

УДК 621.833.6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОВМЕЩЁННЫХ КОНИЧЕСКИХ ОПОР КАЧЕНИЯ ВОДИЛА ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА 2К-V

**С.О. КИРЕЕВ,
Б.Н. ВАСИЛЬЕВ**

(Донской государственный технический университет),

А.П. ПАДАЛКО

(Южно-Российский государственный технический университет)

Изложен метод определения геометрических параметров конических роликов при проектировании радиально упорных совмещённых конических опор качения водила в планетарной передаче типа 2К-V с внецентроидным внутренним цевочным зацеплением на второй ступени. Данные опоры используются при невозможности применения стандартных конических подшипников качения по причине ограничения габаритных размеров изделия.

Ключевые слова: геометрические параметры, опоры качения водила передачи 2К-V.

Введение. Планетарно-цевочные передачи, известные в отечественной технической литературе под условным обозначением 2К-V [1], благодаря компактности и возможности обеспечивать значительные передаточные отношения при сохранении высокой нагрузочной способности, кинематической точности, низкой виброактивности и высокому КПД, уже достаточно длительное время успешно применяются в качестве основных элементов силового привода звеньев промышленных роботов [2]. Данные механизмы, выполненные с тремя эксцентриковыми валами, традиционным эвольвентным зацеплением на первой быстроходной ступени и внецентроидным внутренним цевочным зацеплением на второй тихоходной ступени, относятся к дифференциальным и могут применяться в машинах по различным вариантам сочетаний входных и выходных звеньев. При

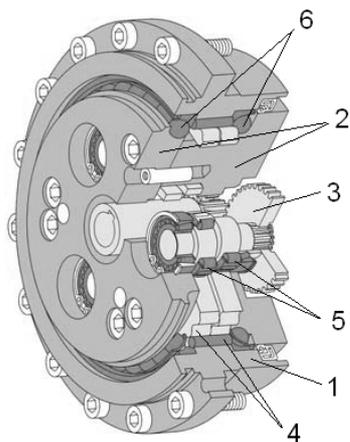


Рис. 1. Вариант трехваловой схемы планетарно-цевочного редуктора 2К-V фирмы «Nabtesco»: 1 – корпус; 2 – водило; 3 – эвольвентный сателлит быстроходной ступени; 4 – эпициклоидный сателлит и цевка внецентроидного внутреннего цевочного зацепления; 5 – цилиндрические роликовые подшипники; 6 – шарики радиально-упорных совмещённых опор качения

этом передаточное отношение получаемых редукторов будет изменяться на единицу. Как правило, выходным звеном подобного типа планетарно-цевочных редукторов, является водило, закрепленное в подшипниках качения в корпусе редуктора. Необходимо отметить, что все силы, возникающие при передаче и преобразовании вращательного движения в зацеплении эвольвентной планетарной ступени и во внецентроидном внутреннем цевочном зацеплении второй ступени, за счет принятой трехваловой схемы передачи движения полностью уравновешиваются внутри корпуса и практически не оказывают силового воздействия на указанные подшипники качения. Однако силы инерции приводимых в движение водилом рабочих звеньев промышленных роботов, возникающие при их перемещении со значительными ускорениями, их вес и приложенные к ним рабочие нагрузки создают на водиле значительные опрокидывающие моменты и осевые усилия, непосредственно воздействующие на эти подшипники качения.

Геометрические параметры опор качения водила. На рис. 1 показан пример исполнения такого планетарно-цевочного редуктора, разработанный компанией «Nabtesco» (Германия), являющейся одной из ведущих в этом направлении зарубежных фирм.

Как видно из рисунка, рассматриваемые опоры качения выполнены в форме оригинальных радиально-упорных подшипников, внутренние кольца которых совмещены с корпусом водила, что представляет собой достаточно сложную в технологическом отношении конструкцию. Наружное кольцо выполнено отдельно и вставляется в корпус редуктора. В качестве тел качения в данных опорах качения используются шарики с точечным контактом (поз. 6). Применение подобной формы тел качения снижает динамическую и статическую грузоподъемность этих опор и ещё более усложняет технологию изготовления беговых дорожек, расположенных на корпусе водила. Увеличение динамической грузоподъемности в данном случае достигается за счет изъятия сепаратора и увеличения количества тел качения при более плотном их расположении в каждой опоре качения. Достаточно сложной представляется нам и регулировка рабочих зазоров, которая необходима для подобного типа узлов.

Переход в радиально-упорных подшипниковых узлах от точечного контакта тел качения к линейному дает возможность значительно увеличить их динамическую и статическую грузоподъемности. Это может быть достигнуто заменой в опорных узлах тел качения сферической формы на ролики, имеющие коническую форму [3]. Следует отметить, что применение в рассматриваемых опорных узлах стандартных радиально-упорных конических подшипников с необходимой грузоподъемностью, учитывая их значительные установочные размеры, может привести к увеличению общих габаритов редуктора и его массы, и в связи с этим является также нецелесообразным. Это особенно является актуальным при проектировании малогабаритных планетарно-цевочных редукторов с заранее заданными общими габаритными параметрами, определяемыми условиями их эксплуатации.

Проектированию и расчету опорных узлов водила должен предшествовать расчет всех элементов эвольвентной и цевочной передач и опорных узлов эксцентриковых валов. Выполняется также предварительная конструктивная проработка водила, всех входящих в него элементов и корпуса редуктора. Это все, в общем, дает возможность предварительно определить габаритные размеры опорных узлов водила и нагрузки, действующие на них с учетом внешних сил и моментов.

С учетом полученных значений радиальных и осевых нагрузок, действующих на совмещенные опоры качения водила, осуществляется подбор диаметральных и линейных параметров конических роликов с ориентацией на конические ролики, применяемые в стандартных радиально-упорных подшипниках. В зависимости от соотношения радиальных и осевых нагрузок ориентировочно выбирается угол контакта конического ролика в пределах $9-18^\circ$ и угол конусности ролика, но так, чтобы вершина конуса ролика лежала на оси вращения водила. На рис. 2 показан один из вариантов компоновки таких подшипниковых опор (поз. 3) водила планетарно-цевочного редуктора типа ПЦР 3-36(6), разработанного авторами данной статьи.

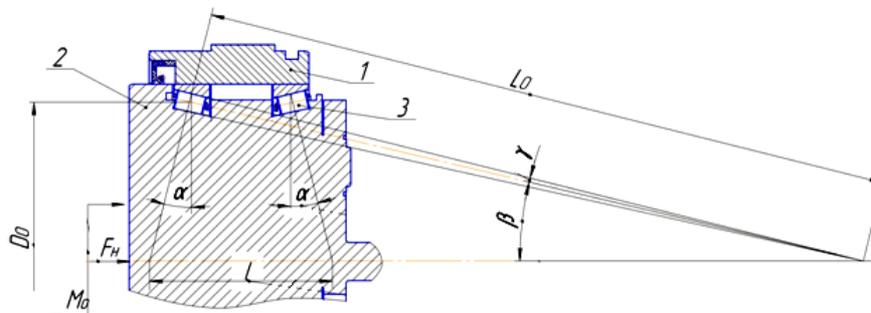


Рис. 2. Вариант компоновки совмещенных опор качения планетарно-цевочного редуктора типа ПЦР 3-36(6): 1 – корпус; 2 – водило; 3 – радиально-упорная совмещенная опора качения; α – угол контакта конического ролика; M_o – опрокидывающий момент; F_n – внешняя осевая сила; L – расстояние между точками приложения опорных реакций; L_o – длина среднего конусного расстояния ролика; D_o – диаметр центров комплекта роликов; β – номинальный угол контакта ролика; γ – угол конусности ролика

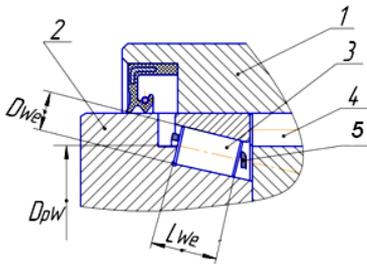


Рис. 3. Подшипниковый узел опоры водила: 1 – корпус редуктора; 2 – водило; 3 – конический ролик; 4 – цевка; 5 – сепаратор; D_{We} – диаметр ролика; D_{pW} – диаметр окружности центров торцов роликов; L_{We} – длина ролика

Как видно из рисунка, совмещённые опоры качения ограничены, с одной стороны, параметрами водила 2 со всеми входящими в него элементами передач (на рисунке не показаны) и, с другой стороны, заданными габаритами корпуса редуктора 1. Внутренние кольца опор качения с беговыми дорожками выполнены заодно с корпусом водила. Наружные кольца являются вставными, что дает возможность за счет шлифовки их больших торцов регулировать рабочий зазор в подшипниках.

С целью получения необходимой динамической грузоподъемности подшипниковых опор при выборе диаметров конических роликов D_{We} (рис. 3) необходимо ориентироваться на максимально возможные их размеры.

В соответствии с рекомендациями [4] диаметры роликов D_{We} можно принять из соотношения

$$D_{We} = (0,5...0,53) h,$$

где $h = D - D_0$; D – диаметр наружной поверхности наружного кольца подшипника; D_0 – диаметр окружности центров комплекта роликов (см. рис. 2).

При этом длина ролика определяется также в зависимости от величины h :

$$L_{We} = (1,2...1,25)h.$$

Полученные значения D_{We} и L_{We} следует округлить до ближайших больших значений стандартных подшипников соответствующих серий. При этом следует расчётным путём проверить обеспечение достаточной прочности беговых дорожек, выполняемых на корпусе водила, и технологической жесткости наружных колец подшипников, устанавливаемых в корпусе передачи.

Угол при вершине конуса ролика $\alpha_p = 2\gamma$, как видно из рис. 2, жестко связан с углом контакта ролика α и расположением роликов относительно оси вращения водила, определяемым диаметром их центров D_0 . Значение диаметра D_0 непосредственно зависит от габаритов водила и размеров входящих в его состав деталей, которые, как правило, при предварительной конструктивной проработке принимаются минимальными. В связи с этим углы контакта ролика обычно задаются.

Применение конических роликов по размерам соответствующих роликам стандартных подшипников не всегда оказывается возможным. Это связано прежде всего с тем, что для стандартных радиально-упорных подшипников диаметр центров конических роликов обычно не совпадает с диаметром центров роликов проектируемой совмещённой опоры качения. Обеспечение совпадения вершины конуса ролика с осью вращения водила приходится осуществлять за счет изменения угла контакта. Во многих случаях это приводит к значительному увеличению угла контакта ролика, и совмещённая опора качения приобретает свойства упорно-радиального подшипника, а в некоторых случаях это оказывается вообще невозможным.

Увеличение угла контакта ролика приводит к нежелательному снижению динамической радиальной грузоподъемности подшипниковой опоры водила. Это является очевидным при рассмотрении зависимости для ее определения, имеющей вид [5]

$$C = b_m f_c (i L_{We} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{We}^{29/27},$$

где C – динамическая радиальная грузоподъемность подшипника; b_m – коэффициент, характеризующий свойства стали с учетом способа ее изготовления; f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала; i – число рядов роликов в подшипнике; L_{We} – длина ролика, мм; α – угол контакта ролика; Z – число роликов в однорядном подшипнике; D_{We} – диаметр ролика, мм.

Увеличение угла контакта ролика α уменьшает значение $\cos \alpha$ и соответственно снижает значение динамической радиальной грузоподъемности подшипника. Кроме этого величина коэффициента f_c определяется по табличным данным в зависимости от отношения $(D_{we} \cos \alpha) / D_0$, и при его уменьшении уменьшается и величина этого коэффициента, оказывая также отрицательное влияние на динамическую грузоподъемность подшипника.

Необходимо также учитывать, что в радиально-упорных подшипниках действует и гироскопический момент, связанный с изменением направления оси вращения роликов в пространстве, T_g .

$$T_g = I \omega_p \omega_c \sin \alpha,$$

где I – момент инерции ролика относительно своей оси вращения; ω_p – угловая скорость ролика вокруг своей оси; ω_c – угловая скорость вращения сепаратора; α – угол контакта ролика.

Увеличение гироскопического момента при увеличении угла контакта ролика отрицательно влияет на работоспособность подшипников, увеличивает износ как тел качения, так и беговых дорожек.

В связи с изложенным при принятых по ранее приведенным рекомендациям значениях диаметра ролика D_{we} и его длины L_{we} , по всей видимости, следует задаваться углом контакта ролика α в пределах 9–19° в зависимости от характера и соотношения сил, действующих на подшипниковые опоры водила, а угол конусности ролика $\alpha_p = 2\gamma$ уточнять расчетным путем. При этом возможна последующая коррекция угла конусности ролика за счет незначительного изменения угла контакта ролика.

В случае незначительных отклонений по конусности стандартного конического ролика не исключается возможность его применения в подшипниковом узле водила с корректировкой угла контакта. По завершению определения всех геометрических параметров совмещенных опор качения водила уточняются точки приложения опорных реакций и расстояние между ними, окончательно определяются нагрузки, действующие на них. По приведенной выше зависимости определяется динамическая грузоподъемность проектируемых опор качения и по принятой стандартной методике рассчитывается для наиболее нагруженной из них эквивалентная рабочая нагрузка.

Заключение. Полученные результаты служат для определения ресурса работы совмещенных опор качения водила, который, в конечном итоге, сравнивается с заданным. При необходимости уточняются геометрические параметры и повторяется силовой расчет рассматриваемых опор качения.

Библиографический список

1. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев. – Л.: Машиностроение, 1966. – 307 с.
2. Андре П. Проектирование роботов: пер. с французского / П. Андре [и др.]. – М.: Мир, 1986. – 385 с.
3. Патент РФ № 88406. Планетарно-цевочная передача / С.О. Киреев, Ю.В. Ершов. U1 F16H 1/48. Оpubл. 10.11.2009. Бюл. № 31.
4. Орлов П.И. Основы конструирования: справочно-метод. пособие / П.И. Орлов, П.Н. Учев. В 2-х кн. Кн. 2. – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.
5. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов. – М.: Машиностроение, 1992. – 608 с.

Материал поступил в редакцию 16.05.11.

References

1. Kudryavcev V.N. Planetarny`e peredachi / V.N. Kudryavcev. – L.: Mashinostroenie, 1966. – 307 s. – In Russian.
2. Andre P. Proektirovanie robotov: per. s francuzskogo / P. Andre [i dr.]. – M.: Mir, 1986. – 385 s. – In Russian.
3. Patent RF # 88406. Planetarno-cevochnaya peredacha / S.O. Kireev, Yu.V. Ershov. U1 F16H 1/48. Opubl. 10.11.2009. Byul. # 31. – In Russian.
4. Orlov P.I. Osnovy` konstruirovaniya: spravochno-metod. posobie / P.I. Orlov, P.N. Uchaev. V 2-x kn. Kn. 2. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 544 s. – In Russian.
5. Perel` L.Ya. Podshipniki kacheniya: Raschyot, proektirovanie i obsluzhivanie opor: spravochnik / L.Ya. Perel`, A.A. Filatov. – M.: Mashinostroenie, 1992. – 608 s. – In Russian.

DEFINITION OF GEOMETRICAL PARAMETERS FOR COMBINED CONE ROLLING BEARINGS OF 2K-V-TYPE PLANETARY PIN CARRIER

S.O. KIREYEV, B.N. VASILYEV

(Don State Technical University),

A.P. PADALKO

(South-Russian State Technical University)

The method for determining the geometrical parameters of the cone rolls when designing the angular contact combined cone rolling bearings of 2K-V-type planetary pin carrier with the off-centroidal inner mangle gear at the second stage is stated. The bearings serve in case when no standard cone rolling bearings can be used due to the space restrictions.

Keywords: *geometrical parameters, rolling bearings of 2K-V-type carrier.*