

## МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА СИЛОВОГО ЗАМЫКАНИЯ КУЛАЧКА С ПОМОЩЬЮ ПОДПРУЖИНЕННОГО РОЛИКА

Голованова А.С.,

научный руководитель д-р техн. наук Лимаренко Г.Н.

*Сибирский федеральный университет*

Волновые реечные модули (ВРМ) поступательного перемещения потенциально обладают высокими технико-экономическими характеристиками и имеют ряд преимуществ перед обычными поступательными модулями:

- неограниченной величиной перемещения и высокой линейной скоростью в сравнении с ШВП;
- высокой редуцией в сравнении с зубчатой реечной передачей (ЗРП);
- многопарностью контакта в реечном зацеплении, способствующей повышению плавности поступательного движения в сравнении с ЗРП;
- конструктивная простота механизма выбора зазоров в реечном зацеплении, исключающая применение сдвоенных кинематических цепей;
- удовлетворительные значения жесткости и КПД передачи, сопоставимые с ЗРП;
- возможность создания ВРМ с частичной герметизацией передаточного механизма, позволяющая создавать вводы движения в изолированное, в том числе агрессивное, пространство.

Перечисленные преимущества ВРМ свидетельствуют о перспективности ее освоения, как нового типа передаточного механизма для использования в современном машиностроении. Одним из основных элементов ВРМ является кулачковый механизм.

Чаще всего кулачковый механизм состоит из трех звеньев (рисунок 1, а): кулачка 1, толкателя 2 и стойки 3. На рисунке 1, б представлен четырехзвенный кулачковый механизм (четвертое звено – ролик 4).

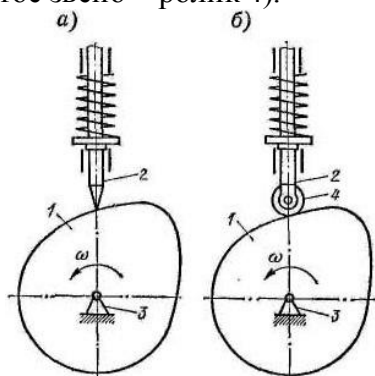


Рисунок 1 – Состав кулачкового механизма

На рисунке 2 представлена схема пространственного (т.е. кулачок и толкатель перемещаются в непараллельных плоскостях) цилиндрического кулачкового механизма с профильным пазом на боковой поверхности.

Кроме износа звеньев недостатком кулачковых механизмов является необходимость обеспечивать постоянное соприкосновение (замыкание) между звеньями. В процессе работы кулачкового механизма могут возникать большие усилия, главным образом инерционные, направленные на отрыв рабочей поверхности толкателя от кулачка. Для восприятия этих усилий применяется либо геометрическое (кинематическое), либо силовое замыкание кинематической цепи.

Геометрическое (кинематическое) замыкание применено в представленном на рисунках 2 и 3 механизме с пазовым кулачком. Толкатель движется поступательно. При вращении кулачка ролик толкателя соприкасается с боковыми сторонами паза, прорезанного на кулачке. Паз создает два рабочих профиля кулачка, которые перемещают ролик толкателя в обоих направлениях.

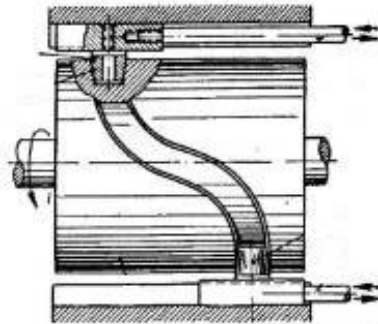


Рисунок 2 – Схема пространственного цилиндрического механизма

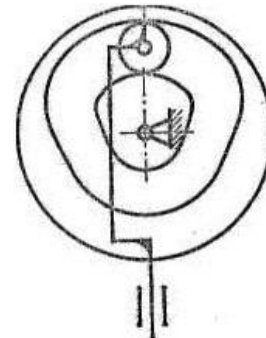


Рисунок 3 – Механизм с пазовым кулачком

При силовом замыкании толкатель во всех положениях прижат к кулачку с силой, которая больше силы, стремящейся оторвать толкатель от кулачка, например силы инерции при смене знака ускорения толкателя. Замыкающая сила в подавляющем большинстве случаев создается пружиной (рисунок 1). Расчеты пружины показали, что при использовании подобной конструкции механизма увеличиваются его габариты.

В тех случаях, когда диаметральные размеры кулачка при повороте кулачкового вала изменяются в небольших пределах, силовое замыкание в механизме можно осуществить с помощью двух роликов и сжимающей плоской пружины. В приводе толкателя волнового реечного механизма диаметральные размеры кулачка изменяются в пределах от  $-0,119$  до  $+0,1893$  мм, (в сумме  $0,308$  мм) (рисунок 4).

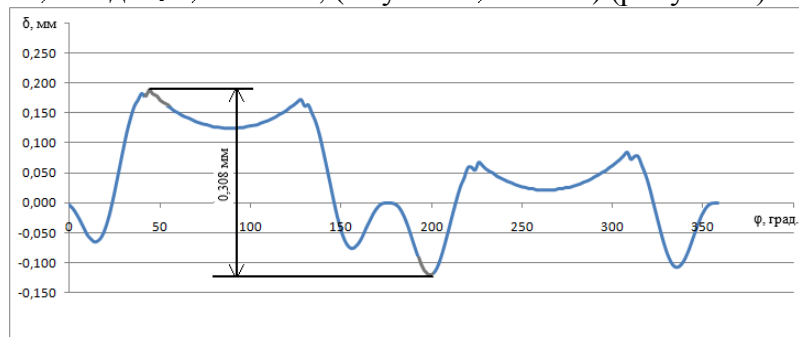


Рисунок 4 – График изменения диаметрального размера кулачка при его повороте на  $360^\circ$

В связи с этим было предложено использовать схему двухроликового силового замыкания с плоской пружиной (рисунок 5).

Была составлена расчетная схема пружины (рисунок 6). Материалом пружины была выбрана пружинная сталь 50С2А с допустимым напряжением на изгиб  $[\sigma]_{\text{из}} = 577$  МПа. При максимальной деформации  $\delta_{\text{max}} = 0,15$  мм в зоне ускорения толкателя пружина должна обеспечить усилие прижима  $F_{\text{max}} = 254,354$  Н. Этому должна соответствовать жесткость пружины  $1695,69$  Н/мм.

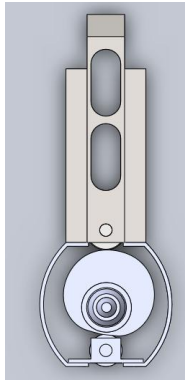


Рисунок 5 – Схема двухроликowego силового замыкания в кулачковом механизме

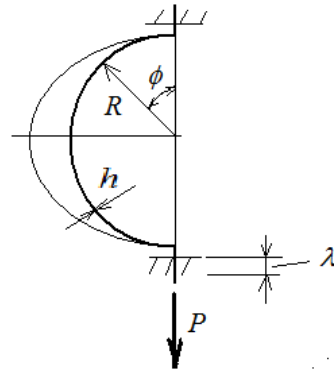


Рисунок 6 – Расчетная схема пружины

Используя простой расчет на прогиб пружины при разных ее радиусах получили, что жесткость зависит от радиуса изгиба пружины  $R$  при увеличении радиуса жесткость уменьшается. Чем меньше жесткость пружины, тем меньше колебания усилия на поджимном ролике.

Ограничивая колебания усилия на поджимном ролике и допустимые значения радиуса  $R$ , исходя из принимаемых габаритов механизма, можно найти оптимальные значения параметров пружины:

- 1) усилие  $P$  уменьшается по мере снижения массы толкателя и увеличивается по мере увеличения скорости движения рейки (соответственно, и ускорения); скорость рейки – до 20...40 м/мин;
- 2) при шаге установленных толкателей в механизме 17,5 мм, ширину пружины можно принять  $b = 16,5$  мм;
- 3) высота пружины  $h = 1,5$  мм – величина расчетная по условию прочности на изгиб;
- 4) радиус изгиба пружины  $R = 35 \dots 50$  мм;
- 5) расчетная жесткость пружины составила 3140,17 Н/мм;
- 6) колебание усилия на поджимном ролике при деформации пружины 0,308 мм –  $\Delta P = 244,968 \pm 16$  Н.

С помощью программы SolidWorks были выполнены исследования напряженно-деформированного состояния пружины при ее растяжении (рисунок 7). На рисунке 8 представлен график деформации пружины при приложении силы на второй ролик.

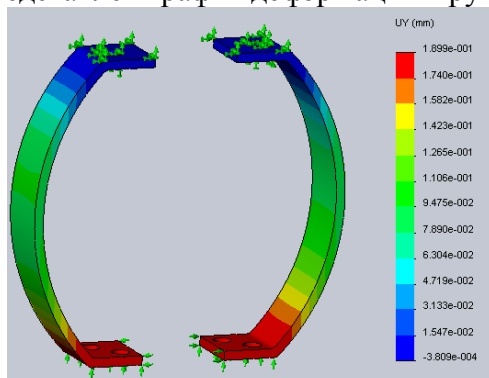


Рисунок 7 – Эпюра деформации пружины при растяжении

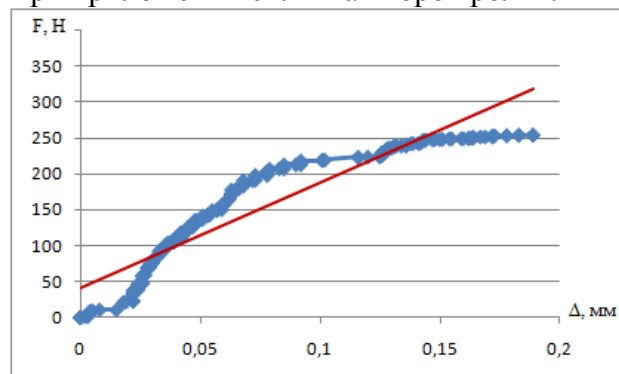


Рисунок 8 – График жесткости пружины

Выбранная пружина соответствует необходимым параметрам. Таким образом, предложенная схема двухроликowego силового замыкания кулачкового механизма с плоской пружиной может быть использовано в волновом реечном механизме.