

ЛИТЕРАТУРА

1. Тетерюков Д. О. Кинематика планетарного цевочного редуктора // Редукторостроение России: Состояние, проблемы, перспективы: Тез. докл. науч.-практ. конф., Санкт-Петербург, 27–31 мая 2002 г. – СПб., 2002. – С. 64–66.
2. Blanche J. G., Yang D. C. H. Cycloid drives with machining tolerances // Journal of Mechanism, Transmissions and Automation in Design. – 1989. – Vol. 111. – P. 337–344.
3. Юдин В. И., Лобастов В. К. К теории проектирования «реальных» планетарных передач с цевочным внеполосным зацеплением: Теория передач в машиностроении. – М.: Наука, 1971. – С. 83–95.
4. Тетерюков Д. О. Определение закона распределения зазоров в цевочном зацеплении // Вестник Могилевского государственного технического университета. – Могилев, 2002. – С. 121–124.
5. Берестнев О. В., Тетерюков Д. О. Методика раскрытия статической неопределенности в задаче распределения передаваемого усилия в цевочном зацеплении трохоидной передачи с учетом технологических зазоров // Вести Национальной академии наук Беларуси. Серия физ.-тех. наук. – Мн., 2002. – № 3. – С. 35–38.
6. Каталог фирмы Teijin Seiki Co Ltd «High precision control». – 1998. – 30 с.

УДК 621.926

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ ВРАЩЕНИЯ ПЛАНЕТАРНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

*Канд. техн. наук, доц. ВАЙТЕХОВИЧ П. Е., докт. техн. наук, проф. ВАВИЛОВ А. В.,
канд. техн. наук, доц. ХВЕСЬКО Г. М.*

*Белорусский национальный технический университет,
Белорусский государственный технологический университет*

Выполнение значительных объемов работ по реконструкции, модернизации и капитальному ремонту зданий и сооружений, уплотнению городской застройки требует большого количества строительных материалов, получаемых из природного сырья чаще всего путем дробления и помола. Процесс помола материалов – один из энергоемких. Например, при производстве цемента до 30 % от общих энергозатрат составляют затраты на помол сырья и готового продукта. К тому же помольные агрегаты довольно металлоемкие. Поэтому поиск и разработка новых высокоэффективных помольных агрегатов – актуальная задача.

Определенный интерес с этой точки зрения представляют планетарные мельницы. Конструктивно они относятся к мельницам барабанного типа. Главный элемент таких мельниц – полый вращающийся барабан, в который загружаются измельчаемый материал и мелющие тела. Разрушение материала происходит за счет интенсивного воздействия мелющих тел на материал. Отличительная особенность планетарных мельниц состоит в том, что они имеют не-

сколько барабанов, оси которых закрепляются на водиле, а своей поверхностью барабаны опираются на неподвижное колесо. Таким образом, при вращении водила барабаны вращаются относительно его оси и вокруг собственных осей. При таком характере движения на мелющие тела действуют значительные инерционные силы, что способствует интенсификации помола.

Планетарные мельницы широко используются в лабораторной практике [1]. Есть также примеры их практического применения [2]. Опыт эксплуатации показывает, что они обладают рядом преимуществ по сравнению с известными помольными агрегатами. При одинаковой производительности планетарные мельницы имеют значительно меньшие габариты и металлоемкость. Соответственно меньше и энергозатраты на помол. Широкого распространения в промышленности планетарные мельницы не получили из-за недостаточной их изученности, отсутствия надежных методов расчета кинематических и динамических характеристик.

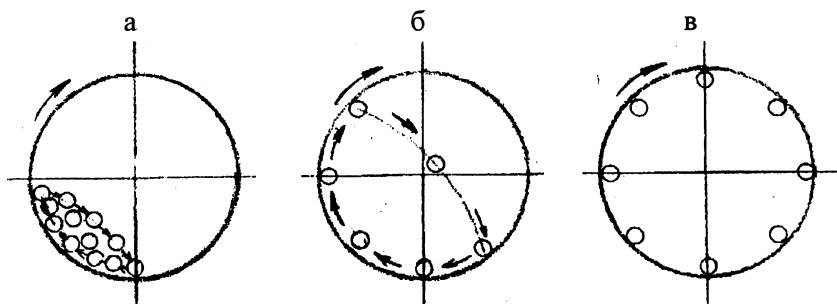


Рис. 1. Режимы движения загрузки: а – каскадный; б – водопадный; в – центрифугальный

В данной работе проведен анализ движения мелющих тел в планетарной мельнице с целью определения критических скоростей вращения. Причем изначально принималось, что для планетарной мельницы, как и для других барабанных, характерны три основных режима движения загрузки (материала и мелющих тел): каскадный, водопадный и центрифугальный [3]. Правомерность такого подхода подтверждается в [4]. Характер движения мелющих тел при этих режимах показан на рис. 1. Наиболее эффективен – водопадный. Поэтому задача определения критических скоростей сводится к установлению границ начала и завершения этого режима. Обычно анализируется движение одиночного мелющего тела. Из-за небольших размеров по сравнению с барабаном его можно рассматривать как материальную точку.

Любая материальная точка (размольное тело), связанная с поверхностью барабана, совершает сложное движение, которое можно представить в виде переносного и относительного. Если выбрать неподвижную (OX_0Y_0) и подвижную (AX_1Y_1) системы координат так, как показано на рис. 2, то относительным движением будет вращение барабана вокруг своей оси, а переносным – поступательное движение по окружности. На тело, которое находится в произвольной точке B барабана, действуют сила тяжести G , реакция связи N_B , сила трения $F_T = fN_B$, где f – коэффициент трения скольжения.

Применив для расчета принцип Даламбера [5], добавим силу инерции

$$\bar{F}^n = -m\bar{a}_A - m\bar{a}_{BA} = \bar{F}_A^n + \bar{F}_{BA}^n, \quad (1)$$

где m – масса мелющего тела; F_A^n – переносная сила инерции; F_{BA}^n – относительная сила инерции.

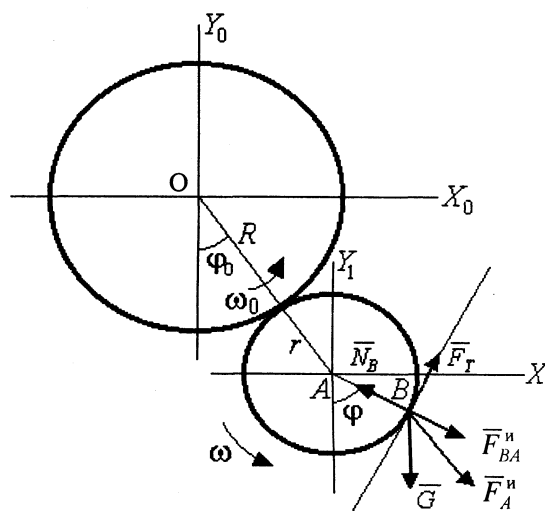


Рис. 2. Расчетная схема определения минимальной угловой скорости

Поскольку переносное движение поступательное ($\omega_{пер} = 0$), кориолисова сила инерции равна нулю. Инерционные центробежные силы направлены вдоль соответствующих радиусов r и R . Их величину можно рассчитывать по формулам:

$$F_{BA}^n = m\omega^2 r; \quad F_A^n = m\omega_0^2 (R + r), \quad (2)$$

где ω – угловая скорость барабана; ω_0 – то же водила; r – радиус барабана; R – то же неподвижной окружности.

Введя обозначение в виде геометрического критерия $k = r/R$, получим $r = kR$.

Поскольку точка соприкосновения окружностей радиусами R и r в данном случае является мгновенным центром скоростей, линейная скорость точки A $v_A = \omega r = v_{BA}$. Вместе с тем $v_A = \omega_0(R + r)$, откуда $\omega r = \omega_0(R + r)$, или

$$\omega_0 = \frac{\omega r}{R + r} = \omega \frac{r}{R + r}. \quad (3)$$

С учетом геометрического критерия k получим

$$\omega_0 = \omega \left(\frac{k}{1 + k} \right). \quad (4)$$

Углы поворота водила и барабана связаны между собой подобной зависимостью

$$\varphi_0 = \varphi \left(\frac{k}{1 + k} \right). \quad (5)$$

С учетом этого формулы (2) для расчета инерционных сил примут вид:

$$F_A^n = \frac{m\omega^2 Rk^2}{1 + k}; \quad F_{BA}^n = m\omega^2 kR. \quad (6)$$

Рассмотрим условие подъема тела вместе с барабаном. Тело удерживается на поверхности барабана и поднимается вверх за счет силы трения. Согласно принципу Даламбера условия равновесия тела в точке B в общем виде можно записать

$$\vec{G} + \vec{F}_T + \vec{N}_B + \vec{F}_A^n + \vec{F}_{BA}^n = 0. \quad (7)$$

В проекции на ось, совпадающую с касательной к окружности барабана в точке B , условие удержания тела на его поверхности примет вид

$$F_T = G \sin \varphi + F_A^n \sin(\varphi - \varphi_0). \quad (8)$$

В свою очередь сила трения

$$F_T = fN = f[F_{BA}^n + G \cos \varphi + F_A^n \cos(\varphi - \varphi_0)]. \quad (9)$$

Тогда общее уравнение равновесия после подстановки выражений для инерционных сил (6) можно записать в виде

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

$$= mg \sin \varphi + \frac{m\omega^2 Rk^2}{1 + k} \sin(\varphi - \varphi_0). \quad (10)$$

После сокращения массы и проведения ряда преобразований можно рассчитать угловую скорость, достаточную для подъема тела на определенный угол φ :

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

Поскольку более эффективный помол в барабанных мельницах достигается при водопадном режиме [3], тело соответственно должно подниматься на угол, больший 90° . Подставим в формулу (11) $\varphi = \pi/2$ и получим

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{g(1 + k)}{kR[f(1 + k) + fk \sin \varphi_0 - k \cos \varphi_0]}}. \quad (12)$$

Эта угловая скорость считается минимальной критической для наступления самого эффективного водопадного режима.

Максимальную критическую скорость вращения можно определить по аналогии с шаровой мельницей из условия наступления центрифугального режима, при котором помол практически прекращается. Начало центрифугального режима характеризуется безотрывным положением мелющего тела в верхней точке барабана. Анализ работы планетарной мельницы показывает, что момент наступления этого режима необходимо рассматривать при нахождении барабана в нижнем положении, когда инерционные силы направлены в противоположные стороны (рис. 3). В верхнем положении барабана обе инерционные силы будут направлены от оси вращения и обеспечат удержание тела на его поверхности при значительно меньших скоростях.

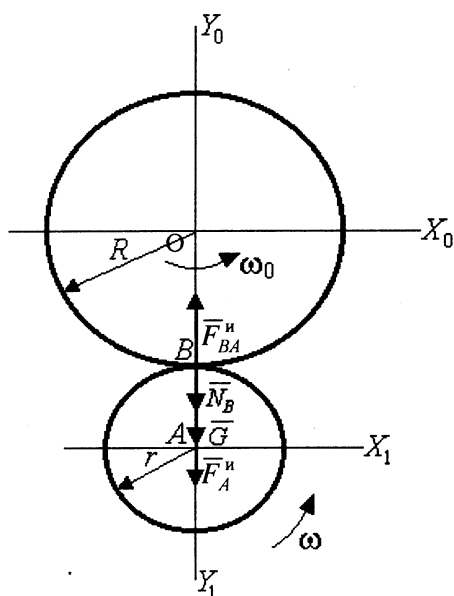


Рис. 3. Схема определения максимальной угловой скорости

Условие равновесия тела в верхней точке можно записать следующим образом:

$$\bar{G} + \bar{N}_B + \bar{F}_A + \bar{F}_{BA} = 0. \quad (13)$$

В критической ситуации в момент отрыва $N = 0$. С учетом направления действия сил и формул (6) условие удержания тела в верхней точке примет вид

$$m\omega^2 kR - mg - \frac{m\omega^2 Rk^2}{1+k} = 0. \quad (14)$$

Из выражения (14) после несложных преобразований можно получить критическую угловую скорость наступления центрифугального режима, которую для планетарных мельниц

можно считать максимальной

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{g(1+k)}{kR}}. \quad (15)$$

Для расчета и анализа критических скоростей использовался пакет программ «Mathcad». В результате расчета удалось установить, что при каком-то фиксированном радиусе в диапазоне изменения параметра $k = 0,1 \dots 1,0$ максимальная скорость вращения практически не зависит от него (рис. 4). Ее значение будет определяться только величиной радиуса R неподвижного колеса.

Анализируя (12) для расчета минимальной угловой скорости, можно заметить, что она является функцией нескольких переменных. Если зафиксировать радиус неподвижной окружности $R = \text{const}$, то для какого-то конкретного значения угла φ_0 , определяемого по формуле (5) и соответствующего углу $\varphi = \pi/2$, минимальная угловая скорость зависит только от двух параметров: коэффициента трения f и геометрического критерия k . Поэтому дальнейшие расчеты направлены на выяснение влияния этих параметров на угловую скорость. Предварительно оценивалась возможность использования (12) с точки зрения физического смысла. Очевидно, что в том случае, когда знаменатель становится меньше нуля, формула (12) не имеет физического смысла. Поскольку $R \neq 0$ и $k \neq 0$, это условие принимает вид

$$f(1+k) + fk \sin \varphi_0 - k \cos \varphi_0 > 0. \quad (16)$$

Из этого условия определялся минимально возможный коэффициент трения для разных

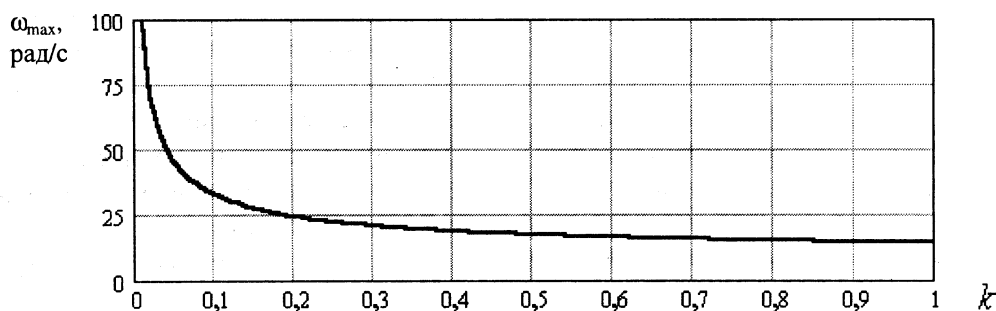
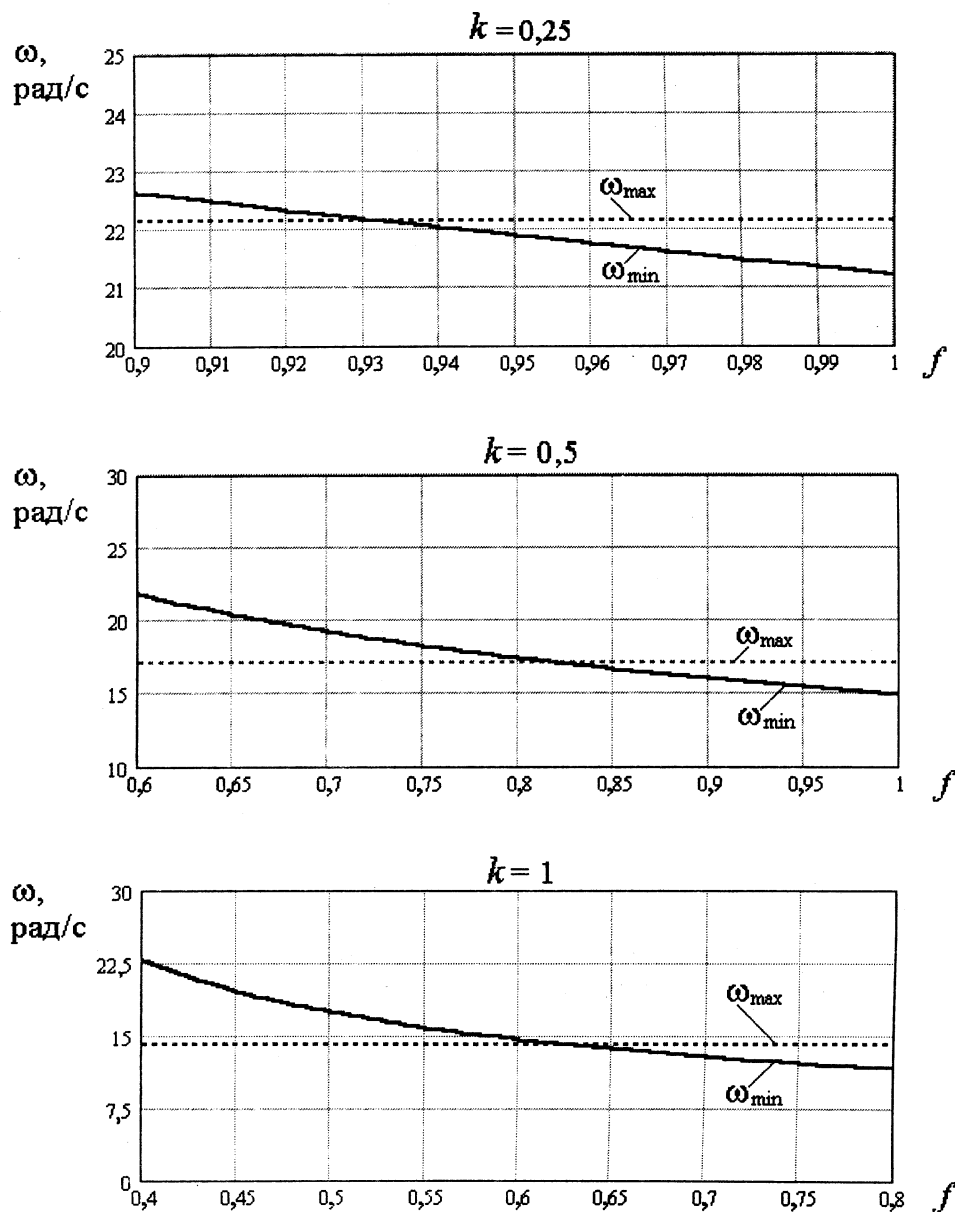


Рис. 4. Зависимость максимальной угловой скорости от геометрического параметра k

Рис. 5. Зависимость минимально возможного коэффициента трения при разных значениях параметра k

значений k , а затем при тех же значениях k рассчитывалась минимальная угловая скорость при изменении коэффициента трения от минимума до единицы. Результаты расчетов для трех значений геометрического критерия $k = 0,25; 0,5; 1,0$ представлены на рис. 5 в виде графических зависимостей $\omega_{\min} = f(f)$. Здесь же штриховой линией показаны максимальные угловые скорости для данного параметра k .

Очевидно, что водопадный режим может существовать только в той зоне, где максимальная скорость больше минимальной. По

точке пересечения графических зависимостей для этих скоростей можно установить минимальный коэффициент трения, при котором возможен водопадный режим. Он довольно существенно зависит от геометрического критерия (рис. 6). С увеличением геометрического критерия условия подъема измельчающего тела по поверхности барабана улучшаются.

Анализ зависимостей, представленных на рис. 5 и 6, показывает, что большинство измельчаемых материалов, коэффициент трения по стали которых составляет $0,5 \dots 0,8$, может

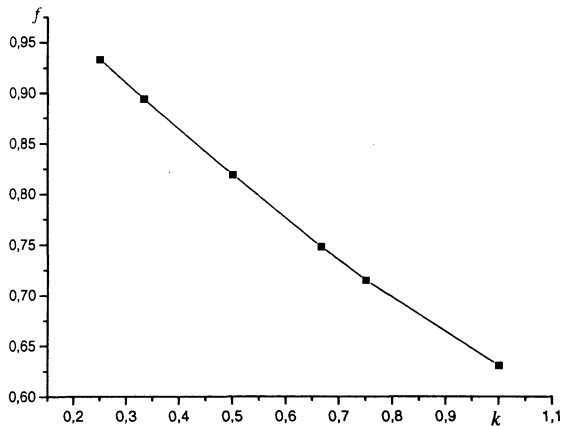


Рис. 6. Зависимость минимально возможного коэффициента трения от геометрического параметра k

подниматься по поверхности барабана за счет силы трения при $k > 0,5$. Стальные или чугунные шары при коэффициенте трения 0,15...0,3 не могут подняться даже при $k = 1$ ($f = 0,631$). Выход может быть найден при использовании специальной ступенчатой или волнистой футеровки внутренней поверхности барабанов.

Таким образом, удалось получить аналитические зависимости для расчета минимальной и максимальной скоростей вращения планетарной мельницы. Проведена оценка границ использования этих зависимостей и показана возможность их практического применения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аввакумов Е. Г. Механические методы активации химических процессов. – Новосибирск: Наука, 1986. – 304 с.
2. Дуда В. Цемент / Пер. с нем. – М.: Стройиздат, 1981. – 464 с.
3. Андреев С. Е., Перов В. А., Зверевич В. В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
4. Доброборский Г. А., Лянсберг Л. М., Рабин А. Н. Определение границ основных режимов загрузки в планетарно-центробежных мельницах с вертикальными осями // Изв. вузов. Горный журнал. – 1992. – № 12. – С. 78–81.
5. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высш. шк., 1998. – 416 с.

УДК 621.9

ПРИМЕНЕНИЕ АЛМАЗНЫХ РАЗВЕРТОК ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПРЕЦИЗИОННЫХ ОТВЕРСТИЙ

Инженеры ЛЯХ Д. И., МАКСИМЧЕНКО Н. Н.,
канд. техн. наук ЛЕВАНЦЕВИЧ М. А.

ОАО «Мотовело»,
Институт механики и надежности машин НАН Беларуси

При обработке отверстия цилиндра двигателя внутреннего сгорания одним из главных требований является обеспечение высокой точности размеров и формы обработанных поверхностей. Например, для двигателей мотоциклов, выпускаемых на предприятии ОАО «Мотовело», допускаемое отклонение диаметра отверстия составляет не более 2...4 мкм, а погрешности формы (некруглость, нецилиндричность) не должны превышать 1 мкм. Требуемые параметры обеспечивают путем последовательного выполнения операций зенкерования, полустого растачивания, тонкого растачивания,

хонингования. Один из недостатков данного техпроцесса – то, что при использовании традиционных методов финишной обработки предельно достижимые параметры точности формы отверстия составляют 4...7 мкм, а это требует дополнительной ручной притирки свободным абразивом.

Из-за конструктивных особенностей цилиндра двигателя мотоцикла использовать в полной мере возможности финишных операций, таких, например, как тонкое растачивание и хонингование, не представляется возможным. Известно, что при тонком растачивании пре-