

## ПРОГРАММА СИНТЕЗА КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА ВОЛНОВОЙ РЕЕЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Голованова А.С.

Научный руководитель – д.т.н., профессор Лимаренко Г.Н.

*Сибирский федеральный университет*

Волновая реечная передача (ВРП) является новым типом преобразователя вращательного движения в поступательное. В ВРП используется принцип ортогонального взаимодействия толкателей с трапецеидальными (клиновидными) зубьями рейки.

Толкатели несут на себе ролики, либо зубья с профилем, аналогичным профилю зубьев рейки (рисунок 1). Движение толкателей осуществляется от приводного вала, оснащенного либо кулачками, либо эксцентриками. Количество толкателей в приводе может лежать в пределах 3–8 и более. Количество толкателей, количество зубьев на толкателях и модуль зубьев могут быть назначены такими, чтобы обеспечивалась многозонность и многопарность в зацеплении. Это способствует высокой плавности и точности перемещений рейки и обеспечивает ее хорошую тяговую способность.

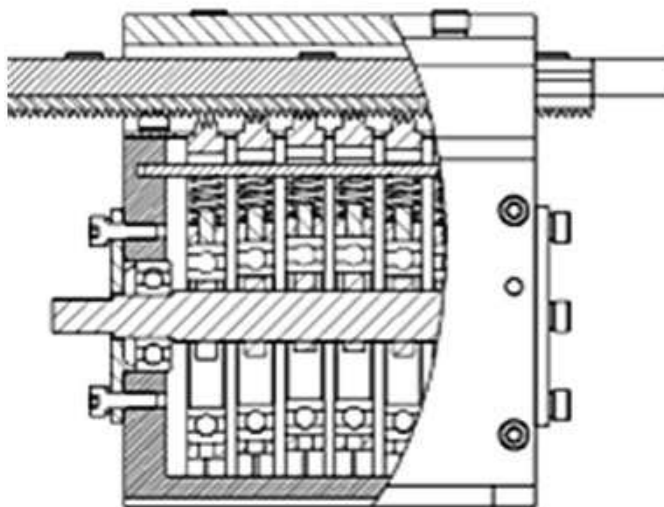


Рисунок 1 – Схема модуля ВРП с толкателями, несущими многозубые гребенки

В ВРП используются промежуточные звенья в виде клиньев-толкателей и многокулачковый приводной вал. При установке на толкателях роликов, внешняя поверхность которых взаимодействует с кулачком, частота вращения ролика может достигать  $4000 \text{ мин}^{-1}$  и более. Такие частоты вращения требуют применения в конструкциях кулачковых механизмов прецизионных подшипников, принятия мер к снижению виброактивности и повышению долговечности, что ведет к удорожанию изделий. Схема ВРП с подшипниками, встроенными в толкатели, устраняет этот недостаток, т.к. в этом случае кулачок взаимодействует с внутренним кольцом подшипника.

При проектировании ВРПЦ прежде всего необходимо выполнить синтез диаграммы движения толкателя относительно цевочной рейки. Толкатель с толщиной зуба на вершине  $s_{ат}$  при взаимодействии с цевками касается их двумя сторонами клина

(Л, П<sub>0</sub>). В крайнем верхнем положении толкателя смена взаимодействующих сторон клина обеспечивается автоматически. А в нижнем положении толкателя необходимо на диаграмме предусмотреть выстой толкателя с тем, чтобы сменить взаимодействующую поверхность клина. Диаграмма движения толкателя относительно рейки получает вид (рисунок 2).

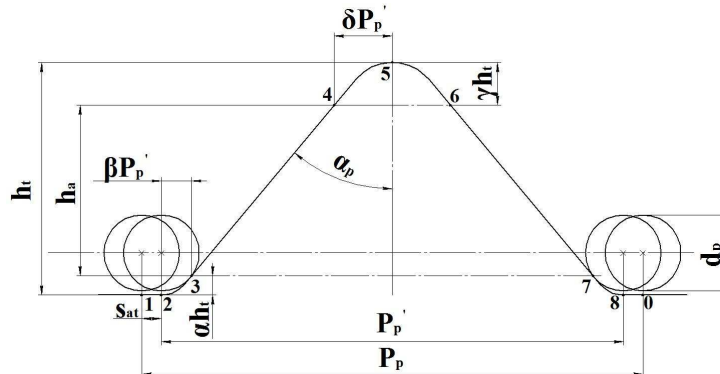


Рисунок 2 – Диаграмма относительного движения толкателя

На диаграмме отметим 7 участков: 0-1 – нижний выстой толкателя; 1-2 – разгон толкателя; 2-3 – линейное движение при подъеме толкателя; 3-4 – выбег толкателя при подъеме (на этом участке происходит смена рабочих поверхностей клина толкателя); остальные участки симметричны предыдущим.

Исходные данные:  $P_p$  – шаг цевок рейки;  $Z$  – число толкателей;  $n$  – число одновременно взаимодействующих толкателей;  $\alpha_p$  – угол профиля толкателя;  $s_{at}$  – толщина вершины толкателя;  $n_\varepsilon$  – частота вращения вала;  $P_p'$  – расчетный шаг,  $D_p$  – диаметр вала.

Для рассмотрения методики профилирования рассмотрим первые четыре участка. При условии, что начальный угол поворота  $\varphi_{10} = 0$  составим уравнение угла поворота вала для участка 1-2 (разгон толкателя):

$$\varphi_{20} = \frac{2 \cdot s_{at} \cdot \pi}{P_p} \quad (1)$$

Значение выражения будет также соответствовать углу поворота кулачка на данном участке. Уравнение перемещения толкателя на данном участке:

$$y_{12m} = \alpha_c \cdot h_c \quad (2)$$

где  $h_c$  – высота зуба рейки;  $\alpha_c$  – коэффициент подъема толкателя при разгоне. Составим также уравнение угла поворота вала для следующего участка – 2-3 (линейное движение при подъеме толкателя):

$$\varphi_{30} = \frac{2\pi \cdot (s_{at} + \beta \cdot P_p')}{P_p} \quad (3)$$

где  $\beta$  – коэффициент угла поворота кулачка при разгоне. Численным значением угла поворота кулачка будет являться разность значений, полученных в выражениях (1) и (2). Уравнением перемещения толкателя будет являться:

$$y_{23m} = y_{12m} + h_a \quad (4)$$

где  $h_a$  – высота активной части зуба. Тогда для участка 3-4 (выбег толкателя при подъеме) уравнение угла поворота и уравнение перемещения толкателя соответственно будут равны:

$$\varphi_{40} = \frac{2\pi \cdot (s_{at} + \beta \cdot P_p' + h_a \cdot \operatorname{tg} \alpha_p)}{P_p}; \quad (5)$$

$$y_{34m} = y_{23m} + \gamma_c h_c \quad (6)$$

где  $\gamma_c$  – коэффициент подъема толкателя при выбеге. Для этого участка движения необходимо знать угол поворота в пятой точке, который будет равен:

$$\varphi_{50} = \frac{2\pi \cdot (s_{at} + (\beta + \delta_c) \cdot P_p' + h_a \cdot \operatorname{tg} \alpha_p)}{P_p}; \quad (7)$$

$\delta_c$  – коэффициент угла поворота кулачка при выбеге.

По рассмотренным зависимостям была разработана в MathCad программа синтеза диаграммы движения толкателя при удалении толкателя. Траектория движения толкателя в зависимости от угла поворота представлена на рисунке 3. Здесь же показаны графики скорости и ускорения толкателя, полученные дифференцированием зависимостей.

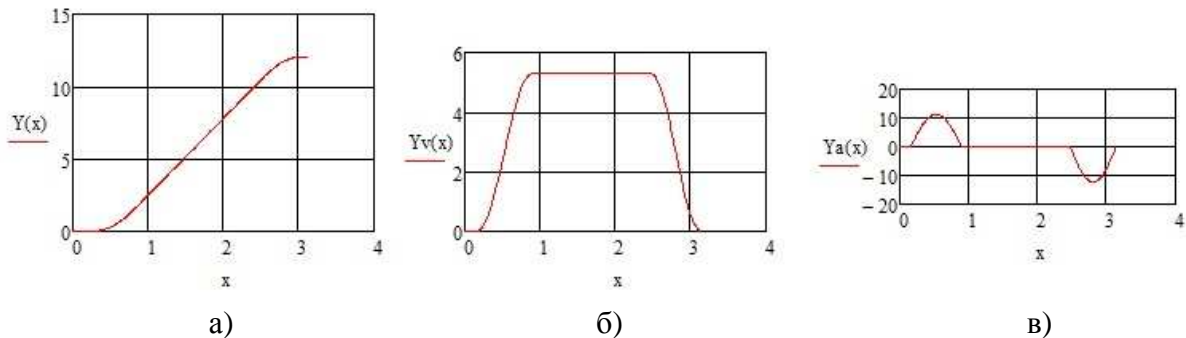


Рисунок 3 – Графики при удалении толкателя в функции  $x$  угла поворота кулачкового вала: перемещения – а, аналога скорости – б и аналога ускорения – в

Для проектирования кулачкового механизма привода толкателя необходимо рассмотреть некоторые особенности геометрии контакта кулачка с внутренним кольцом подшипника, встроенного в толкатель.

Точки контакта кулачка и кольца совпадают с осью  $Y$  (рисунок 4) только в точках 0, 3 и 6 диаграммы (рисунок 2). При повороте кулачка 1 вокруг оси  $O_1$  в направлении по ходу часовой стрелки его радиус-вектор  $\rho_i$ , увеличивающийся при подъеме, вступает контакт с кольцом подшипника 2 в точке  $K$ .

Общая нормаль  $n-n$ , проведенная через точку  $K$  и  $O_2$ , образует с вектором-радиусом  $\rho_i$  угол  $\gamma_i$ , равный углу давления  $\theta_i$ . Вектор-радиус  $\rho_i$  с осью  $Y$  системы координат кулачка образует угол  $\alpha_i$ . Расстояние между осью вращения кулачка  $O_1$  и центром подшипника  $O_2$  есть разность между начальным межцентровым расстоянием  $a_0$  и текущим перемещением толкателя  $h_i$ .

Синтез профиля кулачка осуществим путем представления выражений (2), (4) и (6) в полярных координатах. Для этого по заданным координатам диаграммы относительного движения толкателя необходимо вычислить значения радиус-векторов  $\rho_i$  в точке контакта  $K$ , угла  $\alpha_i$  для углового положения  $\varphi_i$  кулачка и смещения толкателя  $S_i$ .

За основу синтеза профиля кулачка в нашем случае можно принять известную методику синтеза кулачка для механизма с тарельчатым толкателем. Предварительные исследования показали, что угол давления в механизме не превышает  $\theta_i = 14^\circ$ . Учитывая это, минимальный радиус кулачка, выполненного заодно с валом, может быть принят из конструктивных соображений по зависимости

$$r_0 = 0,5d + 0,5 \text{ мм}, \quad (9)$$

где  $d$  – диаметр приводного вала, подбираемого по условию его изгибной жесткости.

Определение полярных координат кулачка выполним по следующему алгоритму:

1. Определяем сторону  $O_1L$  в треугольнике  $O_1BL$

$$O_1L = O_1B \cdot \cos \varphi_i. \quad (13)$$

2. Отрезок  $LK$  по построению равен отрезку  $O_1m$ . Отсюда

$$LK = r_0 + S_i \quad (14)$$

3. Вычисляем полярный радиус-вектор

$$\rho_i = \sqrt{(O_1L)^2 + (LK)^2} \quad (15)$$

4. Определяем угол между радиус-вектором  $\rho_i$  и нормалью  $n - n$

$$\gamma_i = \theta_i = \arctg \left( \frac{O_1L}{LK} \right). \quad (16)$$

5. Определяем полярный угол

$$\alpha_i = \theta_i + \varphi_i \quad (17)$$

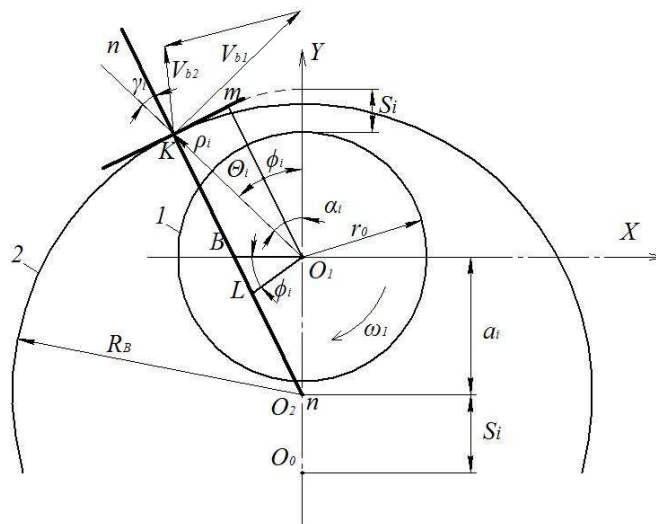


Рисунок 4 – Схема взаимодействия кулачка 1 с подшипником 2

В соответствии с разработанным алгоритмом рассчитаны параметры плоского кулачка, в том числе радиус кривизны профиля, построенного в MathCad для участка удаления толкателя (рисунок 5).

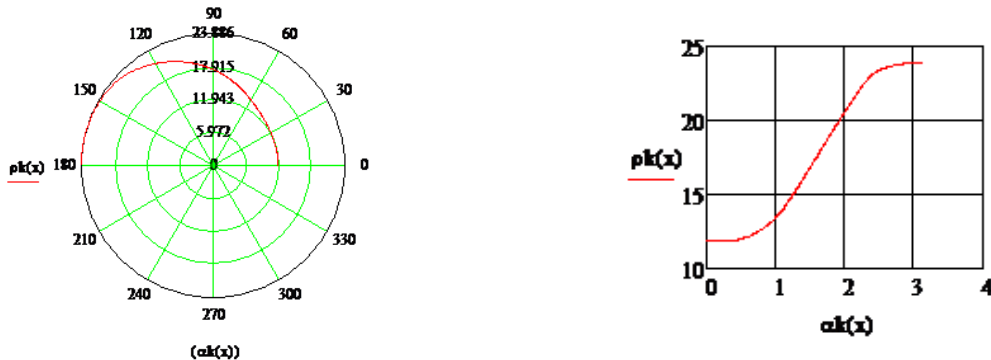


Рисунок 5 – Расчетный профиль кулачка и его радиусы кривизны на участке удаления толкателя

Профиль кулачка равномерно выпуклый с максимальным радиусом  $R \approx 23,9$  мм. Кулачок может взаимодействовать с внутренним кольцом подшипника, диаметр которого не менее 35 мм.

При синтезе электронной модели кулачка работа данного программного модуля реализована с применением технологии ActiveX для связи с CAD-системой SolidWorks средствами API SolidWorks.

Программный модуль используется в выполняемой выпускной квалификационной работе при проектировании ВРП с цевочной рейкой с шагом роликов на рейке 20 мм.