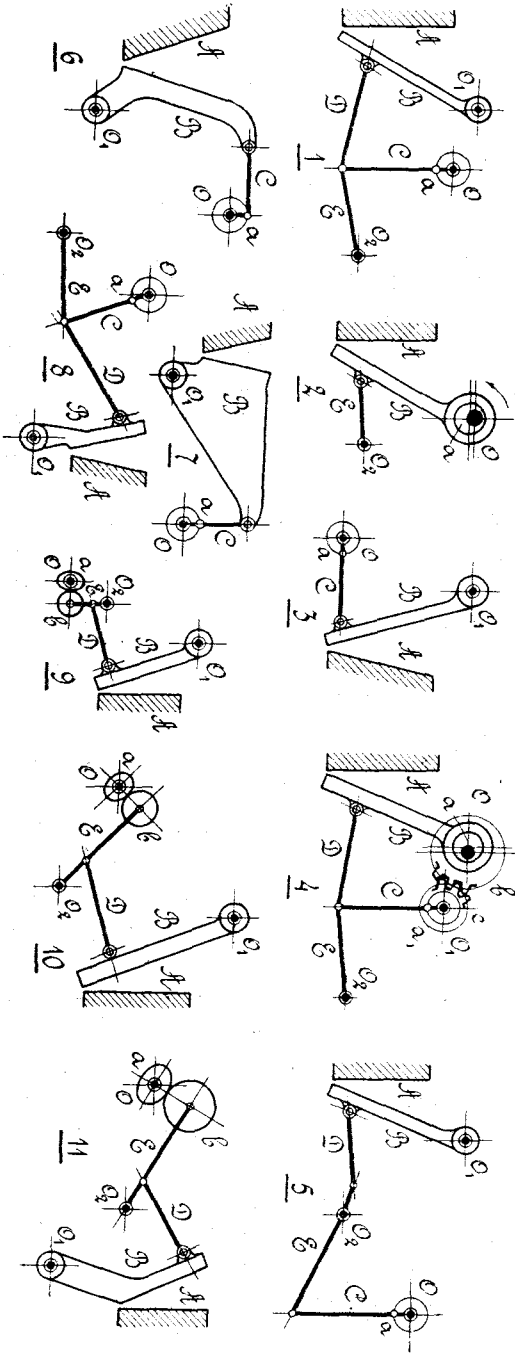
1) *дробилки с шарнирно-рычажным механизмом*, приводимым в движение от обыкновенного круглого эксцентрика, дающие простое или сложное движение щеки;

2) *дробилки с кулачным механизмом (роликовые дробилки)*, обычно обладающие простым движением щеки.

Из шарнирно-рычажных механизмов чаще всего применяется *коленчатый механизм*, двойной — при простом качательном движении щеки (фиг. 5-1) и одинарный — при сложном (фиг. 5-2). На фиг. 5-1 показана схема обыкновенной дробилки Блека, исполняемой многими заводами, а на фиг. 5-2 — схема дробилки Bulldog, по конструкции Hadfield'a и Samson'a. Здесь важно сохранить направление вращения вала O по стрелке, для облегчения разгрузки дробилки.

К шарнирно-рычажным можно также отнести дробилку Telsmith (фиг. 5-3), с простым эксцентриковым приводом, дающим простое

движение щеки. Наоборот, дробилка Friedrich'a (фиг. 5-4), с двойным коленчатым механизмом, дает подвижной щеке *B* сложное движение.



Фиг. 5.

Здесь эксцентрик *a*, сидящий на валу *O* и охватываемый шейкой подвижной щеки *B*, приводится во вращение от приводного вала *O*₁ при помощи пары зубчатых колес *c* и *b*, передаточное число которой немного более единицы. В результате получается сложное движение щеки *B*, неодинаковое при каждом обороте вала, так как положения эксцентриков *a* и *a*₁ повторяются лишь после довольно значительного промежутка времени. Диаграмма движения концевой точки щеки *B* показана на фиг. 6¹⁾. Такое несовпадение фаз весьма благоприятно для освобождения дробилки от застрявших кусков вязкой породы. При конструкции по фиг. 5-2 точки щеки *B* описывают при каждом обороте вала *O* удлиненные овалы.

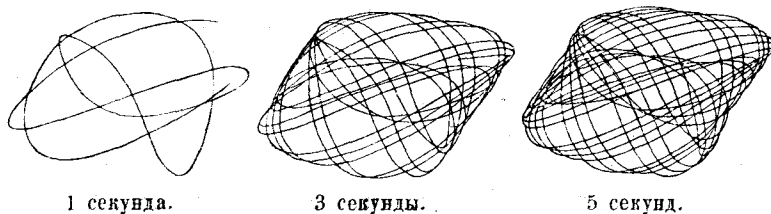
Реже применяется шарнирно-рычажный механизм с балансиром *E*, показанный на фиг. 5-5; эта конструкция принадлежит английскому заводу Marsden.

На фиг. 5-6 показана схема шарнирно-рычажного механизма для дробилки Доджа, применяемая многими

¹⁾ Н. Давиденков. Современные камнедробилки. СПб., 1914.

немецкими заводами (дробилка Bartsch'a); на фиг. 5—7 показана аналогичная американская конструкция дробилки Доджа (Allis-Chalmers); на фиг. 5—8 показана схема дробилки Доджа с двойным колленчатым механизмом (дробилка Krom'a).

Конструкция щековой дробилки с кулачным механизмом получается обыкновенно довольно сложной; здесь большею частью подвижная щека получает два полных размаха при одном обороте главного вала, почему последний может вращаться вдвое медленнее, чем при



Фиг. 6.

дробилке с шарнирно-рычажным механизмом. Это выгодно с точки зрения экономии смазки и уменьшения изнашивания трущихся вращающихся частей, но несомненно утяжеляет эти вращающиеся части, а, следовательно, удорожает дробилку. Кроме того, как увидим ниже, это обстоятельство делает почти невозможным уравновешение качающихся масс, скорость которых осталась неизменной. Наконец, кулачные механизмы вообще принадлежат к числу быстро изнашивающихся.

Схемы роликовой дробилки Блека с кулачным механизмом показаны на фиг. 5-9 и 10. Первая дает конструкцию завода Champion, с низко расположенным приводным валом *O*, что делает всю машину устойчивой и более удобной для обслуживания, вследствие удаления маховика в сторону от засыпного отверстия. Подвижная щека *B* получает качания от вращающегося овального кулака *a*, помощью ролика *b* на качающемся рычаге *E*. Несколько иное расположение имеет роликовая дробилка Sturtevant'a (фиг. 5—10). Совершенно аналогично устройство роликовой дробилки Fort Wayne, но она имеет кулак не овальной формы, как дробилки Чемпион и Стертеванта, а круглой; такой круглый, эксцентрически насаженный кулак дает качающейся щеке одно полное качание при каждом обороте вала.

Наконец, на фиг. 5-11 показана схема роликовой дробилки Доджа, в исполнении американского завода Sturtevant.

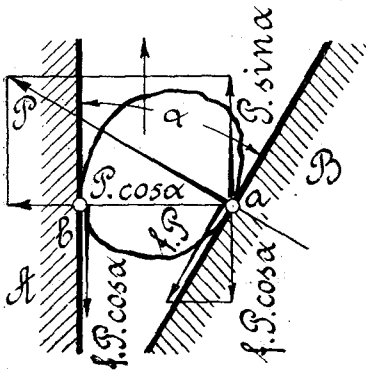
При критической оценке механизма нужно прежде всего считаться с его назначением; отсюда следует, что механизмы с простым качательным движением щеки (фиг. 5-1, 3, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11) при-

годны, главным образом, для твердых пород, а механизмы со сложным движением (фиг. 5-2, 4) — для вязких пород. Механизм вообще тем хуже, чем больше звеньев входит в его состав, чем больше в нем шарнирных и особенно — скользящих пар, так как все они требуют тщательной обработки на станках, следовательно, удорожают машину, поглощают энергию на преодоление трения, изнашиваются и требуют смазки и ухода. С этой точки зрения наилучшими являются механизмы по фиг. 5-2, 3, 6, 7, как имеющие наименьшее количество шарниров, а именно — все они имеют по четыре шарнира. Наихудшим с этой же точки зрения следует признать механизм по фиг. 5-4, а равно механизмы роликовых дробилок (фиг. 5-9, 10, 11), затем механизм по фиг. 5-5; последние механизмы имеют по 7 шарниров, включая пару — ролик—кулак.

В действительности коэффициент полезного действия машины и ее долговечность в сильной степени зависят не только от правильной конструкции, но и от доброкачественности материала, тщательности обработки и пригонки отдельных деталей, правильности и надежности сборки, исключающей возможность последующей разверки частей при их работе, а равно от условий смазки и ухода.

8. Расположение и форма щек.

Определим ту наибольшую величину угла α , образуемого неподвижной и качающейся щеками (фиг. 7), при которой возможно дробление руды, для чего при нажатии щек руда не должна выталкиваться ими наверх.



Фиг. 7.

Очевидно, давление щеки на руду всегда направлено по общей нормали к касающимся поверхностям в точке их касания; это нормальное давление вызывает соответствующую силу трения $f \cdot P$, где f — коэффициент трения скольжения между рудой и поверхностью щеки. Для простоты неподвижную щеку будем всегда считать вертикальной.

Имея в виду, что сила трения всегда направлена против относительной скорости рассматриваемого тела, сразу усматриваем из фиг. 7, что для возможности процесса дробления должно быть:

$$P \cdot \sin \alpha < f \cdot P \cdot \cos \alpha + f \cdot P \cdot \cos \alpha,$$

откуда $\operatorname{tg} \alpha < 2f$ или окончательно:

$$\alpha < 2\varphi \quad (16),$$

т.е. угол между щеками должен быть менее двойного угла трения. Здесь угол трения между рудой и щекой определяется из:

$$\operatorname{tg} \varphi = f \quad (17),$$

Его можно принять во всяком случае не менее:

$$f = \operatorname{tg} \varphi = 0,30 \quad (18),$$

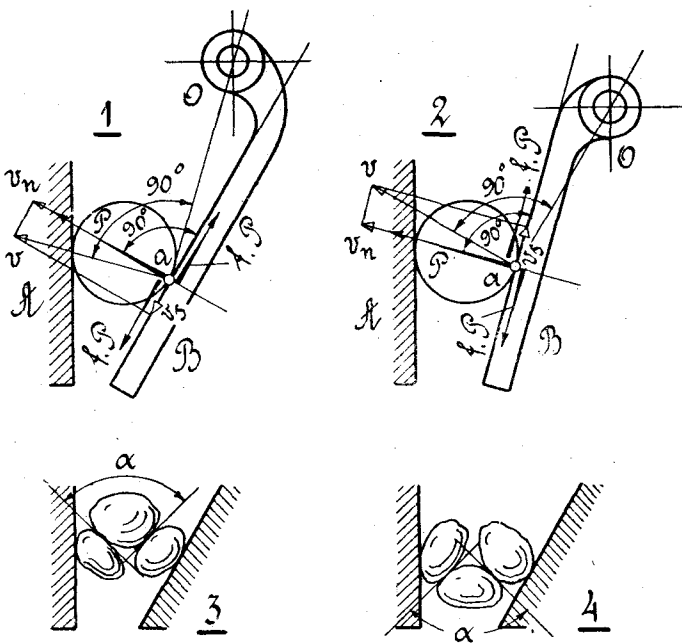
откуда $\varphi = 17^\circ$ и $\alpha < 34^\circ$; на практике обычно берут

$$\alpha = 15^\circ - 20^\circ - 25^\circ \quad (19),$$

что соответствует вертикальной глубине пасти в 2—2,5 раза более ширины ее наверху.

Так как направление силы трения, действующей на данное тело, всегда определяется сейчас указанным правилом, то без труда найдем, что при расположении механизма по фиг. 4-2 сила трения действует на руду вниз (фиг. 8-1), а при расположении механизма по фигуре 4-3—действует на руду вверх (фиг. 8-2). На щеку В сила трения действует в противоположную сторону. Поэтому можно сказать, на основании фиг. 8-1, 2, что, при том же угле α между щеками, расположение механизма по фиг. 4-3 облегчает выталкивание руды вверх, а по фиг. 4-2—затрудняет.

Таким образом, при $\alpha < 2\varphi$ (16) поднятие руды вверх вообще исключается, что необходимо для процесса дробления. Это движение руды возможно лишь в тех случаях, где, благодаря неправильной форме кусков и случайному их расположению при работе дробилки, некоторые куски окажутся зажатыми не между щеками, а между другими кусками руды (фиг. 8-3), при чем угол заклинения для отдельных кусков руды может получиться больше:



Фиг. 8.

$\alpha > 2\varphi_1$, где φ_1 — угол трения руды о руду. Этим объясняется вылетание некоторых кусков руды вверх, наблюдаемое при работе щековой дробилки.

Очевидно, опускание раздробленного продукта вниз, чрез выпускное отверстие, возможно лишь при отходе качающейся щеки от неподвижной (направо по фиг. 8), т.е. в течение времени полу-оборота главного вала, если при каждом обороте вала щека совершает один полный размах. При этом отходе щеки вправо, совершающемся с большим ускорением (см. §§ 14-15), трение руды о поверхности обоих щек настолько уменьшается, что им можно пренебречь.

Таким образом, *можно принять, что при отходе качающейся щеки от неподвижной получается свободное падение руды вниз, чрез выпускное отверстие.*

В течение второй половины хода, когда качающаяся щека приближается к неподвижной, производя нажатие на дробимую руду, опускание последней, очевидно, должно приостановиться, за исключением случайного выдавливания отдельных кусков, попавших в особо благоприятное положение — с углом заклинения $\alpha > 2\varphi_1$ и обращенным вершиной вверх, как показано на фиг. 8-4.

В некоторых конструкциях подвижную щеку делают не плоской, а криволинейной, слегка выпуклой по середине, на том основании, что при этом будто бы получается более равномерный продукт дробления. В виду быстрого и неравномерного изнашивания рабочей поверхности щеки, главным образом — у выпускного отверстия, всякое усложнение ее формы не может считаться рациональным. Часто также делают рабочую поверхность ломанной, в верхней части — с меньшим углом захвата, чем в нижней, для облегчения захватывания больших кусков. Обе части делают в этом случае взаимно-заменяемыми, чтобы можно было сработанную нижнюю часть заменить верхней, как менее изношенной.

С целью облегчения загрузки пасти, иногда неподвижную щеку делают наклонной (фиг. 5-3); при этом струя загружаемого материала должна меньше отклоняться от своего направления.

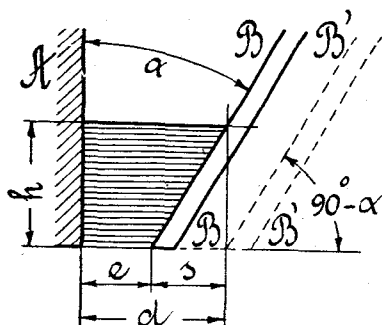
Преимущественно в больших машинах рабочую поверхность щеки делают рифленной, с углом заострения зубцов около 90° ; в этом случае к раздавливанию присоединяется ломающее (изгибающее) действие, что значительно облегчает дробление крупных кусков (см. фиг. 2-B).

9. Определение наивыгоднейшей скорости вала.

Воспользуемся выводами предыдущего параграфа для определения наивыгоднейшей угловой скорости вала щековой дробилки.

Пусть (фиг. 9) наименьшая ширина выпускной щели равна e , ход качающейся щеки, измеряемый там же, равен s ; для простоты выводов примем, что неподвижная щека A расположена вертикально, а качающаяся щека движется поступательно прямолинейно, так что $\alpha = \text{const}$.

При отходе качающейся щеки из крайнего левого положения B в крайнее правое B' , показанное пунктиром, вниз, под действием силы тяжести, может провалиться призма заштрихованного трапециoidalного сечения, по длине равная длине выпускного отверстия b , измеряемой перпендикулярно к плоскости чертежа фиг. 9.



Фиг. 9.

Площадь этой трапеции равна по чертежу:

$$F = \frac{e + (e + s)}{2} h = \frac{2e + s}{2} h \quad (20),$$

где высота трапеции

$$h = \frac{s}{\text{tg } \alpha} \quad (21).$$

Для того, чтобы это опускание призмы произошло беспрепятственно, время t отхода щеки B направо должно как раз соответствовать времени прохождения свободно падающим телом пути h . Если щека B делает k полных (двойных) качаний в минуту, то время отхода ее направо, т.е. время одного простого качания, равно

$$t = \frac{1}{2} \frac{60}{k} = \frac{30}{k} \quad (22).$$

С другой стороны, на основании общеизвестного закона падения свободного тела, путь, пройденный этим телом, равен

$$h = \frac{1}{2} g \cdot t^2 = \frac{g}{2} \left(\frac{30}{k}\right)^2 = \frac{450g}{k^2} \quad (23),$$

где ускорение силы тяжести $g = 981$ см./сек.²

Итак, согласно поставленному условию должно быть:

$$h = \frac{450g}{k^2} = \frac{s}{\text{tg } \alpha},$$

откуда число двойных качаний щеки в минуту, большую часть равное числу оборотов главного вала дробилки,

$$k = \sqrt{\frac{450g \cdot \text{tg } \alpha}{s}} = 665 \sqrt{\frac{\text{tg } \alpha}{s}} \quad (24),$$

где ход щеки s у выпускного отверстия (фиг. 9) — в см.

При обычном на практике значении угла $\alpha = 20^\circ$ (19), получаем из формулы 24:

$$k = 665 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{s}} = \frac{400}{\sqrt{s}} \quad (25).$$

В щековых дробилках с шарнирно-рычажным механизмом число k двойных качаний щеки в минуту равно числу оборотов главного вала:

$$k = n \quad (26);$$

в щековых дробилках с кулачным механизмом качающаяся щека большей частью делает два полных размаха при одном обороте главного вала, так что для них

$$k = 2n \quad (27).$$

Следовательно, *угловая скорость вала щековой дробилки должна быть обратно пропорциональна корню квадратному из величины s размаха щеки.*

Если угловая скорость вала больше даваемой формулой 25, то время t свободного падения руды уменьшается, следовательно, уменьшается и высота h слоя руды, проваливающегося при каждом отходе качающейся щеки от неподвижной. Так как, согласно формуле 23, высота призмы h обратно $:: k^2$, а число проваливающихся призм в единицу времени прямо $::$ первой степени k , то отсюда следует, что при увеличении угловой скорости вала выше величины, даваемой формулой 25, производительность дробилки упадет. Поэтому число полных размахов щеки k во всяком случае не должно превышать величины, даваемой формулой 25.

С другой стороны, при уменьшении угловой скорости вала, очевидно, уменьшится дробящий эффект машины, как прямо $::$ числу нажатий щекового рычага в единицу времени. Поэтому скорость, определяемую формулой 25, можно назвать наивыгоднейшей, так как она дает наибольшую производительность при наибольшем дробящем эффекте машины, без чрезмерного расхода мощности.

В действительности, имея в виду сделанные упрощения и нежелательность увеличения скорости выше даваемой формулой 25, в виду увеличения расхода энергии, для наивыгоднейшей угловой скорости вала щековой дробилки можно принять величину, на 5—10% меньшую той, которая получается по формуле 25.

Пример № 5.

При ходе щеки у выпускного отверстия, равном $s = 2$ см., получаем по формуле 25 для дробилки с шарнирно-рычажным механизмом, на основании формулы 26:

$$n = k = \frac{400}{\sqrt{s}} = \frac{400}{\sqrt{2}} = 280 \text{ обор./мин.}$$

Для роликовой дробилки с овальным кулаком, дающим два размаха щеки при одном обороте вала, получили бы на основании формулы 27:

$$n = \frac{k}{2} = \frac{1}{2} \frac{400}{\sqrt{2}} = 140 \text{ обор./мин.}$$

При ходе $s = 0,6$ см. получили бы соответственно:

$$n = k = \frac{400}{\sqrt{0,6}} = 515 \text{ обор./мин.}$$

Полученные результаты вполне соответствуют данным практики: при размахе щеки в 2 см. ($\frac{3}{4}$ ") обычно берут $n = 250-300$ обор./мин., а в дробилках малых размеров, при $s = 0,6$ см. ($\frac{1}{4}$ ") — доходят до $n = 500$ обор./мин.

10. Определение производительности щековой дробилки.

Основными данными, характеризующими всякую дробильную машину, служат: 1) размер поступающих в дробление кусков D , 2) размер конечного продукта дробления d , 3) производительность машины в тоннах в час (t/h) Q_r .

В виду неправильностей в форме и размерах отдельных кусков дробимой породы, будем в дальнейшем принимать, для большей простоты и определенности выводов, что в дробление поступают шары заданного диаметра D , а конечный продукт получается тоже в виде шаров заданного диаметра d , так что степень измельчения:

$$i = \frac{D}{d} \quad (4).$$

Примем наибольшую ширину выпускного отверстия равной диаметру конечного продукта, т.-е.

$$e + s = d \quad (28),$$

хотя на практике, как выше указано, большею частью принимают $e = d$.

Длина выпускного отверстия b равна длине впускного отверстия b , измеряемой \perp к плоскости чертежа (фиг. 9).

Для определения производительности щековой дробилки заметим, что, при правильно выбранной угловой скорости вала, согласно формуле 25, при каждом отходе качающейся щеки вправо чрез выпускную щель может провалиться призма длиной b , площадь сечения которой определяется формулами 20 и 21:

$$F = \frac{2e+s}{2} h = \frac{2e+s}{2} \cdot \frac{s}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{d+e}{2} \cdot \frac{s}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (29),$$

на основании формулы 28.

Объем призмы, очевидно,

$$V = F \cdot b = \frac{d+e}{2} \cdot \frac{b \cdot s}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (30),$$

а вес ее в кгр.:

$$G = \gamma \cdot V = \frac{d+e}{2} \cdot \frac{\gamma \cdot b \cdot s}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (31),$$

где γ — удельный вес породы в клг. см.³.

Очевидно, при k качаниях щеки в минуту производительность дробилки в t/h будет:

$$Q_t = \mu \frac{G \cdot k \cdot 60}{1000} = \frac{0,03 \mu \cdot \gamma \cdot k \cdot b \cdot s (d+e)}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (32),$$

где μ — коэффициент разрыхления, вводимый для надежности расчета и равный в среднем:

$$\mu = 0,5 - 0,7 \quad (33).$$

Если приближенно принять в формуле 32:

$$d+e = 2d \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \alpha = 0,4,$$

то получим упрощенную формулу для производительности щековой дробилки в t/h :

$$Q_t = 0,03 \frac{\mu \cdot \gamma \cdot k \cdot b \cdot s \cdot 2d}{0,4} = \underline{0,15 \mu \cdot \gamma \cdot k \cdot b \cdot d \cdot s} \quad (34).$$

Здесь число полных качаний щеки в одну минуту $k = n$ (26) или $k = 2n$ (27), в зависимости от механизма дробилки.

Для больших степеней измельчения коэффициент разрыхления μ следует выбирать поменьше, точно так же как и для дробилки Доджа, имеющей малый размах щеки у выпускного отверстия, легко загромождаемого мелкими кусками. Точная величина μ может быть установлена только опытом.

Таким образом, по заданным величинам Q_t , γ , d , выбрав из конструктивных соображений s и μ , определяем по формуле 25 наивыгоднейшее k , после чего по ф-ле 34 находим длину щеки b (см. § 15).

Из формулы 34 ясно усматривается, что производительность щековой дробилки прямо пропорциональна поперечнику конечного продукта d , другими словами — обратно :: степени измельчения.

$$i = \frac{D}{d}$$

Вывод этот вполне подтверждается практикой. Так, проф. Герсам при своих опытах нашел для дробилки Доджа:

Т А Б Л И Ц А 2

d	0,24 "	0,49 "	0,74 "	0,99 "
Q_t	0,507	0,809	1,086	1,630

Эти опытные данные хорошо совпадают с вычисленными по формуле 34 при коэффициенте разрыхления $\mu = 0,6 - 0,7$.

Проф. Житкевич¹⁾ приводит следующие данные для камнедробилки Блека при 10 часах работы:

Т А Б Л И Ц А 3

d	2,5"	2"	1,5"	1"
$Q_{\text{куб. саж.}}$	7,4	6,2	4,9	3,2

Прямая пропорциональность между Q и d и здесь обнаруживается с достаточностью ясностью.

По Трескотту²⁾ производительность щековой дробилки можно в среднем принять около 0,1 тонны в час на 1 кв. дм. ($\approx 6,5$ кв. см.) площади впускного отверстия.

11. Расход энергии в щековой дробилке.

Для определения работы щековой дробилки заметим, что щековой рычаг может захватить или b/D шаров диаметром D у впускной щели, или же b/d шаров диаметром d — у выпускной. В первом случае расход работы на дробление при одном размахе щекового рычага будет, на основании формулы 8:

$$A_1 = \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{6} \cdot \frac{b}{D} = \frac{\pi \cdot \sigma^2 \cdot b \cdot D^2}{12E} \quad (35),$$

а во втором

$$A_2 = \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot \frac{b}{d} = \frac{\pi \cdot \sigma^2 \cdot b \cdot d^2}{12E} \quad (35),$$

откуда следует, что первый случай более неблагоприятен, так как требует расхода энергии в $\left(\frac{D}{d}\right)^2$ раз более, чем второй. Заметим, что предположение о загрузке полной рабочей поверхности щеки отпадает, вследствие неправильной формы и разных размеров кусков дробимой породы, как несоответствующее действительности.

Поэтому в основу расчета и следует положить первый случай — раздробление b/D шаров диаметром D . Так как в действительности b/D шаров диаметром D во впускной щели раздробляется до b/d ша-

¹⁾ Н. А. Житкевич. Бетон и бетонные работы. СПб., 1912.

²⁾ S. J. Truscott. A text-book of ore dressing. London, 1923.

ров диаметром d в выпускной щели, то подвергающийся фактическому раздроблению объем руды можно приближенно принять равным:

$$V \approx \frac{b}{D} \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{6} - \frac{b}{d} \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{6} = \frac{\pi \cdot b}{6} (D^2 - d^2) \quad (36).$$

Следовательно, наибольший расход работы в клг. см. при одном полном размахе щеки (туда и назад) равен:

$$A_{\max} = \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \frac{\pi \cdot b}{6} (D^2 - d^2) = \frac{\sigma^2 \cdot b (D^2 - d^2)}{3,8 E} \quad (37).$$

Если щека делает k полных (двойных) размахов в минуту, то действительный расход мощности на валу дробилки в л. с. (по 75 клг. м./сек.) будет, очевидно:

$$N = \frac{k \cdot A_{\max}}{100 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{\sigma^2 \cdot b (D^2 - d^2) k}{3,8 E \cdot 100 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{k \cdot \sigma^2 \cdot b (D^2 - d^2)}{1\,720\,000 E} \quad (38),$$

где σ и E — в кгр./см.², A_{\max} — в клг. см., b , D и d — в см.

Так как вся расходуемая машиной работа должна доставляться ей от внешнего источника энергии, то формула 38 определяет ту мощность, которая должна быть доставлена дробилке чрез трансмиссию от двигателя.

Принимая по прежнему (см. пример № 4), что дроблению подлежит твердая руда, при $\sigma = 1500$ кгр./см.² и $E = 450\,000$ кгр./см.², так что удельная работа раздробления $A_1 = 2,5$ клг. см. (15), находим по формуле 37:

$$A_{\max} = \frac{1500^2 \cdot b (D^2 - d^2)}{3,8 \cdot 450\,000} = 1,3 b (D^2 - d^2) \quad (39).$$

Расход мощности на валу дробилки, при сейчас указанных величинах σ и E , по формуле 38:

$$N = \frac{1500^2 \cdot k \cdot b (D^2 - d^2)}{1\,720\,000 \cdot 450\,000} = \frac{k \cdot b (D^2 - d^2)}{344\,000} \quad (40).$$

Из вышеизложенного ясно, что фактически раздробление производится лишь при приближении подвижной щеки к неподвижной, на рабочем ходу; при отходе же щеки, на холостом ходу, расход работы равен нулю, если пренебречь незначительным трением частей. Отсюда следует, что в течение холостого хода работа двигателя расходуется лишь на увеличение кинетической энергии маховика, так что скорость последнего возрастает от ω_{\min} до ω_{\max} ; на рабочем же ходу работа раздробления совершается как за счет непрерывного притока энергии от двигателя, так и за счет кинетической энергии маховика, при падении угловой скорости последнего.

Продолжительность t_1 холостого хода щеки равна, очевидно, продолжительности рабочего хода t_2 ; при k полных размахах щеки в минуту получаем:

$$t_1 = t_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{60}{k} = \frac{30}{k} \quad (41).$$

Применяя известные уравнения движения машины, можем написать следующие очевидные уравнения работ для щековой дробилки: для холостого хода щеки:

$$75 N \cdot t_1 = 0 + I \cdot \omega^2 \cdot \delta \quad (42),$$

или, на основании формулы 41,

$$75 N \frac{30}{k} = \frac{2250 N}{k} = I \cdot \omega^2 \cdot \delta \quad (42);$$

для рабочего хода щеки:

$$\frac{A_{\max}}{100} = 75 N \cdot t_2 + I \cdot \omega^2 \cdot \delta \quad (43)$$

или, на основании формул 41 и 42,

$$\frac{A_{\max}}{100} = \frac{2250 N}{k} + I \cdot \omega^2 \cdot \delta = \frac{4500 N}{k} \quad (44).$$

Здесь N — мощность непрерывно работающего двигателя, I — момент инерции маховика (в клг. м. сек.²), δ — степень неравномерности маховика, равная

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega} \quad (45);$$

наконец, ω — средняя угловая скорость маховика, равная

$$\omega = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (46).$$

Из формулы 44 легко найти необходимую мощность двигателя N , для чего следует лишь применить формулу 37:

$$N = \frac{k \cdot A_{\max}}{450\,000} = \frac{k \cdot \omega^2 \cdot b (D^2 - d^2)}{1\,720\,000 E} \quad (38),$$

совершенно аналогично предыдущему.

При расчете очень больших щековых дробилок, примерно при

$$b \geq 1 \text{ м.} \quad (47),$$

можно принять, что раздроблению подвергается лишь один шар диаметром

$$D = \frac{b}{2} < a \quad (48).$$

При этом, как показывает сравнение вычислений по формуле 40 с данными практики, получается достаточно близкое совпадение результатов.

Для обычных же случаев практики, при среднем дроблении, при котором, главным образом, и применяются щековые дробилки,

формула 40 дает весьма близкие к истине результаты. Разумеется, вполне точная величина расхода мощности в каждом конкретном случае может быть определена лишь опытом, так как она зависит от ряда обстоятельств, в особенности от степени измельчения, сильно повышаясь с увеличением последней.

Поэтому формулу 40 следует рассматривать лишь, как большее или меньшее приближение к истине при *нормальной* работе щековой дробилки; при уменьшении производительности пропорционально уменьшается и расход мощности. Формула 38 несколько сложнее, но нагляднее, так как в нее в явной форме входят разрушающее напряжение σ и модуль упругости E , целиком зависящие от рода дробимого материала. Заметим, что в большинстве случаев это напряжение колеблется от 40 до 1500 клг. см.².

В среднем для руд производительность щековой дробилки можно принимать около 1 тонны в час на 1 л. с., с понижением до 0,5 *t/h* — при малых размерах и с повышением до 2 *t/h* — при больших размерах. Для камнедробилок можно в среднем принять производительность в куб. м. в 1 час на 1 л. с. мощности:

при камнях средней твердости (известняк) . . . 0,4 — 0,8 м.³,
 „ „ „ „ „ „ (гранит) . . . 0,3 — 0,5 м.³.

12. Определение характеристики маховика.

Выше было уже указано, что в щековой дробилке работа раздробления совершается как за счет внешней работы, непрерывно доставляемой от двигателя, так и за счет кинетической энергии маховика, согласно формуле 43.

Из сравнения формул 42 и 44 следует, что ровно половина работы дробления совершается двигателем непосредственно, другая же половина работы совершается за счет кинетической энергии маховика, при падении угловой скорости последнего от ω_{\max} до ω_{\min} .

Действительно, работа маховика равна:

$$A = I \cdot \omega^2 \cdot \delta = \frac{2250 N}{k} = \frac{1}{2} \frac{A_{\max}}{100} \quad (49).$$

Вместо момента инерции маховика I , в технический расчет удобнее ввести характеристику $G \cdot D^2$ в клг. м.²; как известно ¹⁾,

$$G \cdot D^2 = 4g \cdot I \quad (50),$$

откуда, на основании формул 46 и 49,

$$G \cdot D^2 = 4g \cdot I = \frac{4g \cdot 2250 N}{k \cdot \omega^2 \cdot \delta} = \frac{4g \cdot 2250 N \cdot 30^2}{k \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta} = \frac{8100000 N}{k \cdot n^2 \cdot \delta} \quad (51).$$

¹⁾ Л. Б. Левенсон. Общая теория машин. Гостехиздат, 1923.

Здесь число полных размахов щеки в минуту $k = n$ (26) или $k = 2n$ (27), в зависимости от механизма дробилки.

Из той же формулы 49, на основании формул 37 и 46, получаем:

$$G \cdot D^2 = 4g \cdot I = \frac{4g \cdot A_{\max}}{2 \cdot 100 \cdot \omega^2 \cdot \delta} = \frac{4g \cdot \sigma^2 \cdot b (D^2 - d^2) 30^2}{2 \cdot 100 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta \cdot 3,8E} = \frac{4,7 \sigma^2 \cdot b (D^2 - d^2)}{n^2 \cdot \delta \cdot E} \quad (52).$$

Если принять по прежнему $\sigma = 1500$ клг. см.² и $\varepsilon = 450000$ клг. см.², то получим из формулы 52:

$$G \cdot D^2 = \frac{4,7 \cdot 1500^2 \cdot b (D^2 - d^2)}{450000 n^2 \cdot \delta} = \frac{24 b (D^2 - d^2)}{n^2 \cdot \delta} \quad (53).$$

Зная основные размеры щековой дробилки, можно по этой простой формуле вычислить необходимую характеристику маховика, если задаться степенью неравномерности δ . Последнюю для щековых дробилок можно принять в пределах:

$$\delta = 0,05 - 0,10 - 0,15 \quad (54).$$

Тот же самый результат получается по готовой формуле:

$$G \cdot D^2 = \frac{3600 A}{n^2 \cdot \delta} \quad (55),$$

где избыточная работа A в клг. м., поглощаемая или отдаваемая маховиком, равна по формулам 49 и 37:

$$A = \frac{1}{2} \frac{A_{\max}}{100} = \frac{\sigma^2 \cdot b (D^2 - d^2)}{760 E} \quad (56),$$

так что

$$G \cdot D^2 = \frac{3600 \sigma^2 \cdot b (D^2 - d^2)}{n^2 \cdot \delta \cdot 760 E} = \frac{4,7 \sigma^2 \cdot b (D^2 - d^2)}{E \cdot n^2 \cdot \delta} \quad (52),$$

как и прежде.

Заметим, что по английским данным для машин с ударным действием, как, например, для дыропробивных прессов, для ножниц и т. п., в маховике следует иметь запас кинетической энергии, равный полному расходу работы за два рабочих хода машины ¹⁾. Следовательно, согласно сейчас указанному правилу должно быть:

$$\frac{1}{2} I \cdot \omega^2 = \frac{2 A_{\max}}{100} \quad (57).$$

Нетрудно видеть, что это правило приводит к формуле 53, при степени неравномерности $\delta = 0,128$. Действительно, на основании формул 39 и 57, получаем:

$$\frac{1}{2} I \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{G \cdot D^2 (\pi \cdot n)^2}{4g} = \frac{2 \cdot 1,3 b (D^2 - d^2)}{100},$$

¹⁾ J. Goodman. Mechanics applied to engineering. London, 1919.

откуда

$$G \cdot D^2 = \frac{187 b (D^2 - d^2)}{n^2} \quad (58).$$

Формула 58 в точности совпадает с формулой 53 при $\delta = 0,128$, так как $24 = 0,128 \cdot 187$.

13. Определение усилий в частях механизма.

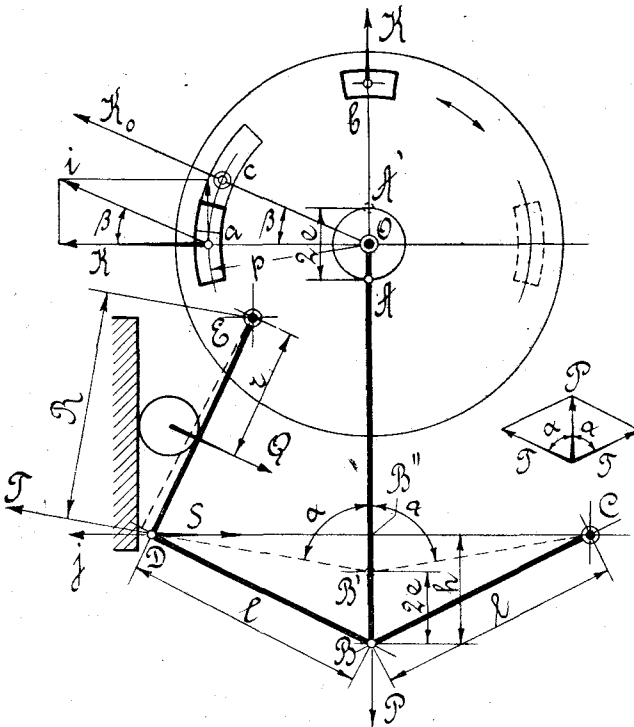
Зная наибольшую работу раздробления A_{\max} (см. формулу 37), нетрудно определить и наибольшую силу Q нажатия щеки на руду.

Если ход щеки в месте нажатия ее на руду равен s см., то, принимая во внимание, что деформация руды, а, следовательно, и сила нажатия, возрастает постепенно и равномерно от нуля до максимума, можем написать:

$$A_{\max} = \frac{0 + Q}{2} s,$$

откуда наибольшая сила нажатия щеки на руду, на основании формулы 39:

$$Q = \frac{2 A_{\max}}{s} = \frac{2,6 b (D^2 - d^2)}{s} \quad (59).$$



Фиг. 10.

Зная силу нажатия Q , без труда находим усилия в частях механизма по общеизвестным правилам. Для дробилки с шарнирно-рычажным механизмом можно пользоваться безразлично аналитическим или графическим методом, для дробилки же с кулачным механизмом аналитический метод проще (см. § 15).

Для дробилки Блека с коленчатым механизмом (фиг. 10) получаем аналитически:

усилие T по нажимной плите $B'D$:

$$T = Q \frac{r}{R} \quad (60).$$

Далее, обозначая через h наибольшую

стрелу рычажного механизма CBD , через e — эксцентриситет эксцентрика OA , так что наименьшая стрела механизма равна $B''B' = h - 2e$, получаем:

$$T = P \frac{l}{2(h - 2e)} = \frac{P}{2 \cos \alpha} \quad (61).$$

Для разных углов α получаем по формуле 61 для усилия T по нажимной плите $B'D$ при усилии по шатуну $P = 100$ кгр:

ТАБЛИЦА 4

α	60°	65°	70°	75°	80°	82°	84°	86°	88°	90°
T	100	118	146	193	287	360	476	718	1 435	∞

Отсюда видно, что коленчатый механизм особенно выгоден при угле α больше 80°; при $\alpha = 90^\circ$ усилие по нажимной плите получается теоретически бесконечно большим.

Графически находим все усилия для коленчатого механизма, как показано на фиг 11. Давление Q от раздробляемого тела, действующее нормально к рабочей поверхности щеки, разлагаем по направлениям T нажимной плиты D и реакции R опорной цапфы E ; направление реакции R определяется тем, что она проходит чрез точку 1 пересечения направлений усилий T и $Q = 1-2$ и чрез центр цапфы E . Затем давление $T = 1-3$ по нажимной плите D разлагаем по направлениям $S = 3-4$ по второй нажимной плите F и по направлению $P = 1-4$ усилия по шатуну G . Последнее должно проходить чрез центр эксцентрика A и чрез точку 5 пересечения направлений усилий T и S . На фиг. 11 линия $3-4 \parallel bb$ и $1-4 \parallel A-5$.

При графическом расчете нетрудно принять во внимание трение в частях механизма, для чего следует лишь провести направления усилий T' , P' , R' и S' не чрез центры цапф, как показано на фиг. 11 сплошными линиями, а по направлению касательных к соответственным кругам трения a , b , E и A , как показано пунктиром. Направление проводимых касательных определяется тем, что действующая сила должна развивать вокруг центра цапфы статический момент, достаточный для преодоления момента силы трения при относительном вращении звена вокруг своей цапфы.

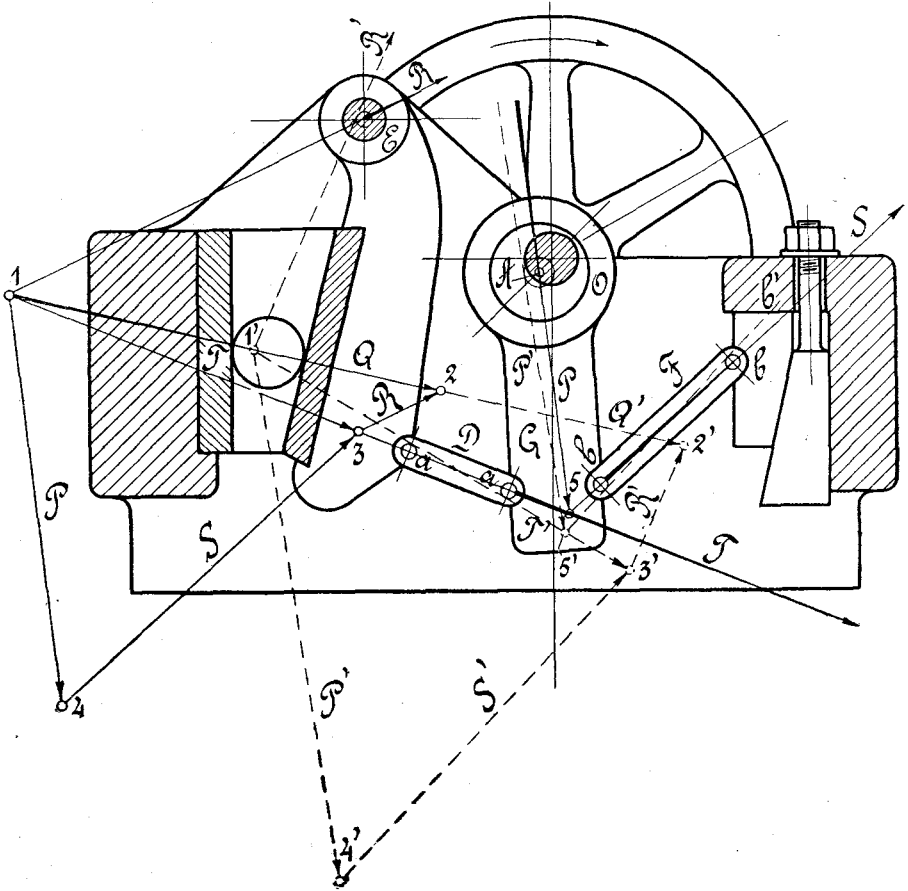
На фиг. 11 все обозначения для этого случая оставлены прежними, но с добавлением значка прим. Усилие по шатуну $P' = 1'-4'$ пройдет чрез точку 5' пересечения усилий $T' = 1'-3'$ и $S' = 3'-4'$; давление на цапфу E равно $R' = 3'-2'$, усилие $Q' = 1'-2' = Q$.

Беря отношение усилий по шатуну P и P' , легко находим коэффициент полезного действия механизма в данном его положении:

$$\eta = \frac{P}{P'} \quad (62).$$

На чертеже (фиг. 11) для ясности построений круги трения нарочно взяты весьма большими; измеряя непосредственно в мм. векторы $P=1-4$ и $P'=1'-4'$, находим коэффициент полезного действия:

$$\eta = \frac{P}{P'} = \frac{110}{144} = 0,77.$$



Фиг. 11.

В технических расчетах трением обыкновенно пренебрегают если желают принять его во внимание, то радиус круга трения берут равным от 0,1 до 0,15 радиуса соответственной цапфы или закругления.

Заметим, что в действительности не вся работа раздробления руды совершается спокойным нажатием щеки Q , как мы принимаем для надежности расчета: часть работы разрушения совершается уда-

ром, за счет уменьшения кинетической энергии качающихся масс машины, обладающих известной скоростью в момент удара щеки о руду, так как существование неизбежных зазоров в движущихся частях и их упругие деформации допускают в момент удара некоторое резкое падение скорости, не вызываемое кинематическими соотношениями звеньев механизма. Это обстоятельство способствует уменьшению действительных напряжений в частях движущего механизма щековой дробилки.

14. Уравновешение качающихся масс дробилки.

Выше было уже указано, что одним из крупнейших недостатков щековой дробилки является ее беспокойная работа, вызывающая сотрясения и даже раскачивания здания обогатительной фабрики, в особенности, если щековая дробилка крупных размеров установлена в верхнем этаже здания. Первым удачно разрешил эту проблему уравновешения американский профессор Гуд ¹⁾; мы здесь рассмотрим общий метод расчета, воспользовавшись для численного примера данными проф. Гуда.

Для того, чтобы выяснить вопрос, может ли качающаяся щека дробилки быть уравновешенной простейшим способом, т.е. вращающимся противовесом, необходимо знать закон ее движения, вернее — кривую сил инерции, вполне совпадающую с кривой ускорений.

Рассматривая схему щековой дробилки (фиг. 12), замечаем, что при обычных на практике соотношениях размеров механизма, направление шатуна AB и рычагов BC и BD остается почти неизменным, а траекторию точки D , при малой величине размаха s по сравнению с длиной рычага ED , можно считать прямой, в данном случае — горизонтальной. На фиг. 12 слева вычерчена в масштабе схема механизма дробилки Fagell, размерами $36" \times 24"$ (915×610 мм.), ясно подтверждающая сейчас сказанное.

Это дает возможность построить весьма простую картину скоростей механизма (фиг. 12 справа); вследствие неизменного направления звена BC скорость точки B проектируется всегда отрезком прямой $aa \perp BC$, отмеряемым от полюса p картины, а скорость точки D — отрезком горизонтальной прямой $0-12 \perp ED$.

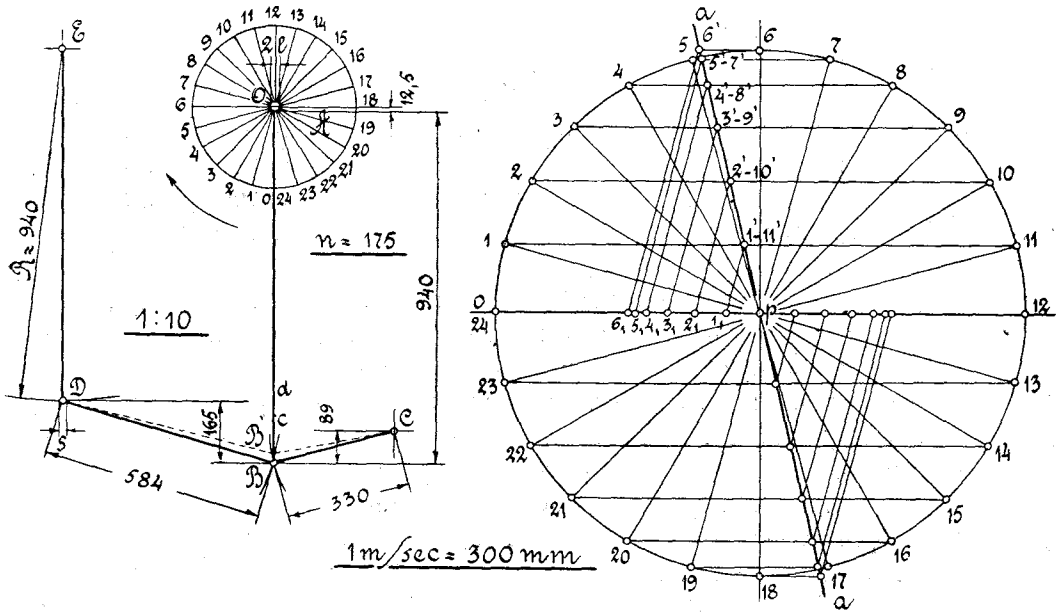
Самое построение картины скоростей основано на известной теореме: картина скоростей подобна механизму и повернута на 90° в сторону движения. Поэтому векторы $p-0=p-1=p-2\dots$ дают

¹⁾ О. Р. Hood. Balancing a rock crusher. American Machinist, Dec. 12, 1908. — См. также: F. A. Halsey. Handbook for machine designers. New-York, 1916.

постоянную скорость v центра эксцентрика A , вычисленную по известной формуле:

$$v = \frac{2\pi \cdot e \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot e \cdot n}{30} \quad (63),$$

где e — эксцентриситет OA , n — число оборотов вала O в минуту. Скорость точки B выражается векторами $0, p-1', p-2' \dots$, измеряемыми на прямой aa , при чем линии $1-1', 2-2' \dots$ перпендикулярны к направлению шатуна AB , т.е. горизонтальны. Скорости точки D изображаются векторами $0, p-1_1, p-2_1 \dots$, при чем линии $1'-1_1, 2'-2_1 \dots$ перпендикулярны к направлению звена BD .



Фиг. 12.

Определив по картине скоростей скорости точки D , строим (фиг. 13) кривую скоростей $0-a-12$, отнесенную к оси времен $0-12$, для одного качания щеки, напр., справа налево. Кривую ускорений bcd строим или по тангенсам, на основании известной формулы

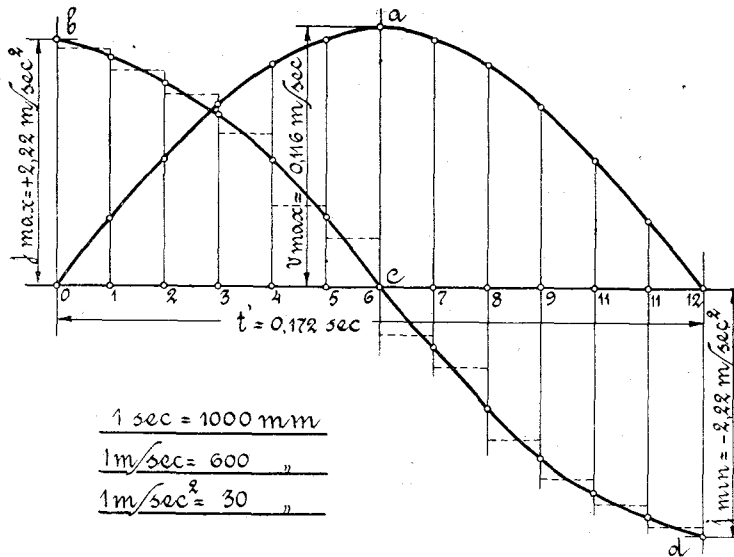
$$j = \frac{dv}{dt} \quad (64),$$

или же проще — аналитически, как показано ниже.

Эта же кривая ускорений bcd является одновременно и кривой сил инерции качающейся щеки. По чертежу (фиг. 13) сразу видно, что она имеет характер синусоиды, следовательно, аналогична кривой сил инерции возвратно поступательно движущихся масс кривошипно-

шатунного механизма, почему и может быть уравновешена вращающимся противовесом. Положение *a* последнего в маховике дробилки определяется тем, что его центробежная сила *K* (фиг. 10) должна быть всегда прямо противоположна силе инерции *S* качающейся щеки. Сила инерции, как известно, всегда направлена против ускорения. Следовательно, при крайнем правом положении качающейся щеки противовес должен быть слева от вала *O*, как показано на фиг. 10 сплошными линиями, а при крайнем левом положении щеки — справа от вала *O*, как показано пунктиром.

Если маховик имеет еще противовес *b* для уравновешения силы инерции шатуна *AB*, расположенный под углом в 180° к эксцентрисис-



Фиг. 13.

тету *OA*, то оба противовеса *a* и *b* можно соединить в один противовес *c*, как показано на фиг. 10 тонкими линиями.

Отсюда следует, что простым смещением противовеса и приданием ему достаточной величины можно уравновесить не только шатун, как это всегда и делается, но и качающуюся щеку, как это почти никогда не делается.

Пример № 6.

Щековая дробилка размерами 915×610 мм. (фиг. 12) имеет эксцентриситет $OA = e = 12,5$ мм., вал *O* делает $n = 175$ обор./мин. Качающаяся щека *ED* весит 8 тонн, шатун *AB* — 3 т. Рассчитаем противовесы для уравновешения качающихся масс.

Скорость v_A центра эксцентрика A равна по формуле 63:

$$v_A = \frac{\pi \cdot e \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 0,0125 \cdot 175}{30} = 0,23 \text{ м./сек.}$$

Выбрав масштаб скоростей: 1 м./сек. = 300 мм. ¹⁾, строим картину скоростей механизма (фиг. 12 справа), а затем кривую скоростей $0-a-12$ (фиг. 13), выбрав для последней масштаб: 1 м./сек. = 600 мм. Скорости точки D получаются из картины скоростей равными:

Т А Б Л И Ц А 5

Точка	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$v_{м./сек.}$	0	0,03	0,057	0,081	0,1	0,11	0,116	0,11	0,1	0,081	0,057	0,03	0
$j_{м./сек.^2}$	2,14	1,93	1,72	1,36	0,72	0,43	0	-0,43	-0,72	-1,36	-1,72	-1,93	-2,14

Так как время одного оборота вала равно:

$$t = \frac{60}{n} = \frac{60}{175} = 0,343 \text{ сек.},$$

то время одного качания щеки:

$$t' = \frac{t}{2} = \frac{0,343}{2} = 0,172 \text{ сек.}$$

При 24 делениях окружности или 12 полуокружности, интервал между каждым положением механизма равен, очевидно,

$$t_0 = \frac{1}{12} t' = \frac{0,172}{12} = 0,014 \text{ сек.}$$

Принимая в течение этого весьма малого интервала времени движение равномерно-переменным, т.-е. совершающимся при постоянном ускорении, получаем для средней величины этого ускорения:

$$j_1 = \frac{v_1 - v_0}{t_0} = \frac{0,03 - 0}{0,014} = 2,14 \text{ м./сек.}^2,$$

$$j_2 = \frac{v_2 - v_1}{t_0} = \frac{0,057 - 0,03}{0,014} = 1,93 \text{ м./сек.}^2 \text{ и т. д.}$$

Наметив полученные средние (фиктивные) величины ускорений пунктиром (фиг. 13), проводим плавную кривую ускорений bcd , дающую истинные ускорения точки D . Из чертежа находим:

$$j_{\max} = 0 - b = 12 - d = \pm 2,22 \text{ м./сек.}^2$$

Из конструктивного чертежа щеки ED легко найти, что радиус инерции ее равен $R_0 = 1115$ мм. Наибольшее линейное ускорение j_0 приведенной массы щеки будет поэтому:

¹⁾ Везде даны масштабы чертежей оригиналов; клише для печати уменьшены.

$$j_0 = j_{\max} \frac{R_0}{R} = 2,22 \frac{1115}{940} = 2,64 \text{ м./сек.}^2,$$

а наибольшая сила инерции качающейся щеки весом $8t$ будет:

$$S_0 = m \cdot j_0 = \frac{G}{g} j_0 = \frac{8000}{9,81} 2,64 = 2150 \text{ клг.}$$

Если выберем центр тяжести противовеса a (фиг. 10) на расстоянии $p = 600$ мм. от центра вала O , то вес противовеса определится по известной формуле:

$$K = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v_a^2}{p} = S_0 \quad (65),$$

где скорость центра тяжести противовеса по формуле 63:

$$v_a = \frac{\pi \cdot p \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 0,6 \cdot 175}{30} = 11 \text{ м./сек.}$$

Отсюда

$$K = S_0 = 2150 = \frac{G_a \cdot 11^2}{9,81 \cdot 0,6},$$

и требуемый вес противовеса $G_a = 105$ клг.

Удобнее всего поместить в каждый из двух маховиков по

$$\frac{1}{2} G_a = \frac{105}{2} = 52,5 \text{ клг.}$$

Противовес для уравновешения вертикальной силы инерции шатуна определится по аналогичной формуле:

$$K' = \frac{G_b \cdot v_b^2}{g \cdot p} = \frac{G_A \cdot v_A^2}{g \cdot e} \quad (66),$$

где $v_A = 0,23$ м./сек., а расстояние центра тяжести противовеса b до оси вала O по-прежнему $p = 0,6$ м., так что $v_a = v_b = 11$ м./сек. Имеем:

$$\frac{G_b \cdot 11^2}{0,6} = \frac{3000 \cdot 0,23^2}{0,0125} \text{ и } G_b = 63 \text{ клг.,}$$

так что противовес в каждом из двух маховиков должен быть весом:

$$\frac{1}{2} G_b = \frac{63}{2} = 31,5 \text{ клг.}$$

Отсюда видно, что *уравновешение горизонтальной силы инерции качающейся щеки отнюдь не менее важно, чем уравновешение вертикальной силы инерции шатуна.*

Следует заметить, что противовес a , целиком уравновешивающий горизонтальную силу инерции качающейся щеки, вызовет своей центробежной силой

$$K = \frac{G_a \cdot v_a^2}{g \cdot p} \quad (66)$$

соответственные колебания фундамента дробилки в вертикальном направлении (при повороте кривошипа OA на 90°), поэтому лучше

уравновешивать качающиеся массы, как и поступательно движущиеся, не полностью, а лишь частично, примерно—от $1/2$ до $2/3$.

Проф. Гуд указывает, что три дробилки взятых размеров, установленные в солидном железном здании фабрики, на высоте 16 м. над почвой, вызвали раскачивания здания на $0,22'' = 5,5$ мм.; после же уравновешения щек раскачивания здания уменьшились до $0,03'' = 0,8$ мм., т.-е. до почти незаметной величины.

Заметим, что если щека делает два качания при одном обороте главного вала, то для уравновешения ее вращающимся противовесом пришлось бы поставить второй, вспомогательный вал, вращающийся вдвое быстрее главного. Разумеется, такое усложнение всей установки крайне нежелательно, почему роликовые дробилки, дающие два полных размаха щеки при одном обороте вала, следует признать, с точки зрения уравновешения качающихся масс, нерациональными.

15. Расчет частей роликовой дробилки.

Определение усилий, появляющихся в частях щековой дробилки с кулачным механизмом, проще всего произвести аналитически.

Для наглядности всего дальнейшего, воспользуемся численным примером, заимствованным из конструкторской практики автора в Институте Механобр. На фиг. 14 дана схема механизма, с показанием всех главных размеров, по существу аналогичная фиг. 5—10.

По условиям задания производительность дробилки должна быть $Q_t = 36$ т/ч; в дробление поступает руда в кусках не крупнее $D = 25$ см., а конечный продукт дробления должен иметь поперечник $d = 6,7$ см., так что степень измельчения

$$i = \frac{D}{d} = \frac{25}{6,7} = 3,75.$$

Очевидно, ширина впускного отверстия a должна быть во всяком случае больше D ; обычно берут:

$$a = D + (2 - 6 \text{ см.}) \quad (67),$$

поэтому примем $a = 25 + 5 = 30$ см. Выбрав угол $\alpha \approx 20^\circ$, определяем длину качающейся щеки, после чего набрасываем схему всего механизма (фиг. 14). Ход s щеки у выпускной щели принимаем равным $s = 1,6$ см.

Тогда по формуле 25 наивыгоднейшее число нажатий щеки в минуту:

$$k = \frac{400}{V_s} = \frac{400}{V_{1,6}} = 316;$$

уменьшая эту величину, согласно сказанному в § 9, примерно на 10% , принимаем окончательно $k = 0,9 \cdot 316 = 280$.

хотя чаще всего оно равно 2—2,5, почему полученная величина b вполне подходящая.

Если бы мы получили b/a чересчур большим, то это показало бы, что при данной производительности следует поставить две дробилки или же одну двойную дробилку, с добавочной станиной по середине.

Наибольшая работа раздробления по формуле 39:

$$A_{\max} = 1,3 b (D^2 - d^2) = 1,3 \cdot 66 (25^2 - 6,7^2) \approx 50\,000 \text{ клг. см.};$$

мощность двигателя по формуле 40:

$$N = \frac{k \cdot b (D^2 - d^2)}{344\,000} = \frac{280 \cdot 66 (25^2 - 6,7^2)}{344\,000} = 31 \text{ л. с.}$$

Размах щекового рычага в месте его нажатия на руду получается по чертежу равным (фиг. 14):

$$s' = s \frac{400}{1\,000} = 1,6 \frac{400}{1\,000} = 0,64 \text{ см.}$$

Поэтому наибольшее давление щеки на раздробляемые шары по формуле 59:

$$Q = \frac{2 A_{\max}}{s'} = \frac{2 \cdot 50\,000}{0,64} = 156\,000 \text{ клг.}$$

Следовательно, заднюю стенку дробилки H , а равно ее станины, надо рассчитать по этой силе $Q = 156\,000$ кгр.

Наибольшее давление Q' на нажимную плиту J получается по схеме равным:

$$Q' = Q \frac{400}{880} = 156\,000 \frac{400}{880} = 71\,000 \text{ клг.},$$

а наибольшее давление ролика C на кулак D :

$$Q'' = Q' \frac{220}{800} = 71\,000 \frac{220}{800} = 20\,000 \text{ клг.}$$

Ход h ролика C равен по схеме:

$$h = \frac{1,6 \cdot 880 \cdot 800}{1\,000 \cdot 220} \approx 5 \text{ см.}$$

Зная действующие на части механизма усилия, проектируем эти части по общим правилам и вычерчиваем их контуры на схеме механизма (фиг. 14). При этом одну из дешевых частей, напр., нажимную плиту J , рассчитываем с уменьшенным запасом прочности, чтобы она служила предохранительной частью для остального механизма.

При определении длины рабочей части кулака, измеряемой \perp к плоскости чертежа (фиг. 14), руководимся допускаемым давлением изнашивания на 1 пог. см. В рассчитываемой дробилке это допускаемое напряжение принято равным $p = 500$ клг. см., так что необходимая длина кулака D и ролика C :

$$L = \frac{Q''}{p} = \frac{20\,000}{500} = 40 \text{ см.};$$

из конструктивных соображений L увеличено до 41 см. (см. фиг. 15).

Как известно, при определении профиля кулака правильнее всего исходить из закона ускорений ролика. Если бы принять для ролика наиболее простой закон равномерного движения, при $v = \text{const.}$, то ускорение его в начале и конце каждого хода было бы теоретически бесконечно большим, согласно известной формуле:

$$j = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v - 0}{0} = \infty,$$

так как приращение скорости от нуля до v получается в этом случае сразу, при $\Delta t = 0$. Поэтому получились бы бесконечно большие силы инерции, т.-е. или разрушение машины, или, в лучшем случае — сильнейшие удары.

Простой закон ускорений по Морену:

$$\pm j = \text{const} \quad (69),$$

хотя и не дает бесконечно больших ускорений, но все же ведет к резким толчкам в начале, конце и середине каждого хода, когда ускорение моментально меняется от $+j$ до $-j$ и обратно.

Наоборот, наиболее плавный закон ускорений — по синусоиде — здесь представляется нерациональным, так как он приводит к полному уничтожению ударного действия, что, несомненно, нежелательно в щековой дробилке.

Поэтому останавливаемся окончательно на законе ускорений, среднем между Мореновским и синусоидальным, а именно — при соблюдении уравнения 69, имея в виду большие качающиеся массы щековой дробилки, вводим короткие *паузы* в начале и конце каждого хода щекового рычага ¹⁾. Такие паузы послужат не только к ослаблению толчков, свойственных кулаку Морена, но выгодны еще по следующей причине: как выше указано, деформации требуют некоторого времени для своего распространения, почему при наличии пауз деформации успеют распространиться вглубь раздробляемого материала, т.-е. эффект дробления увеличится.

Паузу достаточно взять равной $\infty^{1/2}$ времени одного хода ролика. При этом условия легко найти наибольшее ускорение центра ролика по известной формуле для пути при равномерно-ускоренном движении:

$$s' = \frac{1}{2} j \cdot t^2 \quad (70).$$

¹⁾ Подробный графический расчет такого кулака см. в книге: Л. Б. Левенсон. Кинематика механизмов. Гостехиздат, 1923.

Здесь путь ролика при $+j = \text{const.}$ равен, очевидно,

$$s' = \frac{1}{2} h = \frac{5}{2} = 2,5 \text{ см.},$$

а время одного хода ролика при подъеме его на величину h равно:

$$t_0 = \frac{1}{4} \frac{60}{n} = \frac{60}{4 \cdot 140} = 0,107 \text{ сек.}$$

Время фактического равномерно-ускоренного подъема ролика

$$t = \frac{1}{2} t_0 - t' = \frac{1}{2} t_0 - \frac{1}{12} t_0 = \frac{5}{12} t_0 = \frac{5}{12} \cdot 0,107 \text{ сек.}$$

где $t' = \frac{1}{12} t_0$ — продолжительность паузы.

Отсюда

$$s' = \frac{1}{2} j \cdot t^2 = 0,025 = \frac{1}{2} j \left(\frac{5}{12} \cdot 0,107 \right)^2$$

и наибольшее линейное ускорение центра ролика $j = 25,1 \text{ м./сек.}^2$

Наибольшая линейная скорость центра ролика

$$v_{\text{max}} = j \cdot t = 25,1 \cdot \frac{5}{12} \cdot 0,107 = 1,12 \text{ м./сек.}$$

Соответственно этому угловое ускорение роликового рычага B :

$$\varepsilon_2 = \frac{j}{R_2} = \frac{25,1}{0,8} = 31,4 \frac{1}{\text{сек.}^2},$$

а угловое ускорение щекового рычага A :

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 \frac{220}{880} = 31,4 \frac{220}{880} = 7,85 \frac{1}{\text{сек.}^2}.$$

При правильной работе машины все звенья ее должны быть кинематически замкнутыми, в частности ролик C всегда должен быть прижат к кулаку D , для чего и служит пружина E .

Для расчета пружины E (фиг. 14) необходимо определить статические моменты от углового ускорения и от сил тяжести.

Имея на схеме контуры рычагов (фиг. 14) и зная их толщину, измеряемую \perp к плоскости чертежа, а равно зная удельный вес материала, находим без труда их моменты инерции относительно оси подвеса, разделив весь контур на узкие части концентрическими дугами окружностей из той же точки. Момент инерции щекового рычага A относительно его оси качания O_1 найден таким путем равным $J_1 = 6\,500 \text{ клг. см. сек.}^2$; момент инерции роликового рычага B относительно его оси качания O_2 определен равным, включая массу ролика C и нажимной плиты J , — $J_2 = 2\,800 \text{ клг. см. сек.}^2$.

Теперь, по общеизвестным формулам, находим статический момент от углового ускорения щекового рычага A относительно его оси качания O_1 :

$$M'_1 = \varepsilon_1 \cdot J_1 = 7,85 \cdot 6\,500 = 51\,000 \text{ клг. см.}$$

Момент от силы тяжести этого рычага относительно той же точки O_1 находим проще всего графически, разбив контур щекового рычага на части, веса и центры тяжести которых легко определить, после чего алгебраическим суммированием отдельных моментов находим общий момент от силы тяжести щекового рычага:

$$M''_1 = \Sigma G \cdot l = 18\,000 \text{ клг. см.}$$

Так как этот момент действует по часовой стрелке и, следовательно, помогает пружине E (фиг. 14) прижимать ролик C к кулаку D , то для уравновешения пружиной остается лишь момент:

$$M_1 = M'_1 - M''_1 = 51\,000 - 18\,000 = 33\,000 \text{ клг. см.}$$

Для роликового рычага B момент от углового ускорения, согласно ранее найденным величинам ε_2 и J_2 , равен:

$$M'_2 = \varepsilon_2 \cdot J_2 = 31,4 \cdot 2\,800 = 88\,000 \text{ клг. см.}$$

относительно его оси качания O_2 . Момент от силы тяжести роликового рычага относительно той же точки O_2 , находимый по предыдущему, равен

$$M''_2 = \Sigma G \cdot l = 32\,000 \text{ клг. см.}$$

Этот последний момент действует против часовой стрелки, следовательно, помогает пружине прижимать ролик к кулаку. Поэтому для уравновешения пружиной остается момент относительно оси O_2 роликового рычага:

$$M_2^{\circ} = M'_2 - M''_2 = 88\,000 - 32\,000 = 56\,000 \text{ клг. см.}$$

Приводя этот момент M_2° к оси O_1 щекового рычага A , к которому подвешена пружина E (фиг. 14), получаем:

$$M_2 = M_2^{\circ} \frac{880}{220} = 56\,000 \frac{880}{220} = 224\,000 \text{ клг. см.}$$

Итак, полный статический момент от угловых ускорений качающихся масс и их сил тяжести относительно оси O_1 щекового рычага:

$$M = M_1 + M_2 = 33\,000 + 224\,000 = 257\,000 \text{ клг. см.}$$

Плечо натяжения R_0 пружины выбираем по конструктивным соображениям (фиг. 14) равным $R_0 = 116$ см., так что наибольшее натяжение пружины S должно быть, очевидно, равно:

$$S = \frac{M}{R_0} = \frac{257\,000}{116} \cong 2\,200 \text{ клг.}$$

Чтобы пружина не получилась слишком жесткой, что повлекло бы за собой частые поломки ее, берем число витков равным пяти. Если

назначить еще диаметр витка из конструктивных соображений, то этих данных вполне достаточно для расчета пружины.

Для определения характеристики маховика задаемся прежде всего степенью неравномерности δ по формуле 54: $\delta = 0,05$.

Теперь по формуле 53 находим характеристику маховика:

$$G \cdot D^2 = \frac{24 b (D^2 - d^2)}{n^2 \cdot \delta} = \frac{24 \cdot 66 (25^2 - 6,7^2)}{140^2 \cdot 0,05} = 940 \text{ клг. м.}^2$$

Выбрав диаметр средней окружности обода равным $D = 1,4$ м., находим необходимый вес его:

$$G = \frac{G \cdot D^2}{D^2} = \frac{940}{1,4^2} = 480 \text{ клг.}$$

Так как щековая дробилка снабжается двумя маховиками, для уменьшения скручивания вала при неравномерной загрузке машины, то вес обода каждого из них должен быть $480 : 2 = 240$ клг.

Окружная скорость на обode рассчитанного маховика равна:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 1,45 \cdot 140}{60} = 10,6 \text{ м./сек.},$$

что вполне подходит для ременной передачи; здесь 1,45 м. — наружный диаметр маховика.

Очевидно, при выбранной конструкции механизма направление вращения главного вала безразлично.

Над расчетом остальных частей дробилки не останавливаемся, так как он не включает в себе особых трудностей, а потому и не представляет специального интереса.

Конструктивный чертеж рассчитанный по выведенным здесь формулам дробилки, в исполнении Механобра, дан на фиг. 15. Для обеспечения правильного снашивания ролика и кулака при неравномерной загрузке машины, оба маховика взяты весом по 480 клг.

Theory of Crushing and its application to Jaw Crushers

by Prof. L. B. Levenson.

Comminution may be produced by the action of: 1) crushing, 2) cutting, 3) grinding, 4) impact.

All breakers may be divided into six classes: 1) jaw crushers, 2) gyratory crushers, 3) rolls, 4) mills, 5) ball mills, 6) impact crushers.

Both theories—of Rittinger and of Kick—are not entirely correct in all cases, but for the breakers of the crusher class, Kick's theory gives better results and supplies all the necessary data for design.

When pure crushing action is desired the working plane of the moving jaw should pass through the axis of oscillation, otherwise appears a grinding action. Pure crushing, which is obtained through plain oscillations of the jaw, is necessary for hard or brittle ores.

All jaw crushers may be divided in two types: 1) with link mechanism and 2) with cam mechanism. Of link mechanisms the most used one is the knuckle-joint, which is particularly efficient when the angle between levers exceeds 80° .

The right shape of the cam in 2-d type mechanism is determined by assuming the acceleration law $\pm j = \text{const.}$, according to Morin, but with short pauses at the beginning and end of each stroke.

Balancing of the oscillating jaw, easily attained by a simple counter-weight in the fly wheel, though rarely used, is more important than the usual balancing of the pitman.

Simplified velocity diagram is very convenient for complete investigation of the mechanism and for design of counter-weight and spring.

The most efficient speed of a jaw crusher shaft (in r. p. m.) is given by formula:

$$n = 665 \sqrt{\frac{tg^2}{s} \frac{400}{V_s}},$$

where s —stroke of the jaw (in cm) at the discharge end.

Capacity of a jaw crusher in t/h :

$$Q = 0,15 \mu \cdot \gamma \cdot k \cdot b \cdot d \cdot s,$$

where μ — coefficient of density, γ — specific gravity (in kg/cm^3), k — number of double oscillations per minute, b — length of the discharge end, d — size of the product (both in cm).

Energy consumption in H. P. is given by formula:

$$N = \frac{k \cdot b (D^2 - d^2)}{344\,000},$$

where D — size of the feed (in cm).

Gyrating moment (in $kg \cdot m^2$) of the fly wheel is given by formula:

$$G \cdot D^2 = \frac{24 b (D^2 - d^2)}{n^2 \cdot \delta},$$

where δ — coefficient of speed fluctuation; a good value of δ for jaw crushers:

$$\delta = 0,05 - 0,10.$$

СОДЕРЖАНИЕ.

Введение.

1. Общие сведения о дроблении и дробилках	137
2. Классификация дробильных машин	140
3. Теории Риттингера и Герсама	143
4. Теория Кика	147
5. Сравнение теорий Риттингера и Кика	148

Щековые дробилки.

6. Общие сведения о щековых дробилках	151
7. Конструктивные типы щековых дробилок	153
8. Расположение и форма щек	156
9. Определение наивыгоднейшей скорости вала	158
10. Определение производительности щековой дробилки	161
11. Расход энергии в щековой дробилке.	163
12. Определение характеристики маховика	166
13. Определение усилий в частях механизма	168
14. Уравновешение качающихся масс дробилки	171
15. Расчет частей роликовой дробилки	176
