

$$I_p = \frac{\Phi_n + \Pi}{T_{сл.и}} t_{шт} \eta,$$

где  $\Phi_n$  – цена единицы инструмента, руб.;  $\Pi$  – затраты на переточку инструмента;  $T_{сл.и}$  – срок службы инструмента до полного износа, мин;  $\eta$  – коэффициент машинного времени;

$$I_n = \frac{\Phi_n \alpha}{60 T_{сл.п}} t_{шт},$$

где  $\Phi_n$  – стоимость приспособления;  $\alpha$  – коэффициент, учитывающий стоимость ремонта оснастки;  $T_{сл.п}$  – срок службы приспособления до полного износа, ч.

Затраты на технологическую электроэнергию для каждого станка составили

$$L = N_3 t_{шт} \eta_{з.в} \eta_{з.м} C_3 / 6000,$$

где  $N_3$  – установленная мощность электродвигателей, кВт;  $\eta_{з.в}$  – коэффициент загрузки станков по времени;  $\eta_{з.м}$  – то же по мощности;  $C_3$  – цена 1 кВт·ч электроэнергии.

Затраты на содержание и амортизацию производственных площадей были учтены, исходя из количества используемых площадей и действующих цен.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Расчет экономической эффективности новой техники / Под. ред. К. М. Великанова. – М., 1976.
2. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений // Бюл. Госплана СССР. – 1977. – № 48/16/13/3.

УДК 621.833.6

## ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЗАЗОРОВ НА КИНЕМАТИЧЕСКУЮ ТОЧНОСТЬ ЦЕВОЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Чл.-кор. НАН Беларуси, докт. техн. наук, проф. **БЕРЕСТНЕВ О. В.**,  
инж. **ТЕТЕРЮКОВ Д. О.**

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси*

В промышленности все большее признание находят трохойдные передачи (рис. 1), в которых используется принцип обкатывания ролика по трохойдной поверхности или сателлита, имеющего трохойдный профиль, по цевкам солнечного колеса. Однако в настоящее время эвольвентные передачи применяются значительно шире, так как технология образования их зубьев легко поддается автоматизации. Передачи с таким зацеплением допускают небольшие погрешности межосевого расстояния без изменения передаточного отношения. Особенности внутреннего зацепления говорят о том, что эвольвентное зацепление, определяющее прямую в качестве линии зацепления, не может претендовать на получение значительных величин степени перекрытия и, наоборот, внутреннее циклоидальное зацепление

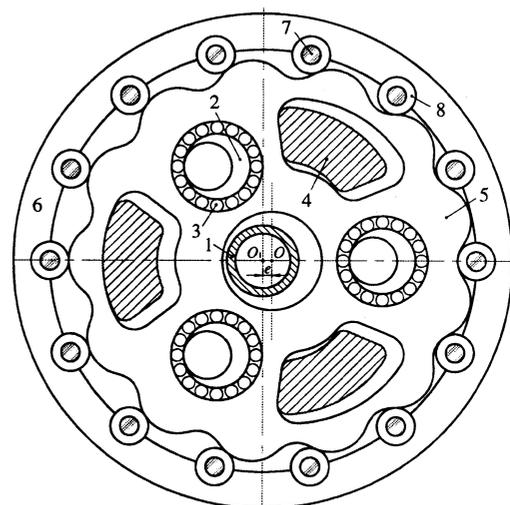


Рис. 1. Поперечное сечение редуктора: 1 – входной вал; 2 – эксцентриковые валы; 3 – ролики подшипника; 4 – пальцы выходного вала; 5 – сателлит; 6 – обойма; 7 – втулки; 8 – цевки

определяет возможность использования значительно больших по длине участков линии зацепления. Вследствие этого обеспечивается получение больших контактных площадок, воспринимающих и передающих рабочие нагрузки.

Поэтому к настоящему времени в промышленных странах планетарные цевочные редукторы уже завоевали значительную долю рынка среди других видов редукторов. К основным их преимуществам относятся также: широкий диапазон передаточных отношений в одной ступени (11–109), плавность, компактные размеры, низкий уровень шума. Эти характеристики позволяют применять их в станках и роботах, где важную роль играет точность позиционирования исполнительного органа. Передаточное отношение одноступенчатого цевочного редуктора, выполненного по схеме  $k-h-v$  [1], определяется уравнением

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{1}{i_{23} - 1} = -\frac{1}{\frac{Z_2}{Z_1} - 1} = -\frac{Z_1}{Z_2 - Z_1}, \tag{1}$$

где  $Z_1$  – число зубьев сателлита;  $Z_2$  – количество цевок солнечного колеса.

Так как данные передачи обычно работают в условиях реверсивного движения, на их кинематическую точность влияют как люфт, так

и податливость высших пар. Люфт возникает из-за наличия допусков на изготовление и технологических зазоров, необходимых для предотвращения заклинивания и размещения смазки. Мертвый ход, угол на который выходной вал может поворачиваться при неподвижном входном [2], является интегральной оценкой кинематической точности и находится как сумма люфта и упругого мертвого хода (определяется крутильной жесткостью цевочного зацепления). Поскольку для реализации указанных преимуществ детали цевочного редуктора изготавливают с высоким классом точности и предусматривается селективная сборка, можно считать зазоры, вызванные неточностью изготовления цевок, одинаковыми. Пусть сателлит займет после сборки редуктора положение относительно цевок, показанное на рис. 2 линией 1, при угле поворота эксцентрика  $\alpha = 0$ .

Под действием нагрузки, приложенной к выходному валу, сателлит повернется относительно собственной оси на угол  $\gamma$  (линия 2) и выберет зазор между зубом сателлита и первой цевкой [3]. Сложная задача при определении люфта  $\gamma$  возникает из-за того, что неочевидно, какая цевка вступит в контакт первой с сателлитом для данного угла поворота эксцентрика  $\alpha$ . Для ее решения предложен метод [4], суть которого поясняется на рис. 3. Используя

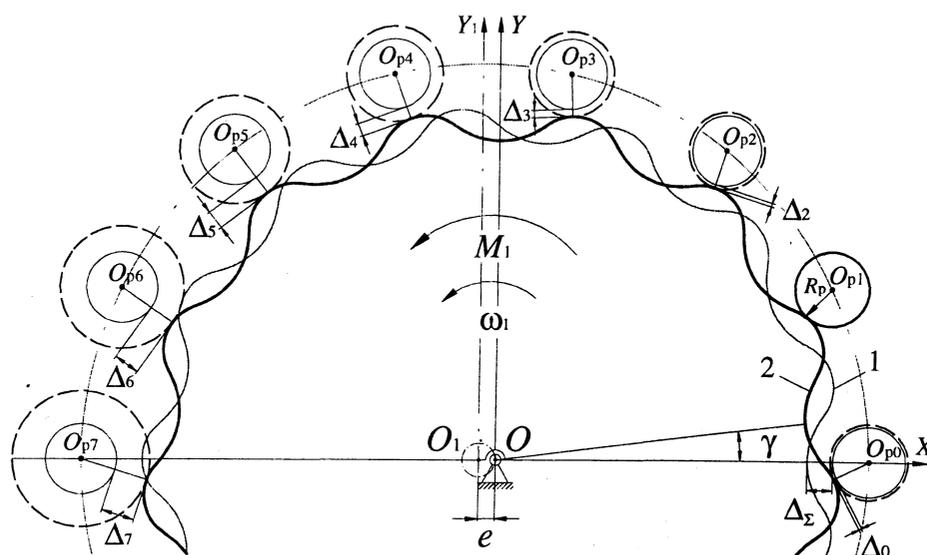


Рис. 2. Положения сателлита:  $\Delta_i$  – первоначальный зазор между цевкой  $i$  и соответствующим зубом сателлита

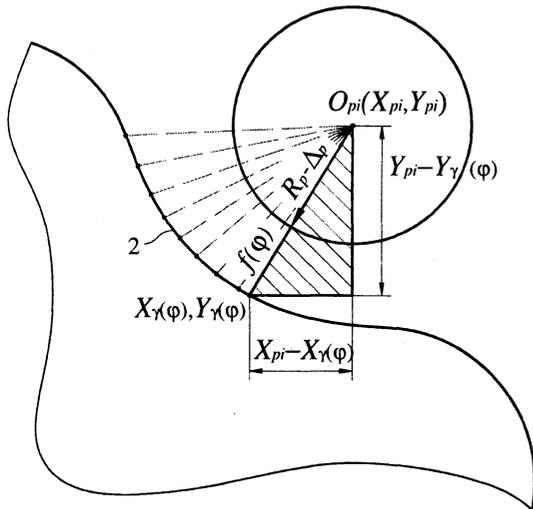


Рис. 3. Схема для определения первой контактирующей цевки

данную схему, можно получить уравнение для анализа номера первой контактирующей цевки

$$f(\varphi) = \sqrt{(X_{pi} - X_{\gamma}(\varphi))^2 + (Y_{pi} - Y_{\gamma}(\varphi))^2} - (R_p - \Delta_{\Sigma}), \quad (2)$$

где  $X_{\gamma}(\varphi)$ ,  $Y_{\gamma}(\varphi)$  – координаты профиля 2 в системе координат сателлита после поворота последнего с углом  $\gamma$  относительно своей оси  $O$ ;  $\Delta_{\Sigma}$  – сумма допуска на изготовление цевки и

технологического зазора;  $R_p$  – радиус цевки. Координаты центров  $i$ -х цевки можно определить в системе цевочного колеса из следующей системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} X_{pi} &= R_{pg} \cos(2\pi i/Z_2); \\ Y_{pi} &= R_{pg} \sin(2\pi i/Z_2), \end{aligned} \right\}$$

где  $R_{pg}$  – делительный радиус цевочного колеса.

Моделируя поворот сателлита под действием нагрузки для заданного с приращением угла  $\gamma$  определяются координаты профиля сателлита. Затем для каждой цевки вычисляется величина зазора – минимальное значение функции  $f(\varphi)$  в области ее расположения. Цевка, для которой величина зазора примет значение, равное 0, первой войдет в зацепление с сателлитом, а угол, при котором выполняется данное условие, будет определять значение люфта. Распределение зазоров в цевочном зацеплении приведено на рис. 4 для следующих исходных данных:  $R_{pg} = 73$  мм;  $R_p = 6$  мм;  $Z_1 = 25$ ;  $\Delta_{\Sigma} = 0,02$  мм;  $\alpha = 68,9^\circ$ . Из приведенной зависимости (рис. 4) видно, что первой в контакт вступит восьмая цевка, при этом величина люфта составит  $1'22''$ . Компьютерное моделирование и построения в среде AutoCad показали, что цевка, имеющая максимальный угол передачи  $\beta_i$ , является первой контактирующей.

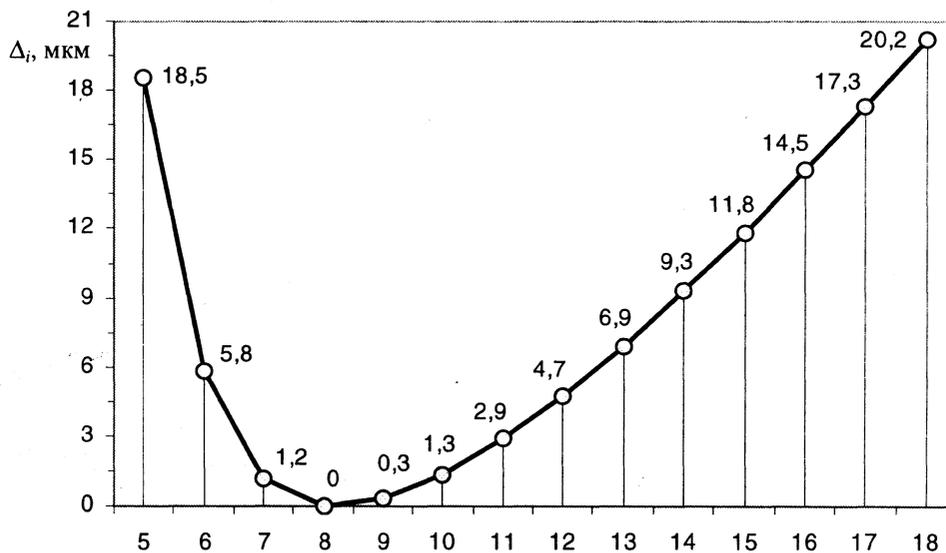


Рис. 4. Распределение зазоров в зацеплении

Аналитическим путем была получена зависимость для расчета люфта

$$\gamma = \frac{\Delta_{\Sigma}}{eZ_1 \sin(\pi - (\beta_{i_{\max}} + \varphi_i - \alpha))}. \quad (3)$$

Используя уравнение (3), путем изменения конструкционных параметров  $e$ ,  $Z_1$  и величины минимального по условиям сборки и класса точности изготовления деталей суммарного зазора  $\Delta_{\Sigma}$ , можно добиться существенного снижения величины люфта. При других начальных условиях угол поворота эксцентрика лежит в пределах от 0 до  $2\pi$ , номер первой контактирующей цевки и значение люфта изменятся, но в определенных пределах  $1'22'' \dots 1'23''$ . График зависимости  $\gamma(\alpha)$  приведен на рис. 5.

Для определения мертвого хода передачи необходимо также получить значение его упругой составляющей, которая возникает из-за податливости высших пар. Под действием силы  $F_e$ , приложенной к сателлиту от эксцентрика, другие цевки вступят в контакт вследствие их упругой деформации. Благодаря этому сателлит повернется на угол  $\Delta\varphi$ . На рис. 6 представлена схема для определения величины деформации [5].

Расстояние, которое пройдет теоретическая точка контакта  $C_i$  перпендикулярно радиусу  $r_i$ , равно  $r_i\Delta\varphi$  из  $\Delta OC_iC'_i$  (поскольку угол  $\Delta\varphi$  мал). Тогда упругая деформация  $\delta_i$  выражается из  $\Delta C_iC'_iA$

$$\delta_i = \Delta\varphi r_i \sin \psi_i - \Delta_i, \quad (4)$$

где  $i$  – номер цевки.

Уравнение (4) может быть упрощено при рассмотрении  $\Delta OC_iP$ :

$$r_i \sin \psi_i = eZ_1 \sin \theta_i; \quad (5)$$

$$\theta_i = \pi - (\beta_i + \varphi_i - \alpha), \quad (6)$$

где  $r_i$  – расстояние между центром сателлита  $O$  и точкой контакта  $C_i$ .

В пределах линейной упругой деформации нормальные силы  $F_{ni}$  пропорциональны деформации

$$F_{ni} = K\delta_i, \quad (7)$$

где  $K$  – коэффициент жесткости. Из условия равновесия моментов сил, приложенных к сателлиту, можно получить

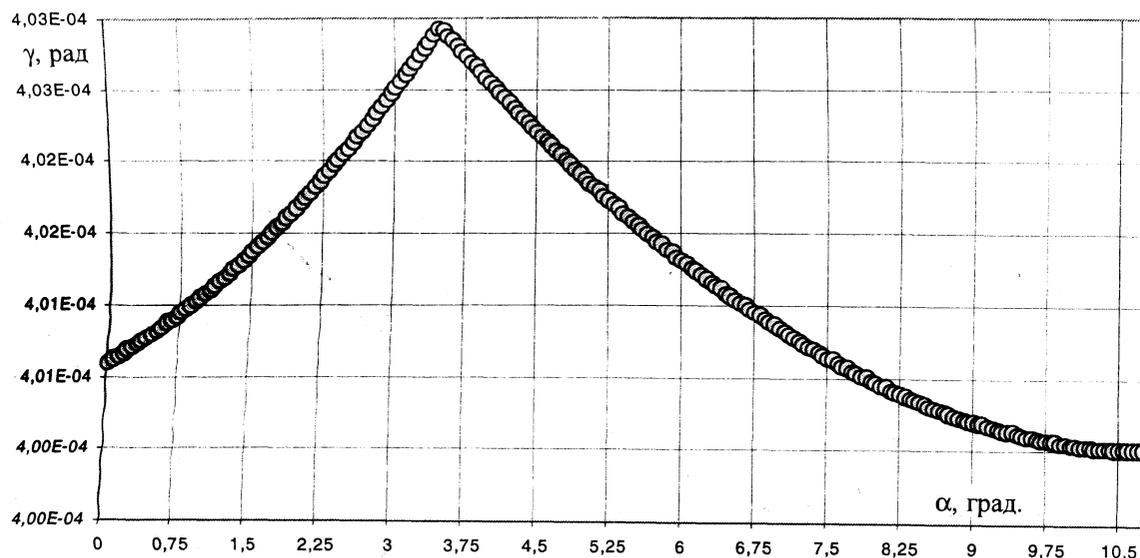


Рис. 5. График зависимости  $\gamma(\alpha)$

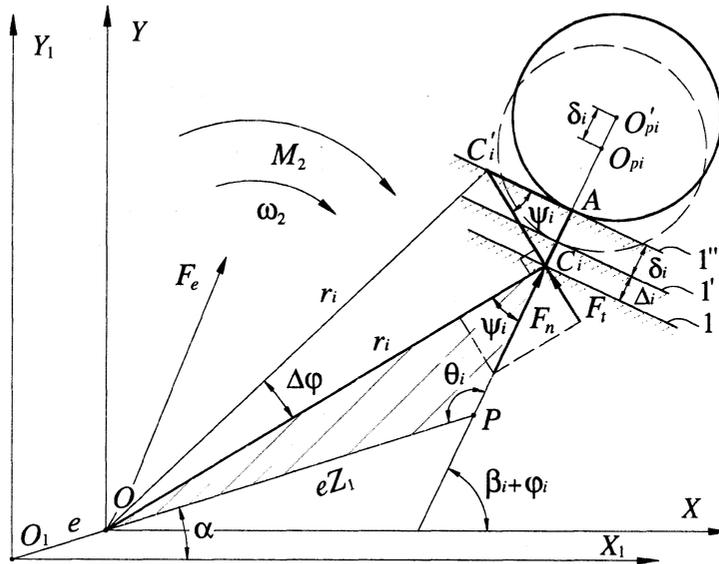


Рис. 6. Схема определения величины деформации: 1 – положение профиля, включающего точку контакта  $C_i$  после выборки люфта  $\gamma$ ;  $P$  – полюс зацепления

$$\sum_{i=n}^N F_{ni} r_i \sin \psi_i = \sum_{i=n}^N F_{ni} e Z_1 \sin \theta_i = \frac{M_2}{2}, \quad (8)$$

где  $n$  – номер первой рабочей цевки по отношению к линии центров  $O_1O$ ;  $N$  – то же последней работающей цевки ( $N - n = Z_2/2$ ). Подставив уравнения (4) и (7) в (8), можно записать

$$\Delta\varphi = \frac{(M_2 / (2K)) + eZ_1 \sum_{i=n}^N \Delta_i \sin \theta_i}{(eZ_1)^2 \sum_{i=n}^N \sin^2 \theta_i}. \quad (9)$$

Величина упругого мертвого хода  $\Delta\varphi$  является переменной, поскольку угол  $\theta_i$  зависит от

угла поворота эксцентрика  $\alpha$ . Экспериментальная кривая величины рассогласования угла поворота входного и выходного валов при повороте эксцентрика на  $360^\circ$  приведена на рис. 7.

Рассогласование угла, связанное с люфтом для передач, выпускаемых фирмой Teijin Seiki Co Ltd, составляет  $1' \dots 2'$  [6]. В Республике Беларусь планетарные редукторы с цевочным зацеплением и повышенной кинематической точностью производятся ЗАО «BelRobot».

Таким образом, полученные зависимости определяют возможность установления требуемого значения мертвого хода путем изменения конструкционных и технологических параметров редуктора при высоких требованиях к его кинематической точности.

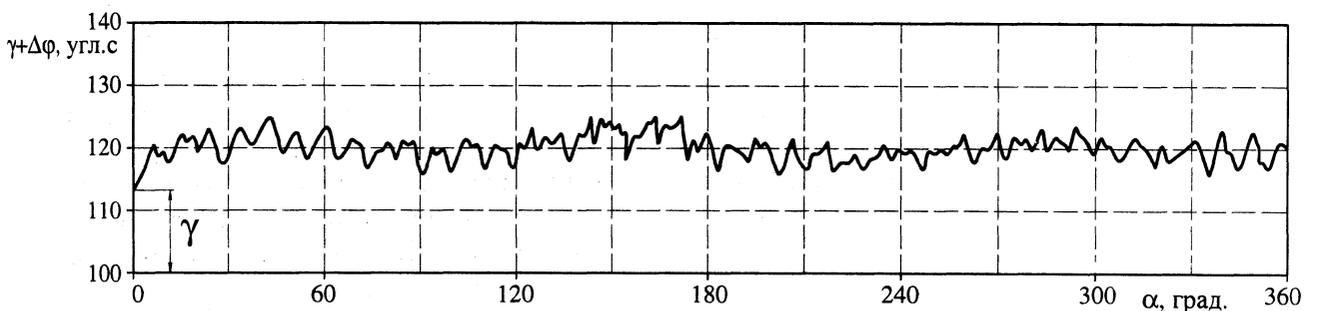


Рис. 7. Величина рассогласования угла

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 трохонидной 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.