

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА С ГИБКИМИ ТЯГОВЫМИ СВЯЗЯМИ

Герасимова А.А., Мокрецова Л.О., Валеева Л.М.

*Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»,
г.Москва*

Ключевые слова: механизмы с гибкими тяговыми связями, волновые передачи, полноповоротный кривошип, опорные шкивы, моделирование.

Аннотация. В работе приведены результаты исследований по оценке эффективности использования оборудования с гибкими тяговыми связями, используемыми в качестве рабочих органов. Такие механизмы получили название волновых, в которых преобразование движения осуществляется за счёт деформирования гибкого звена. В работе был проанализирован ряд конструктивных схем механизмов волновых передач и кинематика движения их рабочих органов.

MATHEMATICAL MODELING OF THE MECHANISM WITH FLEXIBLE TRACTION LINKS

Gerasimova A.A., Mokretsova L.O., Baleeva L.M.

National University of Science and Technology "MISIS", Moscow

Keywords: mechanisms with flexible traction links, wave transmissions, full-turn crank, support pulleys, modeling.

Abstract. The paper presents the results of research on evaluating the efficiency of using equipment with flexible traction links used as working bodies. Such mechanisms are called wave mechanisms, where the transformation of motion is carried out by deforming the flexible link. The paper analyzes a number of design schemes of wave transmission mechanisms and the kinematics of the movement of their working bodies.

В настоящее время в машиностроении находит применение технологическое оборудование с использованием гибких тяговых связей или рабочих органов значительной протяжённости. Сложные закономерности движения исполнительных механизмов, быстродействие, импульсивность рабочего цикла требуют поиска принципиально новых технических решений для совершенствования этого оборудования, именно в системе привода. В современной технике получили широкое распространение волновые, так называемые, соосные механизмы, в которых преобразование движения осуществляется за счёт деформирования гибкого звена [1-4].

На рисунках 1 и 2 изображены принципиальные схемы волновых импульсных механизмов с гибкой связью. При повороте кривошипа 1, например, по часовой стрелке с угловой частотой ω_k на угол $\varphi = \pi$ любая точка прямолинейного отрезка гибкой связи 7 смещается влево на величину $\Delta S = AB_0C - ABC$ (рис. 1). При последующем движении ($\varphi = 2\pi - \pi$) кривошип осуществляет освобождение гибкой связи на ту же величину ΔS , которая может компенсироваться либо пружинным компенсатором, либо идентичным механизмом с кривошипом, работающим по отношению к кривошипу 1 со

сдвигом по фазе вращения на угол π (см. рис.2). В последнем случае при непрерывном вращении кривошипов, закреплённых на общем приводном валу 3, линейный участок гибкой связи совершает возвратно-поступательное импульсное движение с амплитудой $\pm\Delta S$.

Механизм волновой передачи может быть выполнен следующим образом (рис. 2). Ось неподвижного шкива 4 и ось приводного вала 3 кривошипа 1 механизма I совмещаются. На валу 3 под углом π устанавливается также кривошип 6 механизма II, а гибкая связь выполняется в виде бесконечной ленты 7, 8. При вращении кривошипа 1 против часовой стрелки ролик 2 с центром вращения в точке a , коснувшись верхней ветви, начинает образование «гофра» ABC (волны гибкой связи). Нижний ролик 2 кривошипа 6 с центром вращения в точке b производит освобождение ранее образованного «гофра» ABC, при этом, в течении угла поворота кривошипа $\varphi = 2\pi$ гибкая связь переместиться на величину $\Delta S_k = ABC - AC$. Ведомый шкив 5 поворачивается, соответственно, на угол $\Delta\theta = 0,5 \cdot \Delta S_k \cdot \pi^{-1} \cdot r_2^{-1}$. Затем первый ролик осуществляет холостую перегонку «гофра» по неподвижному шкиву 4, а второй ролик движется в пространстве между ветвями гибкой связи. Отмеченный период движения сопровождается выстоем шкива 5.

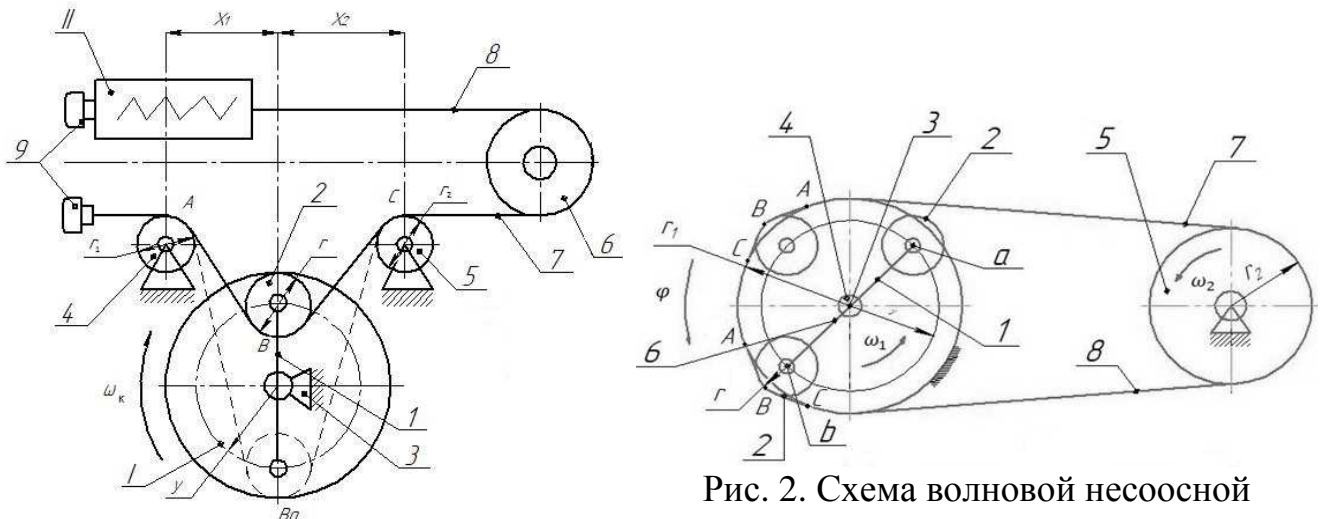


Рис. 1. Схема механизма рычажно-ролевого реверсирования гибкой связи

Рис. 2. Схема волновой несоосной передачи

Таким образом, этот механизм обеспечивает (при равномерном вращении кривошипа 4) импульсное вращение шкива 5 с амплитудой ΔS одного знака по нейтральной линии гибкой связи и колебание ветвей этой связи в вертикальной плоскости с переменной по длине гибкой связи амплитудой $\pm a_{var}$.

Скорость линейного перемещения гибкой связи сдвоенного механизма возвратно-поступательного движения, при $x_1=x_2$, $r_1=r_2=r$ (рис. 1), находится из выражения

$$V_\varphi = 0,5 \cdot \Delta S \cdot \omega \cdot \sin \varphi + F(\varphi), \tag{1}$$

где $F(\varphi)$ – некоторая функция угла поворота кривошипа, зависящая от геометрических параметров механизма. Для нормальной работы механизма необходимо соблюдать условие самокомпенсации ветвей гибкой связи

$$|V_\varphi| = |V_\varphi + \pi|. \quad (2)$$

В общем случае механизм рычажно-роликового реверсирования не обеспечивает диаграмму скорости V_φ , отвечающую условию (2), что следует из рис. 3:

$$|V_{\varphi_1}| \neq |V_{\varphi_1 + \pi}|.$$

Условию самокомпенсации отвечает частный случай механизма с законом изменения скорости гибкой связи, близким к синусоидальному (рис. 3):

$$V_\varphi = 0,5 \cdot \Delta S \cdot \omega \cdot \sin \varphi.$$

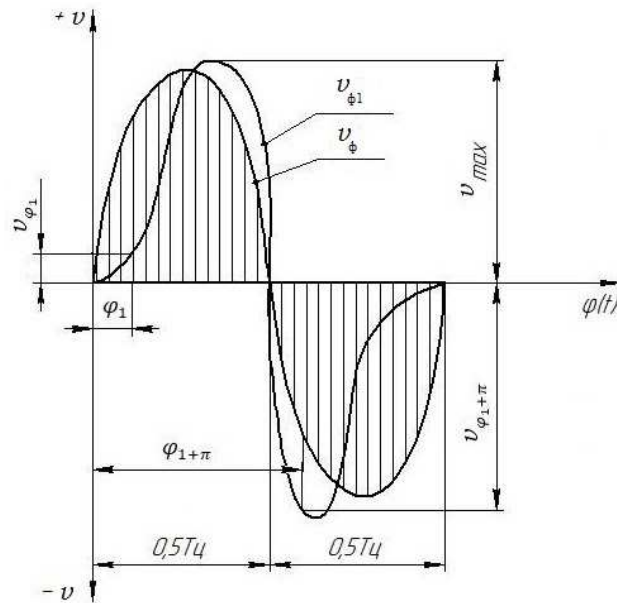


Рис. 3. Диаграммы скоростей движения

В этом случае условие самокомпенсации обеспечивается введением в кинематическую цепь механизма кулачкового корректирующего устройства.

Величина максимального смещения гибкой связи для сдвоенного механизма рычажно-роликового реверсирования определяется трансцендентным уравнением (при $x_1=x_2, r_1=r_2=r$) [2].

Приведенная на рис. 2 передача является волновой несоосной импульсной передачей с внешним обкатыванием гибкой связи по неподвижному шкиву. Эта передача может работать как за счёт зацепления гибкой связи со шкивами, так и за счёт фрикционного контакта. Скорость движения ветви гибкой связи этой передачи в период импульса находится из выражения

$$V_u = \omega_k y (\sin(\varphi_0 + \varphi) - (r_1 - r) y^{-1}), \quad (3)$$

где y – радиус окружности центров роликов; r_1 – радиус неподвижного шкива; r – радиус роликов; φ_0 – угол вращения кривошипа, соответствующий моменту касания ролика и ведущей ветви гибкой связи:

$$\varphi_0 = 0,5 - \alpha; \quad \alpha = \arccos[(r_1 - r) y^{-1}].$$

Величина перемещения гибкой связи в течение одного импульса находится из выражения

$$\Delta S_k = 2y [\sin \alpha - \alpha(r_1 - r) y^{-1}]. \quad (4)$$

Среднее и мгновенные значения передаточного числа для волновой импульсной передачи определяются, соответственно, по формулам (5) и (6)

$$i_{cp} = \pi r_2 z^{-1} \left\{ \left[y^2 - (r_1 - r)^2 \right]^{0.5} - (r_1 - r) \arccos \left[(r_1 - r) y^{-1} \right] \right\}^{-1}, \quad (5)$$

$$i_{\varphi} = r_2 y^{-1} \left[\sin(\varphi_0 + \varphi) - (r_1 - r) y^{-1} \right]^{-1}, \quad (6)$$

где z – количество ведущих роликов кривошипа; r_2 – радиус ведомого шкива.

Угол поворота кривошипа, соответствующий выстой ведомого шкива, находится из выражения $\gamma = 2(\pi z^{-1} - \alpha)$.

Анализ выражений (5) и (6) показывает, что за счёт регулирования одного из параметров y , r или r_1 волновая несоосная передача может выполнять функции вариатора с бесступенчатым (фрикционный принцип) или ступенчатым (передачным зацеплением) изменением скорости движения ведомого звена.

Механизм рычажно-роликового реверсирования нашёл промышленное использование в приводах канатно-цепных пил для резания каменной соли при скважинной отбойке соляного массива. Применяющиеся приводы пил обеспечивают реверсирование гибких связей (канатов) за счёт импульсивного (до 1500 циклов в час) переключения гидро – или пневмоэлектропривода, что сопровождается частыми отказами и поломками элементов систем управления. Предложенный механизм хода пилы исключает применение какой-либо пускорегулирующей аппаратуры реверса. Другим его преимуществом является простота конструкции, обусловленная тем, что тяговый канат служит одновременно рабочим звеном механизма, что также упрощает конструктивную компоновку подающей и режущей части привода пилы.

Список литературы

1. Бардовский А.Д., Левковский Г.Л. Система машинных агрегатов с гибкими рабочими органами для малоотходной добычи природного камня // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) 2006. № 12. С. 304-308.
2. Степанов Е.А. Исполнительные механизмы угольных стругов и канатно-цепных пил для резания горных пород. – М.: НИИ Информ-тяжмаш. 1971. №2(5), С. 18-26.
3. Свиринов В.В., Соломонов К.Н., Мокрецова Л.О. Возможности решения вопросов обработки металлов давлением средствами САД-систем на базе PLM- приложений // Известия ЮФУ. Технические науки. – 2011. – №2 (115). – С. 19-25.
4. Герасимова А.А., Керовян А.М., Гирия А.М. Исследование системы колесо-рельс карьерных локомотивов в режиме тяги // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2018. – № 1. – С. 39-42.

Сведения об авторах:

Герасимова Алла Александровна – к.т.н., доцент, НИТУ «МИСиС», г. Москва;

Мокрецова Людмила Олеговна – к.т.н., доцент, НИТУ «МИСиС», г. Москва;

Валеева Лилия Масалимовна – ассистент кафедры АПид, НИТУ «МИСиС», г.Москва.