

УДК 621.(06)

М.Ф. Пашкевич, д-р техн. наук, проф., С.А. Жигунов

ОСНОВЫ НОРМИРОВАНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ И ПЛАВНОСТИ РАБОТЫ ШАРИКОВЫХ РАДИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Рассмотрены погрешности деталей зацепления шариковой радиально-плунжерной передачи, определяющие ее точность и плавность работы. Созданы основы нормирования точности таких передач.

Повышение качества и технического уровня механических передач, особенно их новых типов, к числу которых относятся и радиально-плунжерные передачи, всегда являлось актуальной проблемой. На основе решения этой проблемы может быть в значительной мере обеспечена конкурентоспособность многих машин за счет создания более совершенного и дешевого привода. В настоящее время есть тенденция использования в приводах общего машиностроения малогабаритных передач, к которым относится и шариковая радиально-плунжерная передача.

На рис. 1, а представлена конструктивная схема шариковой радиально-плунжерной передачи, а также схема шарикового зацепления (рис. 1, б).

Шариковая радиально-плунжерная передача (см. рис. 1, а, б) состоит из ведущих звеньев 1, выполненных с эксцентриситетом e и воздействующих на шары 3, поочередно перемещая их в радиальном направлении и утапливая во впадины периодического профиля центрального колеса 2. Количество шаров n в каждом ряду на единицу больше, чем количество периодов z периодического профиля центрального колеса 2, поэтому за один оборот ведущего вала 4 система шаров поворачивается совместно с сепаратором, выполненным заодно с ведомым валом 5, на один угловой период неподвижного центрального колеса 2. При этом обеспечивается передаточное отношение $u = z + 1$.

Несмотря на ряд достоинств, отсутствие системы нормирования точности этой передачи является серьезным препятствием для ее внедрения в машиностроительную практику.

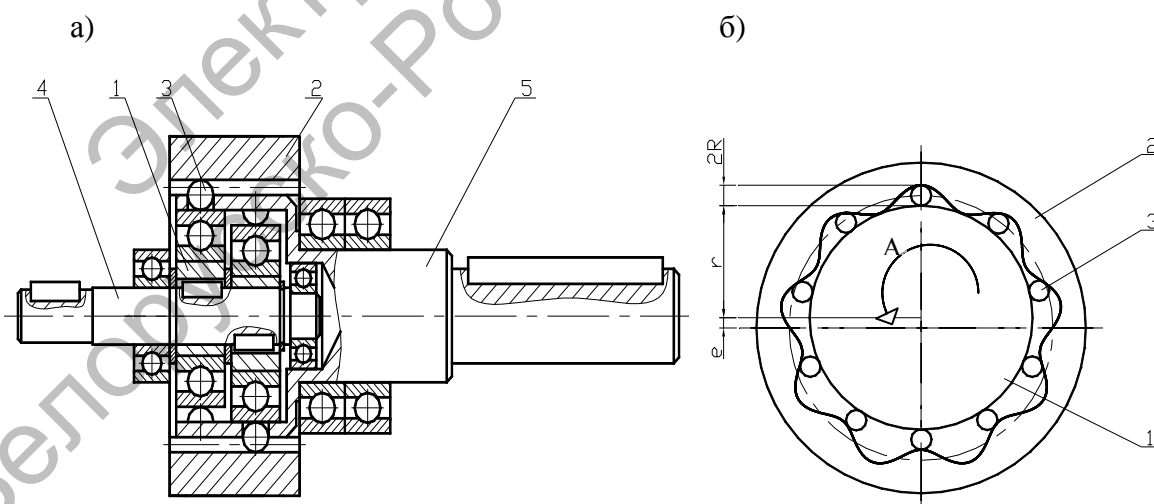


Рис. 1. Конструктивная схема (а) и схема зацепления (б) шариковой радиально-плунжерной передачи

Для создания такой системы необходимо выявить погрешности изготовления деталей передачи, вызывающие неравномерность вращения выходного звена, определить взаимосвязи элементарных погрешностей изготовления деталей с кинематической погрешностью передачи, а также оценить их влияние на кинематическую точность и плавность работы передачи. Эта задача решается с помощью моделирования или экспериментальных исследований кинематической погрешности передачи и оценки влияния на эту погрешность погрешностей изготовления деталей. При проведении исследований наиболее эффективным является представление функции кинематической погрешности в виде амплитудно-частотного спектра, составляющие которого служат показателями точности и плавности работы передачи, а также характеристикой погрешностей изготовления отдельных элементов передачи [1, 2].

На основе проведенных исследований, по аналогии с системой нормирования зубчатой цилиндрической передачи [3], была разработана представленная ниже система нормируемых показателей кинематической точности и плавности работы шариковой радиально-плунжерной передачи.

Кинематическая погрешность передачи характеризуется разностью между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ее ведомого вала, соответствующими одинаковым углам поворота ведущего вала [4]. Она может выражаться в угловых единицах, а также в единицах длины дуги окружности, соответствующей среднему диаметру периодического профиля или среднему диаметру ведомого звена. Согласно определению

$$\Delta\varphi_2 = \varphi_{2d} - \varphi_{2n}, \quad (1)$$

где $\Delta\varphi_2$ - кинематическая погрешность, выраженная в угловых единицах; φ_{2d} - действительный угол поворота ведомого вала; φ_{2n} - номинальный угол поворота ведомого вала, равный $\varphi_{2n} = \varphi_1 \cdot u$.

Как и для зубчатых передач, показатели нормы кинематической точности шариковой радиально-плунжерной передачи характеризуют неравномерность вращения выходного вала за его полный оборот.

Контролю подлежит наибольшая кинематическая погрешность передачи F'_{ior} , то есть наибольшая разность значений кинематической погрешности передачи за один оборот выходного звена. Величина F'_{ior} определяется из графика кинематической погрешности передачи.

Допуск на наибольшую величину кинематической погрешности передачи F'_{io} является не только комплексным показателем кинематической точности передачи, но и базовой величиной, которой должны соответствовать допуски других нормируемых параметров.

Этот допуск для шариковой радиально-плунжерной передачи, а также допуски на другие нормируемые показатели ее точности определяются в зависимости от требуемой степени точности и конструктивных параметров передачи (величина эксцентриситета e , радиус эксцентрика r , радиус шарика R , радиус средней окружности центрального колеса R_H и радиус сепаратора R_C).

Наряду с комплексным показателем кинематической точности были приняты другие показатели точности, обусловленные погрешностями центрального колеса и ведомого звена передачи: наибольшая кинематическая погрешность центрального колеса, накопленная погрешность шага центрального колеса, радиальное биение периодического профиля центрального колеса, погрешность обката центрального колеса, накопленная погрешность шага сепаратора и радиальное биение ведомого вала.

Под наибольшей кинематической погрешностью центрального колеса F_i будем по-

нимать наибольшую алгебраическую разность значений кинематической погрешности центрального колеса в пределах его полного оборота вокруг своей оси. Величину F_i можно определить из графика кинематической погрешности центрального колеса.

Допуск на наибольшую кинематическую погрешность центрального колеса $F_i^{ч.к.}$ будем определять по формуле

$$F_i^{ч.к.} = F_p^{ч.к.} + f_f^{ч.к.}, \quad (2)$$

где $F_p^{ч.к.}$ – допуск накопленной погрешности шага центрального колеса; $f_f^{ч.к.}$ – допуск на погрешность профиля зуба центрального колеса.

Накопленную погрешность шага центрального колеса F_p будем определять разностью между действительным и номинальным накопленными шагами зубьев центрального колеса за его полный оборот вокруг собственной оси, т.е.

$$F_p = (p_{\text{дн}} - np_n) / R_u, \quad (3)$$

где $p_{\text{дн}}$ – действительный накопленный шаг; p_n – номинальный шаг; n – число шагов, $n = z$; R_u – радиус средней окружности.

Накопленная погрешность шага включает радиальные и тангенциальные погрешности, возникающие при его изготовлении.

Шаг центрального колеса p – это расстояние между одноименными правыми или левыми поверхностями профиля зуба центрального колеса, измеренное по средней окружности или любой другой окружности, радиус которой отличается от радиуса средней окружности и лежит в пределах $(R_u \pm e)$, где e – величина эксцентриситета. Тогда номинальный шаг профиля центрального колеса можно определить по соотношению

$$p_n = 2\pi R_u / z_2. \quad (4)$$

Радиальное биение F_r периодического профиля центрального колеса представляет собой наибольшее колебание расстояний от постоянных хорд периодического профиля центрального колеса до оси его вращения. Оно характеризует погрешность установки центрального колеса на станке, то есть радиальную составляющую накопленной погрешности шага центрального колеса.

Погрешность обката F_c обусловлена неточностями станка при формообразовании периодического профиля. Она определяется как разность между действительным и номинальным накопленными шагами центрального колеса за полный оборот выходного вала, измеренная от технологической оси. Таким образом, погрешность обката характеризует тангенциальную составляющую погрешности центрального колеса.

Накопленная погрешность шага отверстий сепаратора F_p^c определяется разностью между действительным и номинальным накопленными шагами отверстий сепаратора за его полный оборот:

$$F_p^c = (p_{\text{дн}} - np_n) / R_c, \quad (5)$$

где $p_{\text{дн}}$ – действительный накопленный шаг; p_n – номинальный шаг; n – число шагов, $n = z_2 + 1$; R_c – наибольший радиус сепаратора, т.е. радиус его наружной цилиндрической поверхности.

Шаг отверстий сепаратора p – это расстояние между одноименными правыми или левыми поверхностями соседних отверстий сепаратора.

Следовательно, номинальный шаг сепаратора определяется по соотношению

$$p_n = 2\pi R_c / (z_2 + 1). \quad (6)$$

Радиальное биение δ_1 ведомого вала вызывает дополнительную радиальную погрешность, оказывающую влияние на кинематическую точность передачи.

Плавность работы передачи определяется погрешностями, которые многократно (циклически) проявляются за оборот выходного вала и также составляют часть кинематической погрешности. Если функцию кинематической погрешности передачи представить в виде спектра гармонических составляющих, то циклические погрешности, нарушающие плавность работы передачи, будут соответствовать тем амplitудам, которые имеют частоты равные и кратные числу зубьев центрального колеса, количеству шариков (числу отверстий сепаратора) и передаточному отношению передачи.

Комплексным показателем плавности работы передачи является местная кинематическая погрешность передачи f'_{ior} , под которой понимают наибольшую разность между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности передачи за полный оборот выходного вала.

При нормировании плавности работы передачи будем учитывать также другие показатели, обусловленные погрешностями центрального колеса, сепаратора, шариков, эксцентрика и ведомого вала: местная кинематическая погрешность центрального колеса, погрешность шага центрального колеса, погрешность профиля зуба центрального колеса, погрешность шага сепаратора, погрешность диаметра шарика, погрешности радиуса и эксцентриситета эксцентрика, а также радиальное биение ведущего вала.

Под местной кинематической погрешностью центрального колеса f_i будем понимать наибольшую разность между местными соседними экстремальными значениями кинематической погрешности центрального колеса в пределах его оборота вокруг собственной оси. Величину f_i будем определять по аналогии с f'_{ior} – из графика кинематической погрешности центрального колеса.

Допуск на местную кинематическую погрешность центрального колеса $f_i^{u.k.}$ будем определять по формуле

$$f_i^{u.k.} = |f_p^{u.k.}| + f_f^{u.k.}, \quad (7)$$

где $|f_p^{u.k.}|$ – допуск на погрешность шага центрального колеса; $f_f^{u.k.}$ – допуск на погрешность профиля зуба центрального колеса.

Погрешность шага центрального колеса f_p , как наибольшее отклонение действительного шага от номинального, будем определять соотношением

$$f_p = (p_d - 2\pi / z_2)R_u, \quad (8)$$

где p_d – действительный шаг; R_u – радиус средней окружности периодического профиля центрального колеса.

Погрешность профиля зуба центрального колеса f_f определяется расстоянием по нормали между двумя ближайшими номинальными профилями зубьев, между которыми размещается действительный профиль зуба центрального колеса. Под действительным профилем следует понимать линию пересечения действительной боковой поверхности периодического профиля центрального колеса плоскостью, перпендикулярной его оси.

Погрешность шага отверстий сепаратора δ_2 представляет собой наибольшее отклонение действительного шага сепаратора от номинального:

$$\delta_2 = (p_{d.c.} - \frac{2\pi}{z_2 + 1})R_c, \quad (9)$$

где $p_{d.c.}$ – действительный шаг сепаратора; R_c – радиус сепаратора.

В качестве нормируемых показателей плавности работы передачи примем также погрешность диаметра шарика δ_3 , погрешность радиуса эксцентрика δ_4 , погрешность эксцентриситета эксцентрика δ_5 и радиальное биение ведущего вала δ_6 . В связи с тем, что перечисленные погрешности принадлежат деталям ведущего звена передачи, они проявляются многократно за оборот ведомого вала, снижая плавность работы передачи.

Погрешность диаметра шариков характеризует частоты, соответствующие и кратные передаточному отношению передачи и числу зубьев центрального колеса, а погрешности радиуса эксцентрика, эксцентриситета эксцентрика и радиальное биение ведущего вала – частоты, соответствующие передаточному отношению.

Таким образом, предложенные показатели кинематической точности и плавности работы могут быть использованы для нормирования точности шариковой радиально-плунжерной передачи, назначения комплексов производственного контроля, а также для установления структуры технологических операций при проектировании технологических процессов изготовления деталей зацепления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование кинематической погрешности планетарной радиально-плунжерной передачи / М. Ф. Пашкевич [и др.] // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : респ. межведомств. сб. науч. тр. междунар. науч.-техн. конф. – Вып. 18 : Машиностроение. – Мн. : Технопринт, 2002. – С. 445-450.
2. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Бел.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с. : ил.
3. **ГОСТ 1643-81**. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. - М. : Изд-во стандартов, 1981. – 68 с.
4. **Тайц, Б. А.** Точность и контроль зубчатых колес / Б. А. Тайц. - М. : Машиностроение, 1972. - 368 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 27.10.2005

M. F. Pashkevich, S. A. Zhigunov
Foundation of rating of kinematical
accuracy and evenness of ball
radial-plunger transmissions
Belarusian-Russian University

The components' errors defined kinematical accuracy and evenness of ball radial-plunger transmission are concerned. The foundation of accuracy rating for such transmissions is created.