

верситета. Вып. VIII. Химия и технология неорганических веществ. – Мн.: БГТУ, 2000. – С. 228 – 236.

5. Калишук Д.Г., Саевич Н.П., Ершов А.И. Особенности теплообмена, рекуперации и утилизации тепла при малых температурных перепадах между теплоносителями // Теплообмен ММФ-2000: Труды IV Минского международного форума по теплообмену (22 – 26 мая 2000 г.). – Мн.: АНК «ИТМО им. А.В. Лыкова» НАНБ, 2000. – Т. 11. – С. 104 – 108.

6. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – Изд. 5-е, перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.

7. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. – М.: Высш. школа, 1986. – 448 с.

8. Кружилин Г.Н. Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче при кипении жидкостей в условиях свободной конвекции // Известия АН СССР, ОТН. – 1945. – Вып.5.

9. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

10. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении. – Киев: Наукова думка, 1980. – 316 с.

11. Тобилевич Н.Ю., Сагань И.И., Гордиенко А.П. Критериальное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи кипящих жидкостей // Изв. вузов СССР. – 1966. – №5. – С 150 – 154.

12. Боришанский В.М., Козырев А.П., Светлова Л.С. Изучение теплообмена при пузырьковом кипении жидкостей. – В кн. : Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоках / Под ред. В.М.Боришанского и И.И.Палева. – М. – Л., 1964. – С. 71 – 104.

13. Лабунцов Д.А. Обобщение зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости // Теплоэнергетика. – 1960. – № 5.

14. Чернобыльский И.И. Выпарные установки. – Киев: Издательство Киевского университета, 1960. – 262 с.

УДК 621.926

П.Е. Вайтехович, доцент

КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНЫХ МЕЛЬНИЦ С ВНУТРЕННЕЙ ОБКАТКОЙ

The analysis of movement single milling bodies in a planetary mill with internal running in is carried out. Borders of modes of movement milling bodies inside a drum are established, analytical dependences for calculation of critical speeds of rotation are received at transition from one mode to the second. The settlement way establishes dependence of these speeds on constructive and technological parameters of a mill.

Основным помольным агрегатом во многих отраслях промышленности являются барабанные мельницы. Эти агрегаты имеют ряд существенных недостатков: высокая энерго- и металлоемкость, низкий коэффициент полезного действия. В связи с вышеизложенной актуальной задачей можно считать разработку и исследование новых, более эффективных помольных агрегатов.

В этом направлении определенные перспективы имеют планетарные мельницы [1]. По принципу действия их можно отнести к барабанным, но отличие заключается в том, что оси барабанов закреплены на водиле, а их поверхность опирается на непод-

вижное колесо. При вращении водила барабаны вращаются вокруг его оси и одновременно вокруг собственных осей. Таким образом барабаны вовлекаются в сложное движение, которое обычно разделяется на переносное (вращение водила) и относительное (вращение барабана). В результате такого движения возникают значительные инерционные силы, которые являются основным источником воздействия на разрушаемый материал.

В последнее время запатентовано большое количество планетарных мельниц [2–4]. Конструктивно их можно разделить по расположению оси на горизонтальные и вертикальные и по способу обкатки по неподвижному колесу – с внешней и внутренней обкаткой. Планетарные мельницы широко применяются в лабораторной практике [5], есть примеры их использования в промышленности [1]. Эти примеры говорят о высокой эффективности таких агрегатов. Одной из причин, которые сдерживают широкое внедрение планетарных мельниц в производство, является отсутствие методики расчета кинематических характеристик.

Данная работа направлена на изучение кинематики горизонтальной планетарной мельницы с внутренней обкаткой. Основной задачей является определение режимов работы и критических скоростей вращения барабана. За аналог для сравнения при этом принята обычная барабанная мельница, для которой характерны три режима работы: каскадный, водопадный и центрифугальный [6]. Для упрощения задачи рассмотрено движение одиночного размольного тела внутри барабана. Из-за его небольших размеров задачу можно свести к движению материальной точки.

Сложное движение измельчающего тела (точка B) можно представить в виде относительного – вращения вокруг точки A и переносного – поступательное движение по окружности подвижной системы координат AXY относительно центра O неподвижной системы координат OX_0Y_0 , рис. 1. Причем очевидно, что точка A совпадает с осью барабана, а точка O – с осью неподвижного колеса.

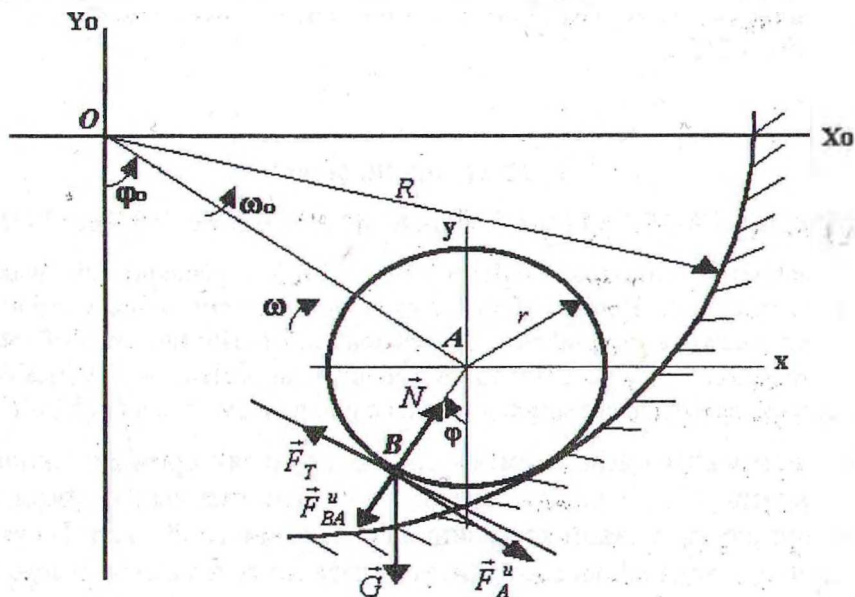


Рис. 1. Расчетная схема планетарной мельницы

На размоленное тело в произвольной точке B действует сила тяжести G , реакция связи N , сила трения $F_m = fN$, где f – коэффициент. При вращении тела вместе с барабаном возникают дополнительно силы инерции. В принятой системе координат такими будут переносная сила инерции F_A^u и относительная F_{BA}^u , направленные вдоль соответствующих радиусов R и r .

Для анализа движения целесообразнее всего использовать принцип Даламбера [7], который позволяет свести динамическую задачу к статической. В соответствии с ним в общем случае можно записать

$$\vec{G} + \vec{F}_T + \vec{N} + \vec{F}_A^u + \vec{F}_{BA}^u = 0 \quad (1)$$

Инерционные силы определяются по формулам

$$F_{BA}^u = m\omega^2 r \text{ и } F_A^u = m\omega_o^2 (R-r), \quad (2)$$

где m – масса тела, ω – угловая скорость барабана; ω_o – угловая скорость водила; r и R – радиусы барабана и неподвижной окружности.

Вводя обозначение в виде геометрического критерия $k = r/R$, получим $r = kR$. Поскольку точка соприкосновения двух окружностей является мгновенным центром скоростей, то можно записать $v_A = v_{BA} = \omega r$. Вместе с тем $v_A = \omega_o (R-r)$. Отсюда получаем $\omega r = \omega_o (R-r)$ или

$$\omega_o = \omega \frac{r}{R-r} \quad (3)$$

С учетом геометрического критерия формула (3) принимает вид

$$\omega_o = \omega \frac{k}{1-k} \quad (4)$$

Аналогичным образом связаны между собой и углы поворота барабана и водила

$$\varphi_o = \varphi \frac{k}{1-k} \quad (5)$$

При использовании геометрического критерия и соотношения угловых скоростей (4) формулы (2) для расчета инерционных сил преобразуются к виду

$$F_A^u = \frac{m\omega^2 k^2 R}{1-k}, \quad F_{BA}^u = m\omega^2 kR. \quad (6)$$

Основными кинематическими характеристиками планетарной мельницы являются критические скорости вращения, определяющие границы режимов движения загрузки. Для трех режимов движения важными можно считать две критические скорости: перехода от каскадного режима к водопадному и от водопадного к центрифугальному.

Водопадный режим характеризуется подъемом мелющего тела на угол $\varphi > \pi/2$ [6] с последующим отрывом от стенок барабана. Спроектировав все силы на касательную к окружности в точке B , установили, что мелющее тело будет подниматься по поверхности барабана при условии

$$F_T \geq G \sin \varphi + F_A^u \sin(\varphi + \varphi_o), \quad (7)$$

Сила трения

$$F_T = fN = f[F_{BA}^u + G \cos \varphi + F_A^u \cos(\varphi + \varphi_o)]. \quad (8)$$

Тогда после подстановки значений инерционных сил (6) и с учетом выражения (8) условие подъема примет вид:

$$f \left[m\omega^2 kR + mg \cos \varphi + \frac{m\omega^2 k^2 R}{1-k} \cos(\varphi + \varphi_0) \right] = mg \sin \varphi + \frac{m\omega^2 k^2 R}{1-k} \sin(\varphi + \varphi_0). \quad (9)$$

После сокращения массы и ряда преобразований получим уравнение для расчета угловой скорости барабана.

$$\omega = \sqrt{\frac{g(1-k)(\sin \varphi - f \cos \varphi)}{kR[f(1-k) + fk \cos(\varphi + \varphi_0) - k \sin(\varphi + \varphi_0)]}}. \quad (10)$$

Подставив в формулу (10) значение угла $\varphi = \pi/2$, который характеризует переход от каскадного к водопадному режиму, получим

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{g(1-k)}{kR[f(1-k) - fk \sin \varphi_0 - k \cos \varphi_0]}}. \quad (11)$$

Эту скорость можно назвать первой критической или минимальной для водопадного режима.

Скорость перехода водопадного режима в центрифугальный, или, по-другому, максимальная скорость для водопадного режима, определяется из условия удержания мелющего тела в верхней точке при нижнем положении барабана. В этом положении инерционные силы направлены в противоположные стороны — это является наихудшей ситуацией для удержания тела на поверхности.

Условия удержания мелющего тела на поверхности барабана при этом можно определить, спроектировав все силы на вертикальную ось:

$$F_{BA}^u = G + N + F_A^u. \quad (12)$$

В момент отрыва реакция связи $N=0$. Тогда после подстановки значений инерционных сил получим

$$m\omega^2 kR = mg + \frac{m\omega^2 k^2 R}{1-k}. \quad (13)$$

Отсюда можно легко определить максимальную угловую скорость для водопадного режима:

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{g(1-k)}{kR(1-2k)}}. \quad (14)$$

Расчет критических скоростей вращения барабанов планетарной мельницы проводился с использованием пакета программ «Mathcad». В результате расчета установлено, что в диапазоне изменения геометрического критерия от 0,1 до 0,4 максимальная угловая скорость почти не изменяется (рис.2). При приближении к значению геометрического критерия $k = 0,5$ она резко возрастает, стремясь в бесконечность, т.е. знаменатель в формуле (14) превращается в ноль.

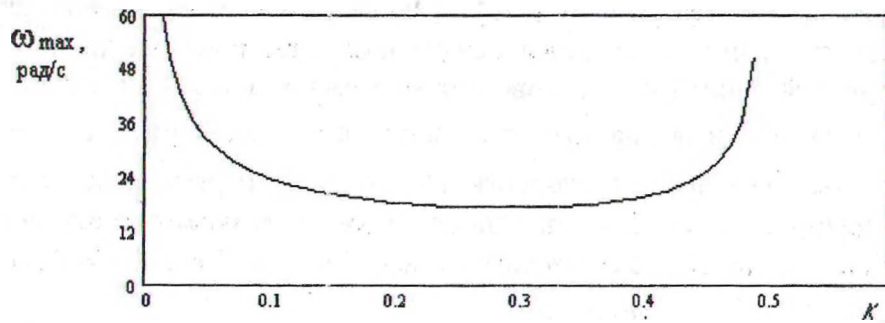


Рис. 2. Зависимость максимальной угловой скорости от геометрического критерия

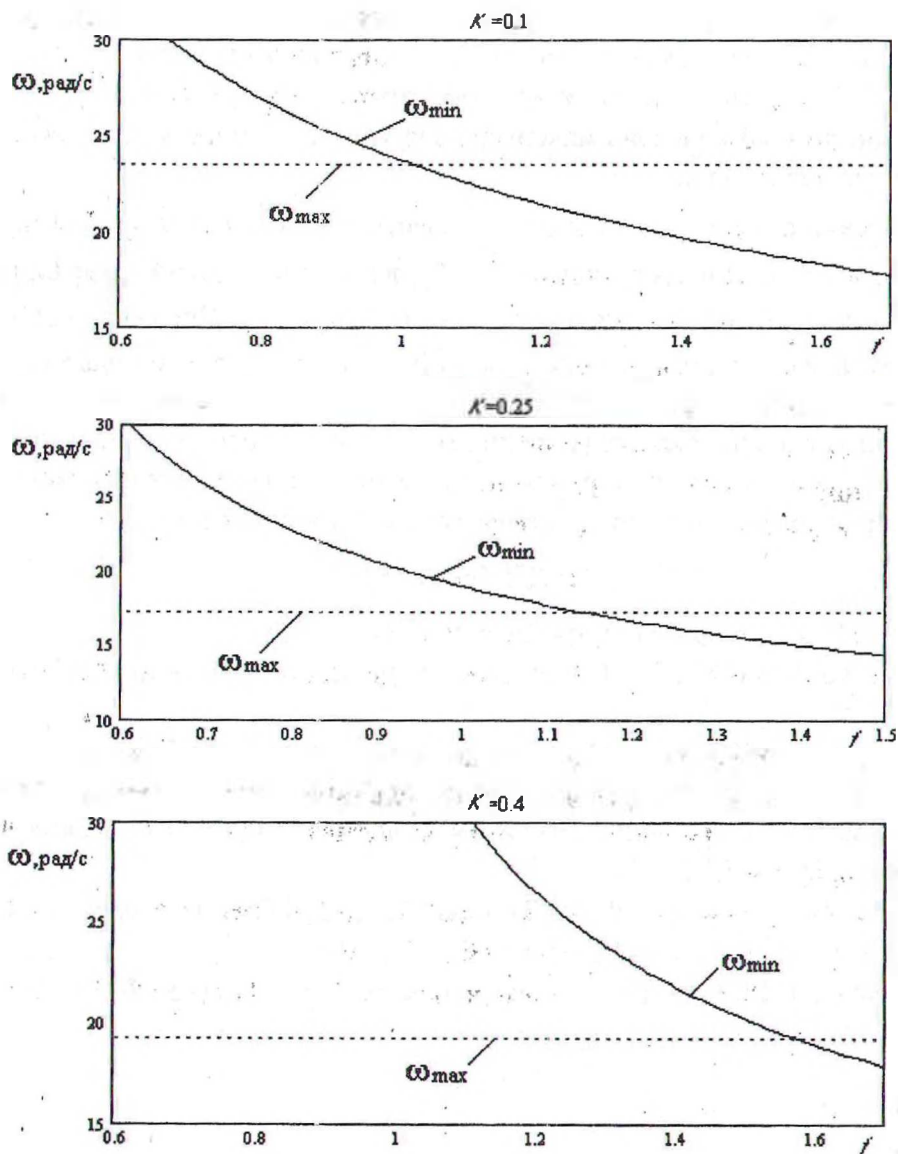


Рис. 3. Расчетные зависимости для определения диапазона скоростей

Минимальная угловая скорость зависит от значительно большего числа переменных. С учетом того, что водопадный режим наступает при угле поворота барабана $\varphi \geq \pi/2$, связанный с ним (5) угол поворота водила также можно считать постоянным $\varphi_0 = const$. Зафиксировав радиус неподвижной окружности $R = const$, будем анализировать влияние на эту скорость только двух переменных: коэффициентов трения и геометрического критерия. Сначала установим возможность использования формулы (11) с точки зрения физического смысла. Так как $R \neq 0$ и $k \neq 0$, то

$$f(1-k) + fk \sin \varphi_0 - k \cos \varphi_0 \geq 0. \quad (15)$$

Из этого выражения определялся минимально возможный коэффициент трения при разных k . Он изменялся от $f=0.1$ при $k=0.1$ до $f=0.8$ при $k=0.4$. Далее коэффициент трения задавался от этого минимального значения в сторону увеличения и при разных значениях геометрического критерия рассчитывалась минимальная угловая скорость. Графические зависимости изменения этой скорости и показаны на рис. 3. Здесь же штриховой линией нанесена максимальная угловая скорость для соответствующего геометрического критерия.

Физический смысл имеет только та область графика, где $\omega_{\min} \leq \omega_{\max}$. Точка их пересечения дает минимально допустимый для таких условий коэффициент трения. Однако мы видим, что даже для этого случая $f_{\min} > 1.0$. Для больших значений геометрического критерия это значение коэффициента трения еще больше увеличивается.

Отсюда можно сделать вывод, что для данного типа планетарных мельниц подъем мелющих тел только за счет силы трения практически невозможен. В них необходимо использовать специальную футеровку с подъемными лифтерами или работать на более высоких скоростях, соответствующих центрифугальному режиму.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дуда В. Цемент. – М.: Стройиздат, 1981. – 464 с.
2. А.с.1653825 (СССР). Планетарная мельница непрерывного действия. Оpubл. в Б.И. 1991, № 21.
3. Пат.№ 2036009 (Россия). Планетарная мельница. Оpubл. в Бюл. 1995, № 15.
4. Пат.№ 2056169 (Россия). Планетарная мельница. Оpubл. в Бюл. 1996, № 8.
5. Аввакумов Е.Г. Механические методы активации химических процессов. – Новосибирск: Наука, 1986. – 304 с.
6. Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохачение полезных ископаемых. – Мн.: Наука, 1980. – 415 с.
7. Хвьясько Г.М. Курс тээрэтычнай механікі. – Мн.: БДТУ, 2000. – 354 с.