

РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ В ПРИВОДАХ ГОРНЫХ МАШИН

Жбанов К. О., Мироманов И. Г.,

Научный руководитель канд. техн. наук Дьяконова В. Я.

Сибирский федеральный университет

Рычажные механизмы широко используют в приводах горных машин, в частности, в дробилках и инерционных конвейерах. Наибольшее применение на горных предприятиях получила щёковая дробилка (рис 1), для которой интенсивность дробления горных пород зависит от величины хода подвижной щеки. Из-за особенностей кинематики дробилки с простым движением щеки увеличение хода в нижней точке камеры дробления (рис 2) ведёт к соответствующему увеличению хода в других её точках, в том числе и в верхней. Зависимость оптимального хода в нижней зоне от ширины выходной щели определяется по формуле:

$$S_H = 8 + 0,261d,$$

где d - диаметр выходной щели, мм.

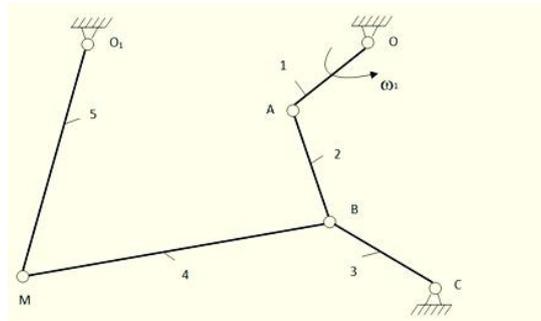


Рис. 1. Кинематическая схема щёковой дробилки:

1- кривошип; 2- шатун; 3- коромысло; 4-шатун; 5- коромысло- подвижная щека.

Положение высоты оси подвеса подвижной щеки (расстояние от точки подвеса до приёмного отверстия дробилки) можно оценить отношением:

$$K = \frac{H}{H_{общ}}$$

где H - высота точки подвеса, мм; $H_{общ}$ - общая высота подвижной щеки (рис 2).

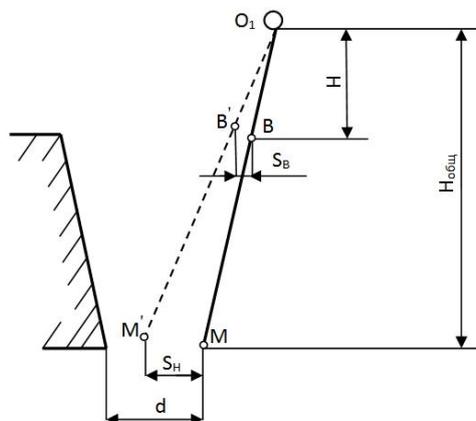


Рис. 2. Схема определения хода щеки в верхней зоне дробилки с простым движением щеки.

Длительная эксплуатация щёковых дробилок в горной отрасли показала, что оптимальная относительная высота $K = 0,37 \div 0,4$, а увеличение высоты подвеса выше 0,4 нецелесообразно, т.к при этом увеличивается высота и вес дробилки. В дробилке данной конструкции величина ходов в нижней S_H и верхней зоне S_B связаны соотношением:

$$\frac{S_B}{S_H} = \frac{H}{H_{общ}} = K \quad \text{или} \quad S_B = K S_H.$$

Следовательно, оптимальная величина хода в верхней зоне, выраженная через оптимальную величину хода в нижней зоне, $S_B^{opt} = (0,37 \div 0,4) S_H^{opt}$.

Одним из важнейших конструктивных параметров щёковой дробилки является угол захвата (угол между подвижной и неподвижной щекой). Эксплуатация щёковых дробилок на горных предприятиях показала, что угол захвата рекомендуется назначать в пределах $18^\circ - 19^\circ$, а чрезмерное увеличение угла захвата ухудшает условия дробления и увеличивает расход энергии.

Доведение параметров щёковых дробилок до рекомендуемых значительно повышает их технико-эксплуатационные характеристики.

На предприятиях горной отрасли для транспортировки горных пород используют инерционные конвейеры с постоянным давлением груза на дно желоба. Инерционный конвейер (рис. 3) конструктивно прост и позволяет при вращении кривошипа 4 получать разные по величине скорости прямого и обратного ходов желоба 1, что является необходимым условием инерционного транспортирования насыпных грузов

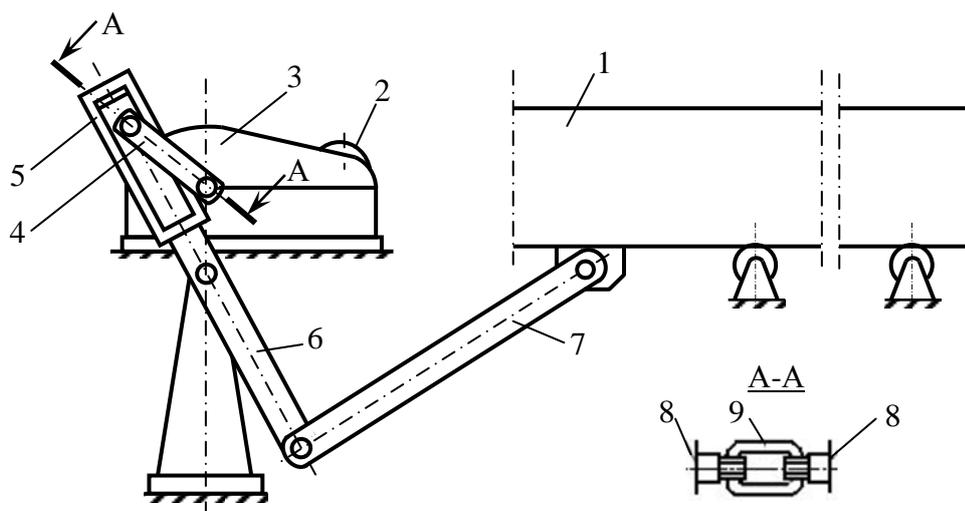


Рис. 3. Схема инерционного конвейера с регулируемой длиной кривошипа:
1 – желоб; 2 – электродвигатель; 3 – редуктор; 4 – регулируемый кривошип;
5 – ползун; 6 – рычаг двуплечий; 7 – тяга; 8 – хвостовик; 9 – скоба.

Такое соотношение скоростей наиболее благоприятно, т.к. способствует уменьшению обратного хода груза с желобом и увеличению пути, проходимого материалом за один ход желоба и обеспечивает увеличение его производительности за счет регулирования длины кривошипа.

Для анализа влияния размеров кривошипа на кинематические параметры движения желоба за период, рассмотрим геометрическую схему механизма привода инерционного конвейера (рис. 4), где $AL = AC$ – длина кривошипа; AB – расстояние между осью вращения кривошипа и осью вращения двуплечевого рычага LE .

Из схемы видно, что время прямого хода желоба конвейера соответствует времени поворота кривошипа на угол 2α , или движения конца кривошипа по дуге $СКМ$.

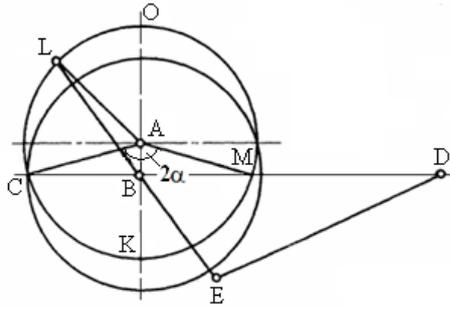


Рис. 4. Геометрическая схема механизма привода инерционного конвейера.

Время обратного хода движения желоба соответствует времени поворота кривошипа на угол $(2\pi - 2\alpha)$ или движения конца кривошипа по дуге СОМ. Анализируя геометрическую схему механизма, определим соотношение времени прямого и обратного ходов желоба конвейера:

$$k = \frac{2\alpha}{2\pi - 2\alpha} = \frac{\arccos \frac{AB}{AC}}{\pi - \arccos \frac{AB}{AC}}$$

Коэффициент k называют коэффициентом изменения средней скорости. Этот коэффициент характеризует условия работы механизма и часто при расчете механизма является заданным.

Рассмотрим влияние коэффициента изменения средней скорости механизма на соотношение скоростей прямого и обратного ходов желоба. Например, если $AB = 100$ мм, $AC = 200$ мм, учитывая вышеизложенное, в результате расчета получим $k = 0,5$, т.е. желоб при прямом ходе движется в 2 раза быстрее, чем при обратном. Для сравнения рассмотрим механизм с другими параметрами, допустим $AB = 100$ мм, $AC = 300$ мм, тогда, согласно расчетам – $k = 0,63$, а соотношение скоростей рабочего и холостого ходов желоба $1/k = 1,55$.

В результате анализа геометрической схемы показано следующее. С одной стороны: несмотря на то, что на практике сложно изменить расстояние между осями вращения кривошипа и двухплечевого рычага (конструктивный размер AB на рис. 4) необходимую производительность конвейера, определяемую разностью скоростей прямого и обратного ходов, можно получить, изменяя длину кривошипа. С другой стороны – за счет происходящего при этом изменения движущей силы желоба (при одной и той же установленной мощности привода) можно производить загрузку желоба материалами с различным гранулометрическим составом и соответственно различным коэффициентом трения при движении по желобу конвейера.

Таким образом, оптимизация параметров транспортирования насыпных грузов, может быть достигнута путем настройки конвейера на получение необходимой разности скоростей желоба, что выражается коэффициентом изменения средней скорости и требуемой движущей силы за счет изменения длины кривошипа.

В инерционном конвейере, схема которого представлена на рис. 5, в отличие от предыдущего варианта (рис. 3), оптимизация процесса транспортирования материалов достигается за счет регулирования двух параметров его работы: во-первых, разности скоростей прямого и обратного ходов желоба и, во-вторых, изменения самой величины хода желоба.

В предложенной конструкции конвейера в плече двухплечевого рычага 6 выполнен продольный паз, вдоль которого (с возможностью фиксации) может перемещаться конец тяги 7, что позволяет регулировать длину плеча рычага 6.

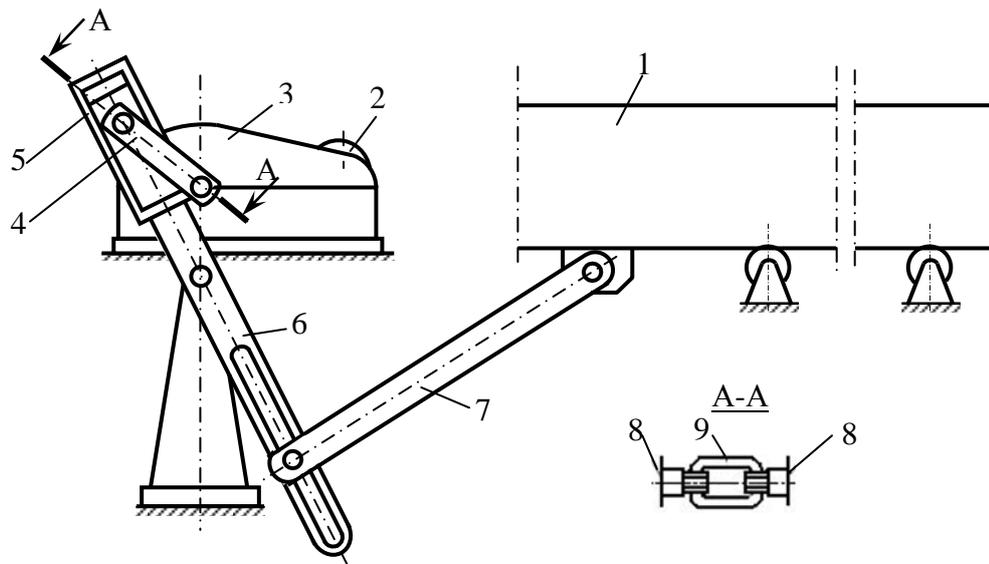


Рис. 5. Схема инерционного конвейера:

1 – желоб; 2 – электродвигатель; 3 – редуктор; 4 – регулируемый кривошип; 5 – ползун; 6 – рычаг двухплечий с продольным пазом; 7 – тяга; 8 – хвостовик; 9 – скоба.

Влияние длины кривошипа 4 на кинематические параметры движения желоба 1 за один период было рассмотрено при анализе предыдущей конструкции инерционного конвейера (рис. 3, 4).

Влияние длины плеча рычага, определяемой местоположением конца тяги 7 в продольном пазе рычага 6, на величину хода (амплитуду колебаний) желоба 1 можно проследить на геометрической схеме (рис. 6).

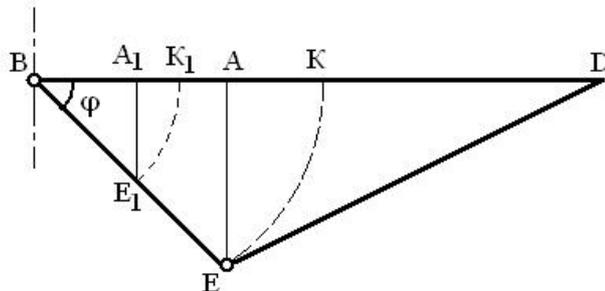


Рис. 6. Геометрическая схема движения желоба при изменении длины плеча рычага.

На представленной схеме точка В – ось вращения двухплечевого рычага; точка Е – местоположение конца тяги в продольном пазе рычага; $BE = BK = R$ – изменяемая длина плеча рычага; ED – длина тяги; φ – угол между продольной осью рычага и линией движения желоба. Отрезку $AK = BK - BA$ соответствует величина перемещения желоба. Если принять $AK = d$, то, из треугольника BEA следует:

$$d = R(1 - \cos \varphi).$$

Т.е, при регулировании длины плеча рычага (за счет изменения положения конца тяги в пазе рычага, например, с точки Е на E_1) величина хода желоба пропорционально меняется в соответствии с длинами отрезков с AK на A_1K_1 .

В заключении следует отметить, что рассмотренные схемы позволяют получать множество вариантов сборок рычажных механизмов в приводах горных машин, обеспечивающих оптимальные режимы работы.