

УДК 621.83.06

А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, канд. техн. наук, доц.**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ РОЛИКОВЫМИ САТЕЛЛИТАМИ**

В статье анализируется кинематика одного из типов передач с промежуточными телами качения. Особенностью конструкции является использование составных роликов. Получены выражения для определения скоростей скольжения. Разработанные алгоритмы позволяют исследовать износостойкость основных звеньев передачи.

Разработка новой техники, снижение ее энергоемкости, материалоемкости, повышение КПД являются актуальными задачами машиностроительного производства. Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) считаются сравнительно новым классом механизмов и в настоящее время еще не получили достаточного распространения в промышленности. Однако определенные преимущества, которыми обладают данные передачи, позволяют их использовать для решения специальных инженерных задач. Принцип работы ППТК можно рассматривать с точки зрения кулачковых механизмов, волновых передач, клиновых механизмов. Подчиненность кинематики рассматриваемой разновидности передач формуле Виллиса позволяет условно отнести их к планетарному типу. Данный тип ППТК обладает рядом достоинств, таких как малые габариты и вес, соосность, наличие самоторможения, многопоточность, высокий коэффициент перекрытия, возможность создания многоступенчатых конструкций, широкие кинематические возможности. Однако существующий серьезный недостаток – низкий КПД – ограничивает их применение в современной технике. Целью работы являлось исследование кинематики передачи с определением скоростей скольжения, что в последующем позволит определять и минимизировать потери мощности, а также оценить износостойкость основных звеньев передачи.

В качестве объекта исследования

была выбрана планетарная передача с составными роликовыми сателлитами, центры масс которых совершают осевое перемещение в процессе работы, а их траектории расположены на цилиндрической поверхности (передачи цилиндрического типа). Схема передачи представлена на рис. 1, а.

Основные повреждения рабочих поверхностей деталей планетарных ППТК являются следствием контактной усталости металла, а также износа, что приводит к усилению вибрационно-акустических характеристик передач, увеличению концентрации нагрузки, контактных напряжений, уменьшению размера площади несущей поверхности трущихся поверхностей, возникновению интенсивного износа и заедания. Низкий КПД и высокий износ рабочих поверхностей данных передач вызваны высокой долей трения скольжения из-за теоретически трехлинейного контакта тела качения с пазами ведомого вала, ведущим и наружным кулачками. В предлагаемой конструкции ролики спроектированы составными для снижения потерь на трение, т. к., контактируя одновременно с тремя поверхностями, избежать проскальзывания цельного ролика невозможно. Данная конструкция реализует принцип фрагментации [1], широко применяемый зарубежными разработчиками.

При вращении ведущего вала с закрепленным на нем составным внутренним кулачком 1, на цилиндрической поверхности которого имеется эллипсо-

видная беговая дорожка, составные роликовые сателлиты 4 перемещаются по ней и по периодической торцевой поверхности наружного кулачка 3. Кон-

такт осуществляется посредством подшипников скольжения 5 и 6 соответственно.

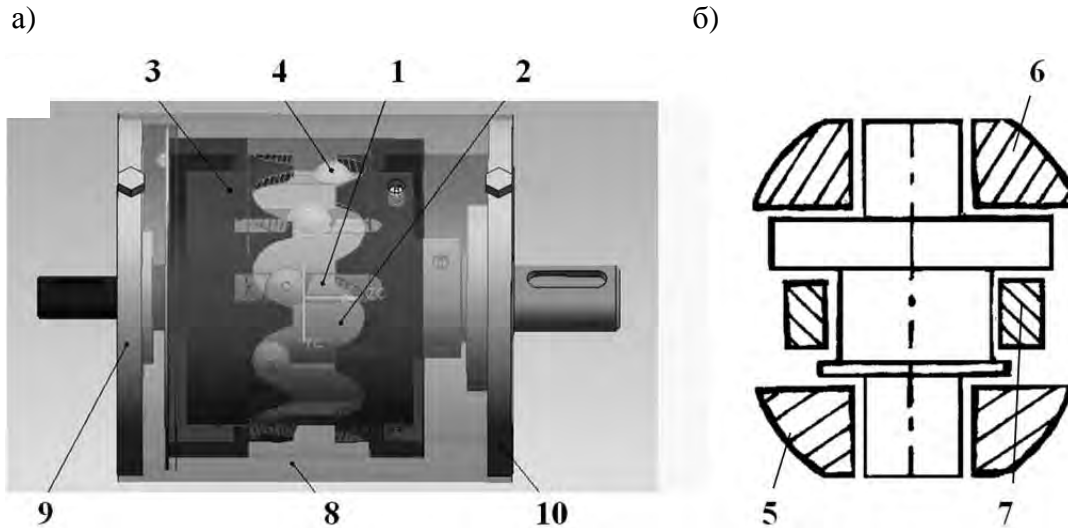


Рис. 1. Конструкция исследуемой планетарной передачи (а) и составного роликового сателлита (б)

Одновременно ролики движутся вдоль сквозных пазов ведомого вала 2, контактируя с ними посредством подшипника (качения либо скольжения) 7, вынуждая ведомый вал вращаться с уменьшенной угловой скоростью. Все детали передачи размещаются в цилиндрическом корпусе 8, в котором фиксируется наружный кулачок. Корпус с помощью крышек 9 и 10 накладывает ограничения на осевые перемещения деталей.

Составной ролик 4 (рис. 1, б) имеет два подшипника скольжения сферической формы 5 и 6, контактирующих с внутренним и наружным кулачками соответственно, и подшипник 7, взаимодействующий с пазами ведомого вала. Полусферическая форма подшипников скольжения обусловлена технологией изготовления кулачков передачи.

Ведущий и ведомый валы совершают вращательное движение с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 соответственно. Центр масс ролика совершает сложное движение, которое является результатом сложения переносного и относи-

тельного движения: относительное – вдоль пазов ведомого вала, переносное – вращательное вместе с ведомым валом ($\omega_1 = \text{const}$). Определим аналитически скорости и ускорения центра масс роликового сателлита в передаче, беговые дорожки которой описаны уравнениями синусоид. Относительная v_r и переносная v_e скорости [2]:

$$v_r = (\omega_1 z_3 A / u) \cos(z_3 \varphi_1 / u);$$

$$v_e = \omega_1 R_m / u, \quad (1)$$

где A – амплитуда синусоиды, м; z_3 – число периодов наружного кулачка; u – передаточное число передачи; R_m – расстояние от оси передачи до центра масс ролика, мм; φ_1 – угол поворота ведущего вала, рад.

Абсолютная скорость центра масс ролика

$$v = \sqrt{v_r^2 + v_e^2} = (\omega_1 / u) \sqrt{A z_3^2 \cos^2(z_3 \varphi_1 / u) + R_m^2}. \quad (2)$$

Относительное a_r и переносное a_e ускорения центра масс ролика соответственно:

$$a_r = \frac{Az_3^2\omega_1^2}{u^2} \sin\left(z_3 \frac{\varphi_1}{u}\right);$$

$$a_e = \frac{\omega_1^2 R_m^2}{u^2}. \quad (3)$$

Абсолютная скорость центра масс ролика определяется на основе теоремы о сложении ускорений по формуле

$$a = \sqrt{a_r^2 + a_e^2} =$$

$$= \frac{\omega_1^2}{u^2} \sqrt{A^2 z_3^4 \sin^2\left(z_3 \frac{\varphi_1}{u}\right) + R_m^2}. \quad (4)$$

Положения центра масс ролика, а также закрепленных на нем подшипников качения и скольжения определяем по известным формулам [3] теоретической механики. Зная основные геометрические параметры планетарных передач с составными роликовыми сателлитами, можно определить линейные скорости и ускорения центров масс всех его звеньев.

Определим угловые скорости элементов составного ролика. Так как его

контакт с элементами передачи осуществляется посредством подшипников, сделаем допущение, что угловая скорость самого ролика относительно своей оси равна нулю ($\omega_4 = 0$). Переносная скорость ролика равна угловой скорости ведомого звена ω_2 .

Угловая скорость подшипника (качения) 7 (см. рис. 1), совершающего перемещения относительно сквозных пазов ведомого вала, определяется по формуле $\omega_7 = v_r / R_7$, где R_7 – радиус наружного диаметра подшипника качения.

Рассмотрим подшипник скольжения 5, перемещающийся по беговой дорожке внутреннего кулачка. Применив метод остановки подшипника скольжения, определяем угловую скорость вращения внутреннего кулачка относительно этого подшипника: $\omega_1^* = \omega_1 - \omega_2$.

Рассмотрим характер распределения скоростей точек подшипника скольжения по линии контакта при вращательном движении относительно своей оси. На рис. 2 представлена схема контакта подшипника скольжения с беговой дорожкой внутреннего кулачка.

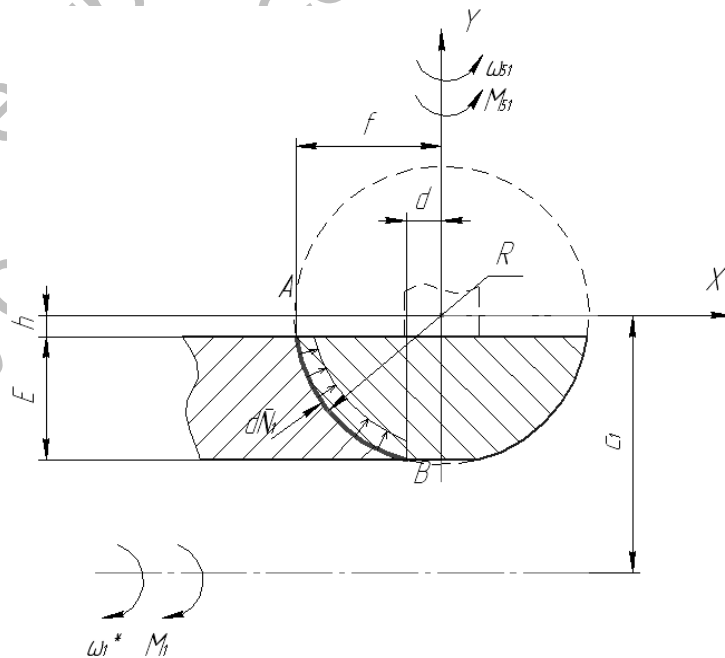


Рис. 2. Схема контакта подшипника скольжения с беговой дорожкой внутреннего кулачка

При равномерном вращении подшипника и беговой дорожки выполняется условие равенства мощностей

$$M_{51} \omega_{51} = M_1 \omega_1^*, \quad (5)$$

где M_1 – момент, приложенный к ведущему звену (внутреннему кулачку), Н·м; M_{51} – момент на подшипнике скольжения, находящемся в контакте с внутренним кулачком, Н·м; ω_{51} – угловая частота подшипника скольжения, находящегося в контакте с внутренним кулачком, рад/с.

На некоторых этапах эксплуатации, например, после приработки, можно предположить, что реакция N обеспечивает равномерное распределение нормального давления p по дуге контакта подшипника скольжения и беговой дорожки и то, что коэффициент трения скольжения f имеет постоянное значение. На основании этого получаем следующие зависимости:

$$M_{51} = \int_{AB} y_5 dF, \quad (6)$$

где y_5 – расстояние от соответствующей точки дуги контакта до оси подшипника, м; F – сила трения, Н.

$$M_1 = \int_{AB} y_1 dF \cos(\alpha_{1cp}), \quad (7)$$

где y_1 – расстояние от соответствующей точки дуги контакта до оси внутреннего кулачка, м; α_{1cp} – усредненное значение угла подъема синусоиды внутреннего кулачка на рабочих участках кривых, рад.

Угол подъема синусоиды изменяется по гармоническому закону. Усредненное значение угла подъема синусоиды принимаем в качестве допущения для упрощения модели:

$$\alpha_{1cp} = \arctg \left(\frac{2z_1 A}{\pi R_k} \right), \quad (8)$$

где z_1 – число периодов беговой дорож-

ки (синусоиды) внутреннего кулачка; R_k – радиус окружности, образующей цилиндрическую поверхность, на которой расположены синусоиды, м.

$$dF = dNf = pfdS, \quad (9)$$

где S – длина дуги AB (см. рис. 2), м.

С учетом принятых допущений и зависимости (5), после проведения соответствующих преобразований получаем

$$\omega_{51} \int_d^f y_5 dx = \omega_1^* \cos(\alpha_{1cp}) \int_d^f y_1 dx. \quad (10)$$

С учетом того, что дуга контакта представляет собой часть дуги окружности

$$y_5 = \sqrt{R^2 - x^2};$$

$$y_1 = c_1 - \sqrt{R^2 - x^2}, \quad (11)$$

где R – радиус сферы, являющейся образующей для подшипника скольжения, м; c_1 – расстояние от оси внутреннего кулачка до оси сферы, являющейся образующей для подшипника скольжения, м.

Подставляя выражение (11) в формулу (10), получим

$$\begin{aligned} \omega_{51} &= [\omega_1^* \cos(\alpha_{1cp}) \times \\ &\times \int_d^f (c_1 - \sqrt{R^2 - x^2}) dx] / \\ &/ [\int_d^f \sqrt{R^2 - x^2} dx]. \quad (12) \end{aligned}$$

Проинтегрировав числитель и знаменатель, после соответствующих преобразований определяем угловую скорость подшипника скольжения, контактирующего с беговой дорожкой внутреннего кулачка.

Рассмотрим подшипник скольжения б (см. рис. 1), перемещающийся по беговой дорожке наружного кулачка. Применяв метод останковки подшипника скольжения, определяем относительно его угловую скорость вращения наруж-

ного кулачка: $\omega_3^* = \omega_2$.

На рис. 3 представлена схема кон-

такта подшипника скольжения с бе-
говой дорожкой наружного кулачка.

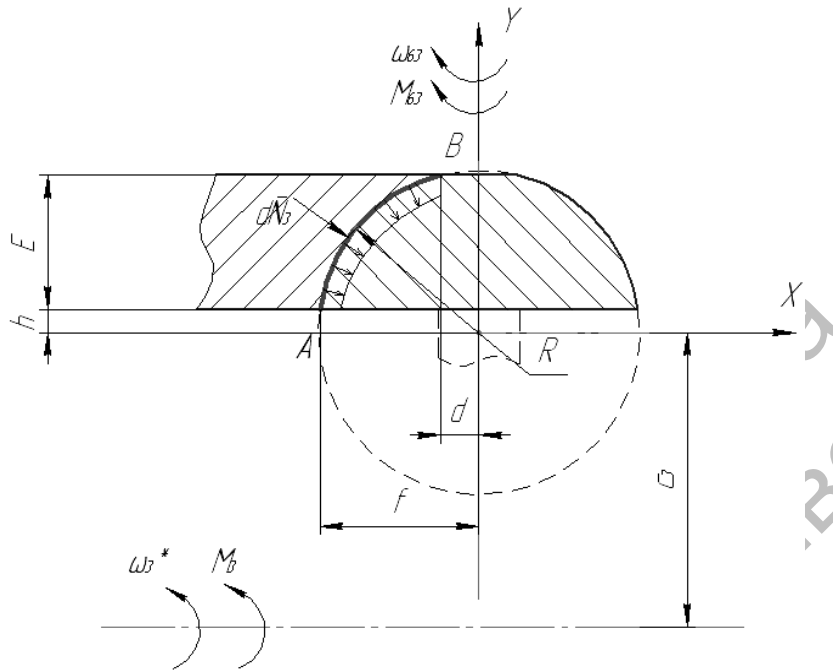


Рис. 3. Схема контакта сферического подшипника скольжения с беговой дорожкой наружного кулачка

Расчет угловой скорости подшипника скольжения, контактирующего с беговой дорожкой наружного кулачка, выполняется по алгоритму, рассмотренному выше.

При равномерном вращении подшипника и беговой дорожки выполняется условие равенства мощностей

$$M_{63} \omega_{63} = M_3 \omega_3^*, \quad (13)$$

где M_3 – момент, приложенный к наружному кулачку, Н·м; M_{63} – момент на подшипнике скольжения, находящемся в контакте с наружным кулачком, Н·м; ω_{63} – угловая частота подшипника скольжения, находящегося в контакте с наружным кулачком, рад/с.

$$M_{63} = \int_{AB} y_6 dF, \quad (14)$$

где y_6 – расстояние от соответствующей точки дуги контакта до оси подшипника, м.

$$M_3 = \int_{AB} y_3 dF \cos(\alpha_{3cp}),$$

где y_3 – расстояние от соответствующей точки дуги контакта до оси наружного кулачка, м; α_{3cp} – усредненное значение угла подъема синусоиды наружного кулачка на рабочих участках кривых, рад.

Угол α_{3cp} определяется по формуле (8) с подстановкой значения z_3 вместо z_1 .

С учетом принятых допущений и зависимости (13), после проведения соответствующих преобразований получаем

$$\omega_{63} \int_d^f y_6 dx = \omega_3^* \cos(\alpha_{3cp}) \int_d^f y_3 dx. \quad (16)$$

С учетом того, что дуга контакта представляет собой часть дуги окружности зависимость для y_6 аналогична зависимости (11) для y_5 , а значение y_3 определяется по формуле

$$y_3 = c_3 + \sqrt{R^2 - x^2}, \quad (17)$$

где c_3 – расстояние от оси наружного кулачка до оси сферы, являющейся образующей для подшипника скольжения, м.

Соответственно,

$$\omega_{63} = \frac{\omega_3^* \cos(\alpha_{3cp}) \int_d^f (c_3 + \sqrt{R^2 - x^2}) dx}{\int_d^f \sqrt{R^2 - x^2} dx}. \quad (18)$$

Рассчитав угловые скорости подшипников качения, можно определить линейные скорости в любой точке их дуги контакта с беговой дорожкой. Для подшипника скольжения 5, контактирующего с беговой дорожкой внутреннего кулачка, линейная скорость в i -й точке на линии контакта определяется по формуле

$$v_{51i} = \omega_{51} r_{5i}, \quad (19)$$

где r_{5i} – расстояние от i -й точки линии контакта до оси вращения сферического подшипника, м:

$$r_{5i} = R \cos(\beta_i), \quad (20)$$

где β_i – угол между осью абсцисс (см. рис. 3) и отрезком, соединяющим центр сферы, образующей сферический подшипник, и i -ю точку на линии контакта, рад.

Линейная скорость в i -й точке дуги контакта для внутреннего кулачка

$$v_{1i} = \omega_1^* r_{1i}, \quad (21)$$

где r_{1i} – расстояние от i -й точки линии контакта сферического подшипника с внутренним кулачком до оси вращения внутреннего кулачка, м:

$$r_{1i} = c_1 - R \cdot \sin(\beta_i). \quad (22)$$

Найдем минимальное и максимальное значения угла β_i , определяющего положение дуги контакта, согласно

следующим выражениям:

$$\beta_{\min} = \arcsin(h/R);$$

$$\beta_{\max} = \arcsin((h+E)/R). \quad (23)$$

Из условия отсутствия проскальзывания тела качения и беговой дорожки в точке контакта следует, что в данной точке линейные скорости равны:

$$\omega_{51} r_{5i} = \omega_1^* r_{1i}. \quad (24)$$

Следовательно, в точках, где зависимость (24) не соблюдается, существует скольжение, которое сопровождается потерями мощности, нагревом и интенсивным износом контактирующих поверхностей. Соответственно, величина скорости скольжения в i -й точке определяется как разность линейных скоростей подшипника качения и беговой дорожки в этой точке:

$$v_{ски} = v_{51i} - v_{1i}. \quad (25)$$

Аналогично выполняются расчеты для подшипника скольжения 6 (см. рис. 1), контактирующего с наружным кулачком. На рис. 4 представлены графики скоростей скольжения на дуге контакта беговой дорожки и подшипников скольжения в зависимости от угла β для передачи с $u = 11$, $R_k = 45$ мм, $R = 9$ мм, $E = 6$ мм, $h = 2$ мм.

При подъеме или опускании центра масс составного роликового сателлита до максимального или минимального (амплитудного) значения вдоль осевой координаты кривых, т. е. при попадании его на вершины синусоид, происходит переход ролика на другую ветвь синусоиды (с восходящей на нисходящую и наоборот). При этом изменяется только направление угловой скорости подшипников скольжения, все расчеты остаются аналогичными, т. к. подшипники скольжения и беговые дорожки симметричны относительно оси ролика.

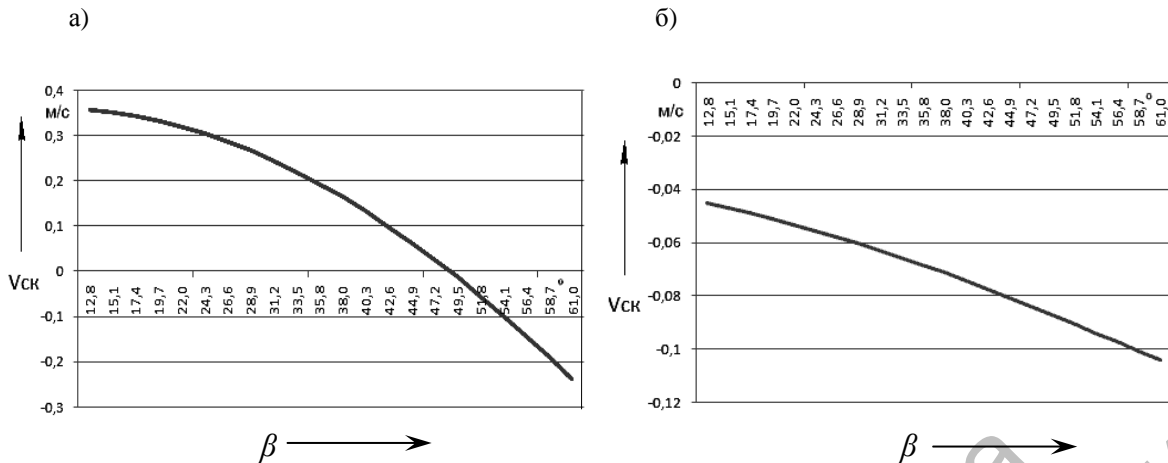


Рис. 4. Схема распределения скоростей скольжения для подшипников скольжения, контактирующих с внутренним и наружным кулачками: а – подшипник скольжения, контактирующий с беговой дорожкой внутреннего кулачка; б – подшипник скольжения, контактирующий с беговой дорожкой наружного кулачка

Износ контактирующих деталей приводит к уменьшению размера площади несущей поверхности трущихся поверхностей, к усилению вибрационно-акустических характеристик, увеличению концентрации нагрузки и контактных напряжений. При скольжении контактирующих поверхностей вначале идет процесс приработки, сопровождающийся изменением их микрогеометрии, в результате которого устанавливается некоторая постоянная шероховатость. Далее начинается процесс непосредственного линейного износа, характеризующегося изменением размеров контактирующих деталей в направлении, перпендикулярном их поверхностям. В основу количественной оценки износа положены зависимости, определяющие интенсивность или скорость изнашивания пар трения [4]. Интенсивность I_u и скорость износа v_u определяются соответственно:

$$I_u = k_u p^m; \quad v_u = I_u v_{ск}, \quad (26)$$

где k_u – коэффициент, характеризующий износостойкость материалов и условия работы; m – коэффициент, зависящий от качества поверхностей.

С учетом допущений о равномерности распределения и постоянстве дав-

ления, а также одинаковом материале беговых дорожек и подшипников скольжения, можно заключить, что скорости износа будут пропорциональны скорости скольжения.

Проведенный в данной статье кинематический анализ планетарных передач с составными роликовыми сателлитами дает возможность определять линейные скорости центров масс всех элементов составного ролика и скорости скольжения на линии контакта между подшипниками скольжения и беговыми дорожками внутреннего и наружного кулачков. Разработанные алгоритмы позволяют с учетом полученных в [5] силовых зависимостей исследовать износостойкость основных звеньев передачи, что должно повысить точность расчета данных передач и привести к повышению их работоспособности и надежности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Даньков, А. М. Концепция развития зубчатых цилиндрических передач и пути ее практической реализации / А. М. Даньков // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – Ч. 1. – С. 10–17.

2. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : монография / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с.

3. **Маркеев, А. П.** Теоретическая механика : учебник для университетов / А. П. Маркеев. – М. : ЧеРо, 1999. – 572 с. : ил.

4. **Филонов, И. П.** Теория механизмов,

машин и манипуляторов / И. П. Филонов, П. П. Анципорович, В. К. Акулич. – Минск : Дизайн ПРО, 1998. – 656 с. : ил.

5. **Лустенков, М. Е.** Определение основных геометрических параметров планетарных шариковых передач / М. Е. Лустенков // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 1. – С. 12–17.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 29.09.2010

A. P. Prudnikov, M. E. Lustenkov
The kinematic analysis of planetary gear with compound roller satellites

In the article kinematics of one of the types of gears with intermediate rolling bodies is analyzed. The feature of the design is use of compound rollers. Expressions for definition of sliding velocity have been obtained. The developed algorithms make it possible to investigate wear resistance of the basic links of the gear.