

УДК 621.926

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАНИЯ ПОМОЛЬНОЙ КАМЕРЫ ВИБРАЦИОННОЙ БАЛАНСИРНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

В. С. МИХАЛЬКОВ, Д. В. МИХАЛЬКОВ

Белорусско-Российский университет

Могилев, Беларусь

Рычажный приводной исполнительный механизм помольной камеры вибрационной балансирной мельницы (рис. 1) должен отвечать требованиям технологического процесса и гарантировать надежную работу самого механизма. Это заключается в следующем:

- должно быть обеспечено преобразование вращательного движения приводного вала в возвратно-поступательное движение помольной камеры;
- помольная камера за один оборот приводного вала должна совершить колебание от нижнего до верхнего положения (S_{\max}) и назад;
- на заданном интервале должен быть обеспечен заданный закон изменения скорости помольной камеры;
- должны быть ограничены углы давления в кинематических парах и силы инерции с одновременным обеспечением условий требуемой жесткости приводного механизма;
- приводной механизм при этом должен быть максимально технологичным в изготовлении, простым и надежным в эксплуатации.

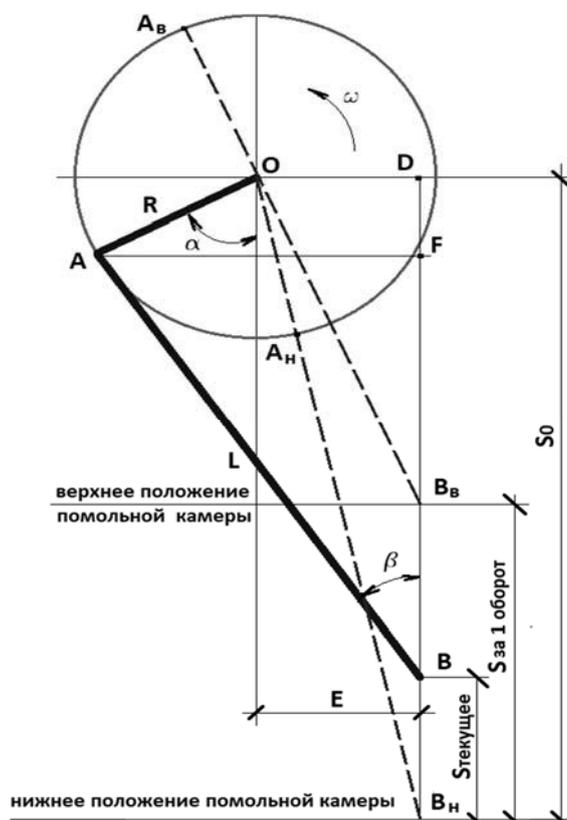


Рис. 1. Схема приводного механизма помольной камеры вертикальной вибрационной балансирной мельницы

Рассматриваемый механизм является механизмом периодического действия, не имеющим холостых ходов – все перемещения рабочие.

Помольная камера предназначена для измельчения материала, находящегося в помольной камере вместе со стальными шарами, посредством колебания которых осуществляется интенсивное измельчение материала.

Требуемый закон колебаний помольной камеры зависит от ряда факторов: от кинематических параметров приводного механизма вибрационной мельницы, от требуемой тонины помола материала, от прочности измельчаемого материала и др. Решающим условием процесса измельчения является минимизация энергозатрат. В общем случае закон колебаний помольной камеры может быть задан аналитической функцией $S=f(\alpha)$, зависящей от угла α поворота приводного вала.

Несмотря на достаточно широкое распространение рычажных механизмов в приводах машин, решение вопросов синтеза, исходящих из технологического назначения их, сопряжено с рядом трудностей, с которыми постоянно сталкиваются исследователи. Однако большинство задач синтеза таких механизмов может быть решено в аналитическом виде, чем существенно облегчается решение задачи синтеза. Выделим три основных критерия синтеза для данного случая: R , L и E (см. рис. 1), которые обеспечивают условия существования приводного механизма. Условия синтеза можно представить в виде сочетаний заданных параметров и ограничений. В данном случае для трех параметров механизма для однозначного его синтеза должно быть задано не менее трех условий синтеза. Во всех вариантах синтеза считаем заданной величину максимальной амплитуды колебания помольной камеры S_{\max} в совокупности с другими данными.

В рассматриваемом механизме угол давления в кинематической паре соединения тяги AB с помольной камерой (точка B) – угол β , величину которого определяем по формуле

$$\beta = \arcsin \lambda \cdot (\sin \alpha + \varepsilon). \quad (1)$$

Величина амплитуды колебания помольной камеры между крайними верхним и нижним положениями определяется по формуле

$$S_{\max} = R \cdot \left(2 + \frac{\varepsilon^2 \cdot \lambda^2}{1 - \lambda^2} \right). \quad (2)$$

Формула (2) показывает, что в принятом дезаксиальном механизме радиус R меньше $\frac{1}{2} \cdot S_{\max}$ (половины максимального перемещения помольной камеры за один оборот приводного вала). Это несколько уменьшает вертикальный габарит приводного механизма. Кроме того, дезаксиальный механизм позволяет управлять величиной средней скорости перемещения помольной камеры при колебательном движении вверх-вниз, что способствует более интенсивному процессу измельчения материала в помольной камере.