

## МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.83

Маргулис М.В.<sup>1</sup>, Шайда А.С.<sup>2</sup>

### МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

*Изложены основные зависимости для кинематического, силового и прочностного расчетов силовой волновой передачи с промежуточными телами качения, даны рекомендации по последовательности их выполнения.*

Для современного машиностроения характерно постоянное наращивание мощности и скорости приводов машин, расширение функциональных и кинематических возможностей передач при уменьшении их массогабаритных показателей. Поэтому актуальна разработка и внедрение принципиально новых передаточных механизмов, которые бы удовлетворяли требованиям заказчиков.

В настоящее время одним из перспективных направлений в редукторостроении является создание и внедрение волновых передач без гибких звеньев с промежуточными телами качения. По данной тематике написано множество статей, выдано патентов на изобретения и полезные модели [1,2]. Однако основные методы расчета таких передач освещены недостаточно.

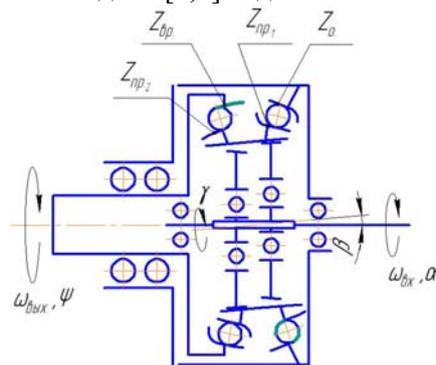


Рис. 1– Кинематическая схема передачи

Цель данной статьи – описать методику расчета основных параметров нового вида передач с промежуточными телами качения.

Подробное описание конструкций предлагаемых передач дано в [3, 4]. Расчет передаточного механизма целесообразно начать с подбора количества периодов дорожек качения колес. На рис. 1 представлена кинематическая схема предложенного передаточного механизма. На схеме обозначены:

$Z_0, Z_{вр}$  – количества периодов дорожек качения остановленного и вращающегося колеса;

$Z_{пр.1}, Z_{пр.2}$  – количества периодов дорожек качения прецессирующего колеса.

Передача является двухступенчатой, т.к. в ней присутствуют два шариковолновых зацепления, в которых осуществляется преобразование скорости. Общее передаточное отношение будет определяться также как и для традиционных передач:

$$U = U_1 \cdot U_2, \quad (1)$$

где  $U_1, U_2$  – передаточные отношения соответственно первой и второй ступеней.

$$U_1 = \alpha / \gamma, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – угол поворота входного вала (угол прецессии);

$\gamma$  – угол собственного вращения прецессирующего колеса (подробное описание углов дано в [5]).

Исходя из теории прецессионного зацепления, которая изложена в [5] можем заключить, что при

$$\alpha = 360^\circ + \frac{(Z_{пр1} - Z_0)360^\circ}{Z_0} \Rightarrow \gamma = \frac{(Z_{пр1} - Z_0)360^\circ}{Z_0}, \text{ тогда}$$

$$U_1 = \frac{Z_0}{Z_{пр1} - Z_0} + 1. \quad (3)$$

<sup>1</sup>ПГТУ, д-р техн. наук, проф.

<sup>2</sup>ПГТУ, аспирант

Для второй ступени передаточное отношение будет равно:

$$U_2 = \gamma / \Psi, \quad (4)$$

где  $\Psi$  – угол поворота выходного вала.

Исходя из теории прецессионного зацепления, запишем:

$$\text{при } \gamma = \frac{(Z_{np1} - Z_o)360^\circ}{Z_o} \Rightarrow \Psi = \gamma - \frac{(Z_{np2} - Z_{нодв})360^\circ}{Z_{нодв}}, \text{ тогда}$$

$$U_2 = \frac{(Z_{np1} - Z_o)Z_{нодв}}{(Z_{np1} - Z_o)Z_{нодв} - (Z_{np2} - Z_{нодв})Z_o}. \quad (5)$$

Подставляя выражения (3) и (5) в выражение (1) после преобразований получим общую формулу для определения передаточного отношения представленного передаточного механизма.

$$U = U_1 \cdot U_2 = \frac{Z_{np1} Z_{нодв}}{Z_{np1} Z_{нодв} - Z_{np2} Z_o}. \quad (6)$$

Анализ формулы (6) свидетельствует о том, что передаточный механизм позволяет реализовать широкий диапазон передаточных отношений. Наиболее рациональным их пределом является  $U$  от 10 до 4000. При дальнейшем расширении этого диапазона уменьшается или возрастает количество периодов дорожек качения колес, что влияет на величину их габаритных размеров и трудоемкость выполнения деталей передаточного механизма.

При проектировании механизма по заданному передаточному отношению, используя формулу (6) можем подобрать необходимые количества периодов дорожек качения колес механизма. Необходимо из нескольких возможных вариантов выбрать оптимальный, в котором бы учитывалось влияние количества периодов на габаритные размеры передачи, величину шариков и углы зацепления.

После того, как количество периодов дорожек качения механизма подобраны, необходимо рассчитать количество тел качения (шариков) в зацеплениях. Количество шариков, исходя из теории зацепления, изложенной в [5] рассчитываем по формулам:

$$K_1 = (Z_o + Z_{np1})/2; \quad K_2 = (Z_{np2} + Z_{нодв})/2, \quad (7)$$

где  $K_1, K_2$  – количество шариков в первом и втором зацеплениях.

Далее следует произвести прочностной расчет и определить диаметр окружности зацепления (диаметр расположения центров шариков в зацеплении):

$$D_{зац.} = \frac{2 T_{вр.вых.} 0,418E \left( \frac{1}{R_{пр.}} + \frac{1}{D_{ш}^{пред} / 2} \right)}{[\sigma]^2 \lambda \cos \psi \cos \varphi C}, \quad (8)$$

где  $T_{вр.вых.}$  – вращающий момент на выходном валу, ПМа;  
 $E$  – модуль упругости материала, МПа;  
 $R_{пр.}$  – радиус кривизны продольного профиля беговой дорожки, мм;  
 $D_{ш}^{пред}$  – диаметр шарика передачи, мм;  
 $[\sigma]$  – допускаемое контактное напряжение, МПа;  
 $\lambda$  – длина контактной линии (дуги окружности) дорожки качения, мм;  
 $\varphi, \Psi$  – углы, определяющие положение линии зацепления в пространстве;  
 $C$  – количество нагруженных тел качения.

Подробное описание выбора параметров для формулы (8) дано в [5]. Для расчета диаметра зацепления необходимо предварительно принять диаметр шариков передачи. Поскольку диаметр шариков зависит от передаваемой мощности и передаточного отношения, предварительно его можно определить по эмпирической формуле:

$$D_{ш}^{пред.} = P_{ов.} U / n, \quad (9)$$

где  $P_{ов.}$  – передаваемая мощность, кВт;  
 $U$  – общее передаточное отношение механизма;  
 $n$  – коэффициент соответствия,  $n = 41100$ .

После того, как диаметр зацепления будет определен, необходимо построить направляющие кривые дорожек качения и проанализировать их геометрию:

$$\begin{aligned} X &= -( \cos \alpha \sin \gamma + \sin \alpha \cos \gamma \cos \beta ) D_{\text{зац}} / 2 + \sin \alpha \sin \beta B; \\ Y &= ( \sin \alpha \sin \gamma + \cos \alpha \cos \gamma \cos \beta ) D_{\text{зац}} / 2 - \sin \beta \cos \alpha B; \\ Z &= \cos \gamma \sin \beta D_{\text{зац}} / 2 + \cos \beta B; \end{aligned}$$

где  $\alpha, \beta, \gamma$  – углы, определяющие прецессию, рад.

$B$  – величина, определяемая конструктивно, и означающая половину расстояния между центрами шариков двух зацеплений, мм.

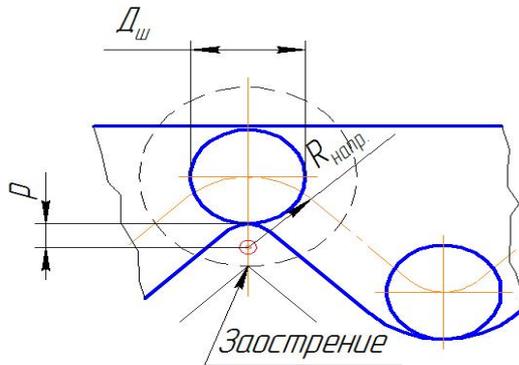


Рис. 2 – Влияние диаметра шарика на заострение дорожки

Диаметр шарика должен быть уточнен с точки зрения отсутствия заострений в точках перегиба дорожек качения. Для этого необходимо проанализировать кривизну направляющей дорожки качения. Как видно из рис. 2, для отсутствия заострений должно выполняться условие:

$$1/K = R_{\text{напр.}} \geq R_{\text{ш}} + p, \quad (10)$$

где  $K$  – кривизна направляющей линии дорожки качения в точке перегиба;

$R_{\text{напр.}}$  – радиус направляющей линии дорожки качения в точке перегиба, мм;

$R_{\text{ш}}$  – радиус шарика в зацеплении, мм;

$p$  – величина запаса для отсутствия заострения,  $p = 3 - 9$  мм.

Целесообразно выбрать максимальный возможный диаметр шариков в зацеплении при условии отсутствия заострения профиля дорожки качения.

После того как параметры зацепления определены необходимо рассчитать усилия, действующие на подшипники входного вала и дисков генератора. Для этого рассмотрим действие сил зацепления на прецессирующее колесо, которое взаимодействует с подвижным и неподвижным колесами. Места контакта обозначены точками: точки  $A_{1-19}$  – зацепление прецессирующего колеса с неподвижным колесом, точки  $B_{1-17}$  – зацепление прецессирующего колеса с подвижным колесом. В каждой из точек контакта действует сила зацепления  $F_i$ . Вследствие непостоянных углов зацепления эта сила переменна по значению и направлению. Для определения силы зацепления  $F_i$  вводим дополнительные подвижные системы координат  $A_i X_i Y_i Z_i$  – для зацепления А и  $B_i X_i Y_i Z_i$  – для зацепления Б. При этом оси систем координат  $A_i Y_i, B_i Y_i$  всегда направлены к центру прецессии (точка О), оси  $A_i X_i, B_i X_i$  совпадают с направлением окружных усилий  $F_{X_i}$ , которые являются касательными к сфере зацепления. Положение осей  $A_i Z_i, B_i Z_i$  определяется исходя из положения осей  $A_i Y_i, B_i Y_i$  и  $A_i X_i, B_i X_i$ . Сила зацепления  $F_i$  раскладывается на составляющие  $F_{X_i}, F_{Y_i}, F_{Z_i}$ .

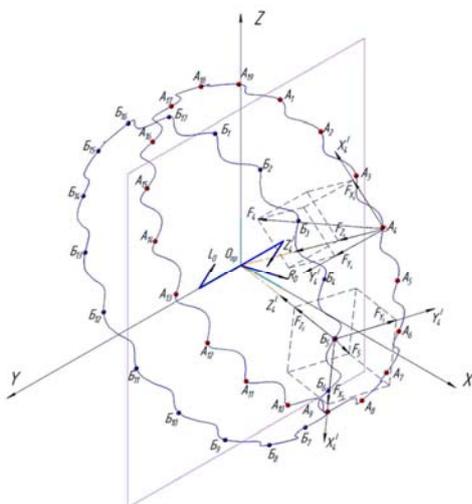


Рис. 3 – Схема действия сил на прецессирующее колесо

Чтобы составить уравнения статики нам необходимо знать величины и направления сил зацепления во всех точках. В [5] представлены формулы для нахождения силы зацепления в произвольной точке контакта и всех ее составляющих. Как известно из теоретической механики, пространственную систему сил можно привести к главному вектору системы сил и главному моменту системы сил. Такая система сил находится в равновесии в том случае, если ее главный вектор и главный момент будут равны нулю. Следовательно, поскольку прецессия колеса происходит без ускорений, на входной

вал передаточного механизма действует сила и момент, которые равны по модулю, но противоположны по направлению главному вектору и главному моменту сил, действующих на прецессирующее колесо.

Определить составляющие главного вектора системы сил можно суммированием проекций силы зацепления в каждой точке контакта на оси неподвижной системы координат OXYZ.

$$R_x = \sum_{i=1}^n F_{ix}, \quad R_y = \sum_{i=1}^n F_{iy}, \quad R_z = \sum_{i=1}^n F_{iz}, \quad (11)$$

где  $F_{ix}, F_{iy}, F_{iz}$  – составляющие сил зацепления в неподвижной системе координат.

Чтобы определить составляющие сил  $F_{ix}, F_{iy}, F_{iz}$  в неподвижной системе координат необходимо выполнить их преобразование:

$$\begin{aligned} F_{ix} &= F'_{ix} \cos(X', X) + F'_{iy} \cos(Y', X) + F'_{iz} \cos(Z', X); \\ F_{iy} &= F'_{ix} \cos(X', Y) + F'_{iy} \cos(Y', Y) + F'_{iz} \cos(Z', Y); \\ F_{iz} &= F'_{ix} \cos(X', Z) + F'_{iy} \cos(Y', Z) + F'_{iz} \cos(Z', Z). \end{aligned} \quad (12)$$

Углы между подвижными и неподвижными осями координат, которые входят в формулы (12) определяются исходя из координат каждой точки зацепления.

Определить составляющие главного момента сил можно суммированием моментов проекций силы зацепления в каждой точке контакта относительно осей неподвижной системы координат OXYZ.

$$\begin{aligned} L_{0x} = L_x &= \sum_{i=1}^n M_x(\overline{F_i}) = \sum_{i=1}^n (y_i F_{iz} - z_i F_{iy}); & L_{0y} = L_y &= \sum_{i=1}^n M_y(\overline{F_i}) = \sum_{i=1}^n (z_i F_{ix} - x_i F_{iz}); \\ L_{0z} = L_z &= \sum_{i=1}^n M_z(\overline{F_i}) = \sum_{i=1}^n (x_i F_{iy} - y_i F_{ix}); \end{aligned} \quad (13)$$

где  $X_i, Y_i, Z_i$  – координаты точек контакта шариков с прецессирующим колесом.

Полученные значения составляющих главного вектора сил и момента сил дают возможность рассчитать радиальные нагрузки на подшипники входного вала и подшипники дисков генератора.

В дальнейшем целесообразно исследовать влияние различных параметров передаточного механизма с промежуточными телами качения на величины составляющих сил в зацеплении, а также величины радиальных усилий на подшипники качения и на основе этого разработать рекомендации по оптимизации параметров механизма.

#### Выводы

Выявлена взаимосвязь кинематических, силовых и прочностных характеристик механизма с промежуточными телами качения, которая позволила разработать методику расчета его основных параметров.

#### Перечень ссылок

1. А.с. 142279 СССР, МКИ А F 16 Н 13/08 Синусошариковая передача.
2. Пашкевич М.Ф. Планетарные роликовые и шариковые редукторы их испытания / М.Ф. Пашкевич // Обзор. информ. / БелНИИТИ. – Минск: 1992. – 248 с.
3. Маргулис М.В. Силовой передаточный механизм с промежуточными телами качения./ М.В. Маргулис, А.С. Шайда // Захист металургійних машин від поломок. – Маріуполь, 2006. – Вип. № 9. – С. 97 – 100.
4. Маргулис М.В. Разработка конструкции рационального передаточного механизма с промежуточными телами / М.В. Маргулис, А.С. Шайда // Захист металургійних машин від поломок. – Маріуполь, 2007. – Вип. № 10. – С. 257 – 261.
5. Маргулис М.В. Разработка нового вида волнового зацепления с промежуточными телами качения и технологии его изготовления / М.В. Маргулис, А.Д. Чепурной, А.С. Шайда // Вісник Приазов. держ. техн. ун-ту: Зб. наук. пр. – Маріуполь, 2007. – Вип. № 17. – С. 120 – 124.

Рецензент: В.И. Капланов  
д-р техн. наук, проф., ПГТУ

Статья поступила 14.03.2008