

УДК 621.822.539.4

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА, ЗАМЕНЯЮЩЕГО РАДИАЛЬНЫЙ РОЛИКОВЫЙ ПОДШИПНИК КАЧЕНИЯ

© 2014 В.Л. Юрьева, Г.А. Матвеев, Н.В. Филонов

Казанский национальный исследовательский университет им. А.Н. Туполева – КАИ

Поступила в редакцию 21.03.2014

В статье рассматривается геометрический синтез планетарного механизма, составленного из цилиндрических зубчатых колес с шевронными зубьями, которым может быть заменен бесцепарный роликовый подшипник качения при условии сохранения присоединяемых размеров механизма равным присоединительным размерам стандартного роликового подшипника.

Ключевые слов: *планетарный механизм, роликовый подшипник, нагрузочная способность*

В радиальных опорах авиационных приводов и силовых установок наиболее распространены роликовые подшипники качения, обладающие более высокой нагрузочной способностью. Весовые и габаритные ограничения, а также жесткие условия работы вынуждают использовать детали опор на пределе их возможностей. Роликовые прецизионные подшипники качения практически достигли своего предела работоспособности. Использование резервов увеличения работоспособности подшипников за счет улучшения материалов и точности изготовления не представляет радикального решения проблемы увеличения работоспособности подшипников. Серьезные исследования проводятся по повышению надежности сепараторов, которые продолжают оставаться особо уязвимым местом подшипников. Необходимо принципиально новое техническое решение конструкции подшипников качения.

Цель работы: разработка конструкции, повышающей нагрузочную способность подшипника с шевронным зацеплением роликов и колец.

Зубчатый механизм, предлагаемый для замены бесцепарного радиального роликового подшипника качения, выполнен по схеме планетарного механизма, приведенной на рис.1 и 2. Наружные поверхности беговой дорожки внутреннего кольца 1 и роликов 2 выполнены в виде зубчатых венцов с шевронными зубьями, при этом подвижное соединение внутреннего кольца

и роликов представляет собой цилиндрическую эвольвентную передачу внешнего зацепления с шевронными зубьями. Наружное кольцо 3 подшипника для обеспечения возможности сборки образовано из двух половин, внутренние поверхности которых представляют собой зубчатые венцы косозубых цилиндрических колес с внутренними зубьями. Направление зубьев на каждой из половин совпадает с направлением зубьев шевронного зубчатого венца ролика. Это позволяет после сборки механизма получить в соединении с зубчатым венцом ролика шевронную зубчатую передачу внутреннего зацепления. Так как зубчатый венец ролика входит одновременно в зацепление с зубчатыми венцами внутреннего и наружного колец подшипника, углы наклона зубьев на делительных цилиндрах в обоих зацеплениях должны быть одинаковы. В отличие от роликового подшипника сила, действующая на опору, передается на корпус через боковые поверхности зубьев, в результате чего имеем силовую планетарную зубчатую передачу с радиальным, необычным для зубчатых передач, направлением силы, действующей на боковые поверхности зубьев.

В качестве технических условий для кинематического синтеза механизма зубчатого подшипника могут быть приняты: обеспечение сборки механизма при равномерном распределении сателлитов по окружности и отсутствии наложения их друг на друга; сохранение стандартных значений размеров присоединительных поверхностей подшипника (D , d и B); равенство или минимальное отличие диаметров начальных окружностей зубчатых колес механизма от размеров диаметров роликов и беговых дорожек стандартного радиального роликового подшипника. Использование для нарезания зубьев

Юрьева Валентина Леонидовна, кандидат технических наук, доцент. E-mail: ok@ok.kstu-kai.ru

Матвеев Георгий Александрович, кандидат технических наук, профессор

Филонов Николай Васильевич, кандидат технических наук, доцент. E-mail: NVFilonov@kai.ru

косозубых колес с внутренними зубьями стандартных зуборезных долбяков и копиров к зубодолбежным станкам ограничивает величину угла наклона зубьев на делительных цилиндрах значениями $\beta=15^\circ$ и $\beta=23^\circ$.

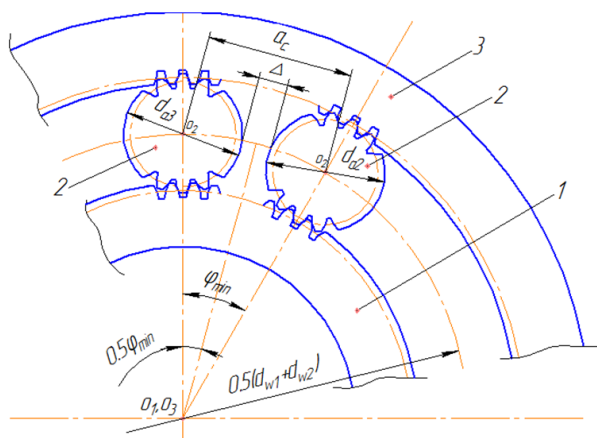


Рис. 1. Схема зубчатого механизма

Порядок кинематического синтеза механизма зубчатого подшипника.

1. По взятым из справочника [1] размерам диаметров внутреннего d и наружного D колец подшипника и диаметру роликов D_w определяем величины диаметров беговых дорожек и окружности центров комплекта роликов (рис. 2): диаметр беговой дорожки внутреннего кольца

$$d_1 = \frac{D + d}{2} - D_w$$

диаметр беговой дорожки наружного кольца

$$D_1 = \frac{D + d}{2} + D_w$$

диаметр окружности центров комплекта роликов

$$D_o = \frac{D_1 + d_1}{2} = \frac{D + d}{2}$$

2. Принимая диаметры начальных окружностей колес зубчатого подшипника равными диаметрам роликов и беговых дорожек роликового радиального подшипника $d_{w1}=d_1$, $d_{w2}=D_w$ и $d_{w3}=D_1$, определяем соответствующие им значения чисел зубьев, при величине коэффициентов суммы и разности смещений $x_{\Sigma 12}$ и x_{d23} равных нулю: $z_{n1} = \frac{d_{w1} \cos \beta}{m}$, $z_{n2} = \frac{d_{w2} \cos \beta}{m}$ и $z_{n3} = \frac{d_{w3} \cos \beta}{m}$.

3. Округляем полученные значения z_{n1} , z_{n2} и z_{n3} до ближайших целых чисел z_1 , z_2 и z_3 , удовлетворяющих условиям соосности, соседства и сборки. Для рассматриваемой схемы механизма условие соосности будет

$$z_3 - z_2 = z_1 + z_2$$

Условие соседства ограничивает наибольшее число сателлитов (роликов), которое можно разместить на окружности их центров, исключая наложение соседних сателлитов друг на друга. Для выполнения этого условия расстояние между центрами соседних сателлитов (роликов) должно быть больше диаметра окружности вершин сателлитов $a_c > d_{a2}$ (рис. 1). С учетом возможных погрешностей сборки принимают $a_c = d_{a2} + \Delta_c$, где Δ_c — зазор между окружностями вершин сателлитов, определяемый допусками на точность сборки, тогда наименьший угол между соседними сателлитами (рис. 1)

$$\varphi_{\min}^0 = 2 \arcsin \frac{d_{a2} + \Delta_c}{d_{w1} + d_{w2}},$$

и число сателлитов, обеспечивающее выполнение этого условия

$$k \leq \frac{360^\circ}{\varphi_{\min}^0}.$$

Условие сборки, обеспечивающее собираемость механизма, при равных значениях углов между сателлитами, запишется

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = C,$$

где C — любое целое число.

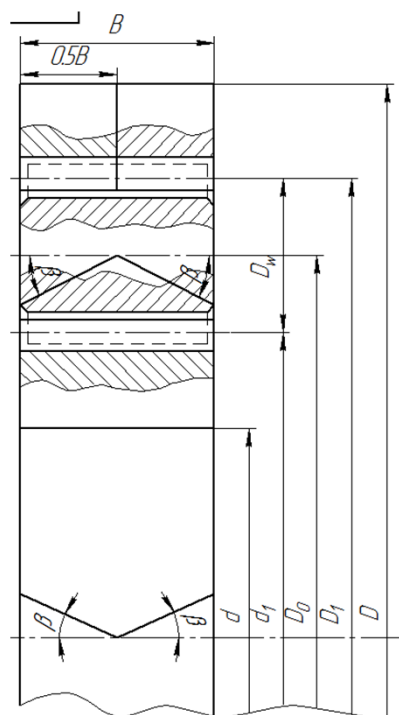


Рис. 2. Схема планетарного механизма

4. Определяем величины коэффициентов суммы смещений для ступени внешнего зацепления и разности смещений для ступени внутреннего зацепления, позволяющие получить межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w_1} + d_{w_2}}{2} = \frac{d_{w_3} - d_{w_2}}{2} = \frac{D + d}{4}.$$

Коэффициент суммы смещений для ступени внешнего зацепления

$$x_{\Sigma 12} = \left(\text{inv} \alpha_{t_{w_{12}}} - \text{inv} \alpha_t \right) \frac{z_1 + z_2}{2 \text{tg} \alpha}$$

коэффициент разности смещений для ступени внутреннего зацепления

$$x_{d_{23}} = \left(\text{inv} \alpha_{t_{w_{23}}} - \text{inv} \alpha_t \right) \frac{z_3 - z_2}{2 \text{tg} \alpha},$$

где $\alpha_t = \text{arctg} \left(\frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} \right)$ - угол наклона зуба исходного контура в торцовом сечении; $\alpha_{t_{w_{12}}}$ - угол безазорного зацепления ступени внешнего зацепления; $\alpha_{t_{w_{23}}}$ - угол безазорного зацепления ступени внутреннего зацепления.

Так как из условия соосности $z_3 - z_2 = z_1 + z_2$, углы безазорного зацепления обеих ступеней

$$\alpha_{t_{w_{12}}} = \arccos \left[\frac{(z_1 + z_2)m}{2a_w \cos \beta} \cos \alpha_t \right]$$

и

$$\alpha_{t_{w_{23}}} = \arccos \left[\frac{(z_3 - z_2)m}{2a_w \cos \beta} \cos \alpha_t \right]$$

должны быть одинаковы, то

$$x_{\Sigma 12} = x_{d_{23}}.$$

Распределение полученных значений $x_{\Sigma 12}$ и $x_{d_{23}}$ между колесами передач должно обеспечить отсутствие интерференции зубьев и непрерывность зацепления в обоих ступенях механизма при условии, что коэффициент смещения для колес сателлитов, входящих одновременно в обе ступени, будет одним и тем же $x_2 = x_{\Sigma 12} - x_1$ и $x_2 = x_3 - x_{d_{23}}$.

Для исключения интерференции продольных кромок зубьев колеса с переходной поверхностью зубьев шестерни необходимо чтобы расстояние от точки А пересечения окружности вершин колеса с линией зацепления до полюса зацепления AP_{23} (рис. 3) было не больше длины

дополнительного участка линии зацепления N_2P_{23} , при этом $\frac{d\alpha_a}{2} \geq l_{0_3N_3}$.

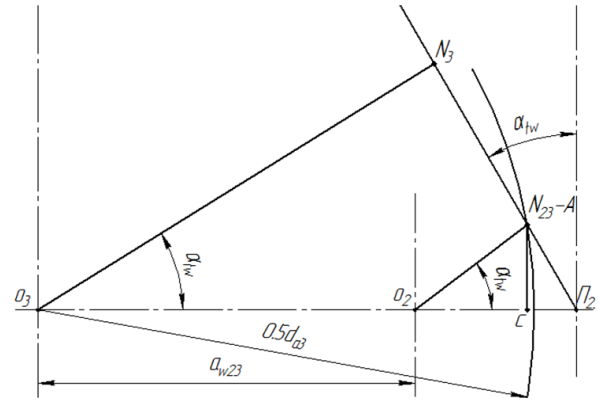


Рис. 3. Схема исключения интерференции продольных кромок зубьев колеса

Из рис. 3 $l_{0_3N_3} = \sqrt{l_{0_3C}^2 + l_{CN_2}^2}$, но $l_{0_3C} = l_{0_3P_{23}} - l_{CP_{23}}$, где $l_{0_3P_{23}} = \frac{d_w}{2} = a_{w_{23}} + \frac{d_{w_2}}{2}$, $l_{CP_{23}} = l_{N_2P_{23}} \sin \alpha_{tw} = l_{0_2P_{23}} \sin^2 \alpha_{tw} = \frac{d_{w_2}}{2} \sin^2 \alpha_{tw}$,

тогда

$$l_{0_3C} = a_{w_{23}} + \frac{d_{w_2}}{2} - \frac{d_{w_2}}{2} \sin^2 \alpha_{tw} = a_{w_{23}} + \frac{d_{w_2}}{2} \cos^2 \alpha_{tw}.$$

$$l_{CN_2} = l_{N_2P_{23}} \cos \alpha_{tw} = \frac{d_{w_2}}{2} \cos \alpha_{tw} \sin \alpha_{tw} = \frac{d_{w_2}}{4} \sin 2\alpha_{tw}.$$

После подстановки получим

$$d_{a3} \geq 2 \sqrt{\left(a_{w_{23}} + \frac{d_{w_2}}{2} \cos^2 \alpha_{tw} \right)^2 + \left(\frac{d_{w_2}}{4} \sin 2\alpha_{tw} \right)^2}.$$

Пример. Выполнить геометрический синтез зубчатого подшипника, имеющего присоединительные размеры роликового радиального подшипника 12224.

1. Из справочника [1] диаметры сопряженных поверхностей подшипника 12224 (рис. 2): $d=120$ мм; $D=215$ мм; $D_w=24$ мм; $d_1=143,5$ мм; $D_1=191,5$ мм. Диаметр окружности центров роликов

$$D_0 = \frac{D + d}{2} = \frac{215 + 120}{2} = 167,5 \text{ мм}$$

2. Принимая диаметры начальных окружностей колес механизма равными диаметрам роликов и беговых дорожек колец роликового подшипника: $d_{w1}=d_1=143,5$ мм, $d_{w2}=D_w=24$ мм и $d_{w3}=D_1=191,5$ мм, определяем соответствующие им числа зубьев, при величине коэффициентов суммы и разности смещений равных нулю для выбранных значений модуля и угла наклона

зубьев на делительных цилиндрах. Для $m=1,5$ и $\beta=15^\circ$

$$z_{II1} = \frac{d_{w1} \cos \beta}{m} = \frac{143,5 \cos 15^\circ}{1,5} = 92,4069$$

$$z_{II2} = \frac{d_{w2} \cos \beta}{m} = \frac{24 \cos 15^\circ}{1,5} = 15,4548$$

$$z_{II3} = \frac{d_{w3} \cos \beta}{m} = \frac{191,5 \cos 15^\circ}{1,5} = 123,31653$$

3. Округляя полученные значения z_{II1} , z_{II2} и z_{II3} до целых чисел, удовлетворяющим условиям соосности, соседства и сборки, принимаем: $z_1=93$, $z_2=15$, $z_3=123$. Принятые значения удовлетворяют условию соосности: $z_1 + z_2=93+15=108$; $z_3 - z_2=123 - 15=108$. Определяем количество сателлитов (роликов), которое можно разместить в механизме из условия соседства. Наименьший угол между соседними сателлитами (роликами)

$$\varphi_{\min}^0 = 2 \arcsin \frac{d_a^2 + \Delta c}{d_{w1} + d_{w2}} = 2 \arcsin \frac{z_2 + 2 + \Delta_{\min}}{z_1 + z_2},$$

где $\Delta_{\min}$ учитывает возможные погрешности сборки и увеличения диаметра окружности вершин сателлита при $X_2 > 0$. Принимаем $\Delta_{\min} = 0,5$ мм, тогда

$$\varphi_{\min}^0 = 2 \arcsin \frac{15 + 2 + 0,5}{93 + 15} = 18,65^\circ,$$

соответственно число сателлитов (роликов)

$$k \leq \frac{360^\circ}{\varphi_{\min}^0} = \frac{360^\circ}{18,65^\circ} \leq 19,3$$

Условие сборки механизма

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = C$$

где C – любое целое число, удовлетворяется для принятых значений z_1 и z_3 при $k=18$; 12; 9. Принимаем $k=18$, тогда

$$\frac{93 + 15}{18} = 12.$$

4. Принимаем диаметр окружности центров сателлитов равным диаметру окружности расположения центров роликов роликового подшипника, при этом межосевое расстояние зубчатого механизма будет

$$a_w = \frac{D_0}{2} = \frac{D + d}{4} = \frac{215 + 120}{4} = 83,75 \text{ мм}$$

Определяем диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = \frac{167,5 \cdot 93}{93 + 15} = 144,236 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{167,5 \cdot 15}{93 + 15} = 23,264 \text{ мм};$$

$$d_{w3} = \frac{167,5 \cdot 123}{123 - 15} = 190,764 \text{ мм}$$

5. Определяем коэффициенты суммы и разности смещений, обеспечивающие получение величины межосевого расстояния обеих ступеней механизма $a_w=83,75$ мм. Коэффициент суммы смещений ступени с внешним зацеплением

$$x_{\Sigma 12} = (inv \alpha_{t_w} - inv \alpha_t) \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha},$$

где

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \right) = \arctg \frac{0,36397}{0,96592} = 20,647^\circ,$$

$$\alpha_{t_w} = \arccos \left[\cos \alpha_t \frac{(z_1 + z_2)m}{2a_w \cos \beta} \right] =$$

$$= \arccos \left[0,93577 \frac{(93 + 15) \cdot 1,5}{2 \cdot 83,75 \cdot 0,96592} \right] = 20,451^\circ$$

По полученным значениям α_t и α_{t_w} определяем величину $x_{\Sigma 12}$

$$x_{\Sigma 12} = (0,0159735 - 0,016453) \frac{93 + 15}{2 \cdot 0,36397} = -0,07114.$$

Коэффициент разности смещений ступени с внутренним зацеплением

$$x_{d_{23}} = x_{d_{12}} = -0,07114.$$

6. При выборе коэффициентов смещения для каждого из колес механизма необходимо обеспечить отсутствие интерференции продольной кромки зуба колеса с внутренними зубьями с переходной поверхностью зубьев сателлитов и подрезание ножек зубьев в станочном зацеплении. Отсутствие интерференции на ножках зубьев сателлитов обеспечивается выполнением условия $d_{a3} \geq d_{a3 \min}$, где d_{a3} , при расчете по системе, сохраняющей постоянные стандартные радиальные зазоры, определяется по формуле

$$d_{a3} = \frac{mz_3}{\cos \beta} - 2(h_a^* - x_3 + \Delta y)m.$$

Из условия отсутствия интерференции

$$\frac{mz_3}{\cos \beta} - 2(h_a^* - x_3 + \Delta y)m \geq d_{a3 \min}$$

$$x_3 \geq \frac{d_{a3 \min}}{2m} - \left(\frac{z_3}{2 \cos \beta} - h_a^* - \Delta y \right),$$

где

$$\Delta y = x_{d_{23}} - \frac{z_3 - z_2}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t - \cos \alpha_{t_w}}{\cos \alpha_{t_w}} =$$

$$= -0,07114 - \frac{123 - 15}{2 \cdot 0,96593} \cdot \frac{0,93577 - 0,93697}{0,93697} = 0,000459$$

$$d_{a_{3min}} = 2 \sqrt{\left(a_{w_{23}} + \frac{d_{w_2}}{2} \cos^2 \alpha_{t_w}\right)^2 + \left(\frac{d_{w_2}}{4} \sin 2\alpha_{t_w}\right)^2} =$$

$$= 2 \sqrt{\left(83,75 + \frac{23,264}{2} \cdot 0,93697^2\right)^2 + \left(\frac{23,264}{4} \cdot 0,65477\right)^2} = 188,078_{м.м.}$$

Для стандартного исходного контура по ГОСТ 13755-81 наименьшая величина x_3 будет

$$x_{3min} = \frac{188,078}{2 \cdot 1,5} - \left(\frac{123}{2 \cdot 0,96593} - 1 - 0,000459 \right) = 0,02392$$

Коэффициент смещения сателлитов из условия получения принятого межосевого расстояния

$$x_2 = x_3 - x_{d_{23}},$$

откуда $x_{2min} = x_{3min} - x_{d_{23}} = 0,02392 - (-0,07114) = 0,095$.

Из условия отсутствия подреза ножек зубьев

$$x_{2min} = h_i^* - h_a^* - \frac{z_2 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cdot \cos \beta} = 2 - 1 - \frac{15 \cdot 0,35261^2}{2 \cdot 0,96593} = 0,035$$

Принимаем x_{2min} равным большему из полученных выше значений. Коэффициент смещения для центрального колеса 1 ступени внешнего зацепления будет

$$x_1 = x_{\Sigma_{12}} - x_2,$$

при $x_2 = x_{2min}$, $x_1 = -0,07114 - 0,095 = -0,16614$.

Предлагаемая конструкция бессепараторного радиального роликового подшипника

может быть использована в качестве опор качения тяжело нагруженных машин. При вращении одного из колец ролики приобретают вращательное и планетарное движение, при этом контакт роликов с поверхностью колец позволяет достичь большой площади контакта и соответственно меньших удельных давлений. Так как коэффициент осевого перекрытия в косозубом зацеплении более двух, то обеспечиваются две линии контакта и строгое взаимное положение роликов во всех фазах перекатывания.

Выводы: предлагаемая нами конструкция бессепараторного роликового подшипника позволяет:

- исключить возможность проскальзывания между телами качения и контактными поверхностями беговых дорожек колец подшипника;
- отсутствие сепаратора подшипника;
- обеспечить чистое качение сопряженных поверхностей;
- увеличить радиальный зазор в подшипнике, обеспечив возможность снизить требования к точности взаимного расположения осей колец;
- существенно повысить несущую способность подшипника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. *Перель, Л.Я.* Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник. – М.: Машиностроение, 1983. 543 с.
2. *Болотовский, И.А.* Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления / *И.А. Болотовский, Б.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, Б.И. Шендерей.* – М. Машиностроение, 1974. 160 с.
3. *Болотовский, И.А.* Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления / *И.А. Болотовский, Б.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, Б.И. Шендерей.* – М. Машиностроение, 1977. 194 с.

KINEMATIC SYNTHESIS OF GEAR MECHANISM REPLACING THE RADIAL ROLLER BEARING

© 2014 V.L. Yuryeva, G.A. Matveev, N.V. Filonov

Kazan National Research University named after A.N. Tupolev – KAI

In article geometrical synthesis of the planetary mechanism made of cylindrical cogwheels with chevron tooth with which the cageless roller bearing on condition of preservation the attached sizes of mechanism to the equal connecting sizes of standard roller bearing can be replaced is considered.

Key words: *planetary mechanism, roller bearing, load ability*

Valentina Yuryeva, Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor. E-mail: ok@ok.kstu-kai.ru
Georgiy Matveev, Candidate of Technical Sciences,
Professor
Nikolay Filonov, Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor. E-mail: NVFilonov@kai.ru