

УСЛОВИЕ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ДВУХРЯДНЫМ САТЕЛЛИТОМ

М.Е. Лустенков, д.т.н., проф.,

А.Н. Моисеенко, аспирант

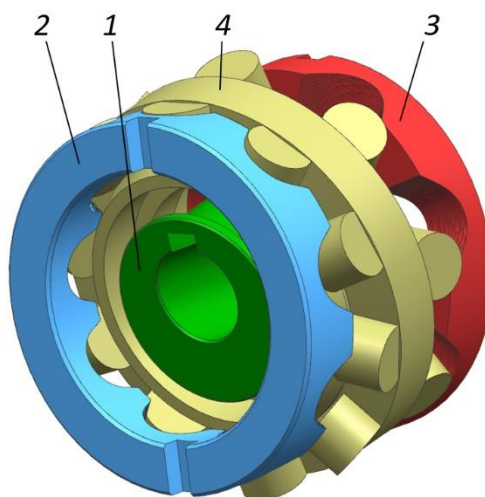
*Белорусско-Российский университет, 212000, Республика Беларусь, г.Могилев, пр.Мира,43,
тел. (+375 296)-875-121*

E-mail: lustenkov@yandex.ru

Сферические роликовые передачи (СРП) с двухрядным сателлитом разрабатываются для получения больших значений передаточных отношений при малых массово-габаритных показателях. СРП относятся к классу сферических механизмов и по структуре и кинематике аналогичны зубчатым планетарным передачам с двухвенцовым сателлитом, в т. ч. с телами качения [1]. Отличие состоит в том, что сателлит СРП совершает не плоское, а сферическое движение, а именно регулярную прецессию, при этом ролики двух рядов сателлита взаимодействуют с центральными колесами, а траектории точек роликов сателлита лежат на сферических поверхностях. Аналогом предлагаемой разработки выступают прецессионные передачи [2], позволяющие получить большие значения передаточных отношений. Спроектированы передачи с радиальным расположением рядов роликов [3], однако они имеют сложную конструкцию сателлита.

В 3D-модели передачи (рис. 1), предназначенной для последующего кинематического и прочностного анализов удалены лишние элементы, ролики объединены с телом сателлита и представляют собой цевки или зубья цилиндрической формы.

Ведущий вал предлагаемой СРП с осевым расположением рядов роликов [4] содержит наклоненный участок к его оси под углом Θ (угол нутации). Наклон обеспечивается с помощью эксцентрика *1*, устанавливаемого на ведущий вал. Сателлит *4* устанавливается на эксцентрик с помощью одного или пары подшипников, которые в представленной модели не показаны. Сателлит *4* содержит тела качения (ролики).



1 – эксцентрик; *2* – ведомое центральное колесо; *3* – неподвижное центральное колесо;
4 – сателлит

Рис. 1. Модель СРП (основные элементы).

Ролики установлены в два ряда с равным угловым шагом, их оси расположены симметрично оси сателлита. Один ряд роликов контактирует с неподвижным центральным колесом *3*, а второй ряд роликов взаимодействует с подвижным центральным колесом *2*, соединенным с ведомым валом (в модели не показан). Зубья центральных колес имеют постоянную высоту по длине.

Методика прочностного анализа исследуемой передачи основана на преобразованной

формуле Герца для контакта двух цилиндрических поверхностей (выпуклой и вогнутой) [4], т. к. основным критерием надежности является контактная прочность. При проведении силового анализа установлено, что наиболее нагружено зацепление роликов с центральным колесом на выходном валу. Исходными данными для проверочного расчета являются: номинальный момент на ведомом валу T_2 , Н·м, материалы и термообработка деталей, передаточное отношение, соответственно, числа зубьев колес и роликов сателлита, а также геометрические параметры передачи.

Условие контактной прочности для зубьев центрального колеса:

$$\sigma_{H \max} = K_{Gs} \sqrt{\frac{T_2 10^3}{R_{2m} n_{s2} K_{p2} K_n \sin(\alpha_{2m})} \times \frac{\rho_{2m} - r_s}{\rho_{2m} r_s}} \leq [\sigma_H], \quad (1)$$

где $\sigma_{H \max}$ – максимальные контактные напряжения, МПа; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, МПа; K_{Gs} – коэффициент, зависящий от свойств материалов контактирующих деталей, $\text{МПа}^{1/2}$; ρ_{2m} и r_s – радиусы кривизны контактирующих поверхностей (зубчатого профиля в среднем сечении и ролика соответственно), мм; α_{2m} – среднее значение угла подъема центральной кривой, определяемый в среднем сечении ведомого центрального колеса; R_{2m} – радиус сферической поверхности расположения точки приложения нормальной силы, мм; n_{s2} – число роликов в ряду сателлита, которые взаимодействуют с ведомым центральным колесом; K_{p2} – коэффициент перекрытия (число роликов, одновременно передающих нагрузку, определяемое по отдельному алгоритму); K_n – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по потокам.

По приведенным выше формулам был проведен проверочный расчет для передачи с передаточным отношением 36, модель которой показана на рис. 1. При числе зубьев остановленного колеса $Z_3 = 7$ и ведомого колеса $Z_2 = 9$ числа роликов в соответствующих рядах сателлита были на единицу больше: $n_{s3} = 8$, $n_{s2} = 10$. Принимались следующие геометрические параметры: $R_{2m} = 30$ мм, $r_s = 5$ мм, $\Theta = 0,2$ рад. Детали передачи стальные, изготовленные по 7 степени точности. Максимальные контактные напряжения составили $\sigma_{H \max} = 605$ МПа. Допускаемые напряжения, равные и превышающие максимальные расчетные, можно обеспечить применением распространенных, относительно недорогих видов легированных сталей (сталь 40Х, 40ХН и др.) и соответствующей термообработкой.

Список литературы:

1. Efremkov E. A., Kobza E.E., Efremkova S.K. Force Analysis of Double Pitch Point Cycloid Drive with Intermediate Rolling Elements and Free Retainer [Electronic resource] // Applied Mechanics and Materials Scientific Journal: Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS2014). – 2015. – Vol. 756. – P. 29–34.
2. Бостан, И. А. Планетарные прецессионные передачи с многопарным зацеплением. – Кишинев: Штииница, 1991. – 356 с.
3. Лустенкова Е. С. Определение оптимальных геометрических параметров сферических роликовых передач по критерию максимального КПД // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2019. – № 4 (65). – С. 34–42.
4. Биргер И. А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.