

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЁХКРИВОШИПНОГО ШАРНИРНО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

А.Г. Семин, А.М. Тимофеев, С.Ю. Краснер

Механизмы прерывистого вращательного движения, широко применяемые в машинах периодического действия (швейных, гребнечесальных), служат для преобразования вращательного движения главного вала в прерывистое вращательное движение с остановками исполнительного органа. Например, приводным механизмом питающего цилиндра гребнечесальной машины служит мальтийский крест. Для отклонения иглы швейной зигзаг-машины применяют кулачковые механизмы. Такие механизмы не могут конкурировать с рычажными при создании новых высокоскоростных машин, и замена их рычажными, как наиболее простыми и надежными, является общей тенденцией развития современного машиностроения.

Для преобразования равномерного вращательного движения в неравномерное применяются кривошипно-кулисные механизмы с вращающейся кулисой и двухкривошипные шарнирные четырехзвенники.

Кривошипно-кулисные механизмы могут быть аксиальные и дезаксиальные. Аксиальные механизмы обеспечивают симметричный закон движения, дезаксиальные – асимметричный. В аксиальных кулисных механизмах кулиса становится вращающимся звеном в случае, если длина кривошипа больше длины стойки. В дезаксиальном кулисном механизме кулиса будет совершать вращательное движение при условии, когда сумма длин стойки и дезаксиала кулисы меньше длины кривошипа.

Двухкривошипные шарнирные четырехзвенники образуются из кривошипно-коромыслового механизма, если сумма длин наибольшего и наименьшего звеньев меньше суммы длин двух других звеньев, а наименьшее звено является стойкой.

Из всех рассмотренных механизмов предпочтение следует отдать двухкривошипному шарнирному четырехзвеннику, так как наличие пары скольжения в кулисном механизме приводит к ее быстрому износу.

На практике преобразование равномерного вращательного движения в неравномерное может использоваться в следующих случаях:

- для уменьшения отрицательного влияния исполнительного инструмента на обрабатываемый материал во время рабочего хода, когда требуется уменьшить скорость обработки;
- для увеличения скорости одного из менее нагруженных исполнительных органов при рабочем ходе с целью увеличения времени работы других, более нагруженных механизмов и улучшения их динамики.

При этом коэффициент рабочего хода, который является отношением времени воздействия рабочего инструмента на обрабатываемый материал ко времени всего цикла, в обоих случаях имеет разную величину. В первом случае его надо уменьшать, во втором – увеличивать.

Неравномерность вращения выходного звена механизма можно оценить коэффициентом неравномерности [1]

$$K = \frac{\omega^{\max} - \omega^{\min}}{\omega}, \quad (1)$$

где $\omega^{\max}$, $\omega^{\min}$, $\omega = \frac{\omega^{\max} + \omega^{\min}}{2}$ – максимальное, минимальное и среднее значения угловой скорости выходного звена.

В работе [2] дана оценка влияния длин звеньев на кинематику и динамику двухкривошипного механизма нитепротягивателя швейной машины. Установлено, что наибольшее влияние на неравномерность вращения выходного кривошипа оказывает длина стойки: чем она длиннее, тем больше неравномерность вращения выходного звена и меньше угол передачи. Минимум скорости выходного кривошипа наблюдается при прохождении его через стойку входного звена. В силовых устройствах угол передачи нужно увеличивать, при этом неравномерность вращения уменьшается.

В работе [3] представлен сдвоенный шарнирный четырехзвенный механизм, у которого второй четырехзвенник присоединен к шатуну первого четырехзвенника. Этот механизм позволяет получить вращательное движение с приближенной остановкой выходного звена. Он может быть применен в тех случаях, когда рабочий орган в процессе обработки материала должен иметь остановку определенной длительности. Однако принцип получения приближенной остановки выходного звена этого механизма не обеспечивает ее стабильности.

Для устранения указанных недостатков предложен трехкривошипный шарнирно-рычажный механизм, который может найти применение в машинах периодического действия, например, в швейных машинах с отклоняющейся иглой и в гребнечесальных машинах для привода питающего цилиндра. Механизм представляет собой сдвоенный четырехзвенник, у которого входное звено второго четырехзвенника является выходным звеном первого.

Схема механизма представлена на рисунке 1. Входной кривошип 1, вращающийся равномерно, через шатун 2 сообщает выходному кривошипу 3 неравномерное вращение. Кривошип 3 жестко связан с входным кривошипом 3' второго четырехзвенника, который в свою очередь через шатун 4 сообщает движение выходному кривошипу 5. Угол β между кривошипами 3 и 3' выбран так, что минимум скорости кривошипа 3 совпадает с минимумом скорости выходного кривошипа 5 второго четырехзвенника. Присоединение второго четырехзвенника усиливает неравномерность вращения первого, в результате чего в первом приближении можно считать рассматриваемый механизм имеющим приближенную остановку выходного звена. Особенностью механизма является одинаковая длина всех подвижных звеньев, то есть, $l_1 = l_2 = l_3 = l_3' = l_4 = l_5 = l = 1$.

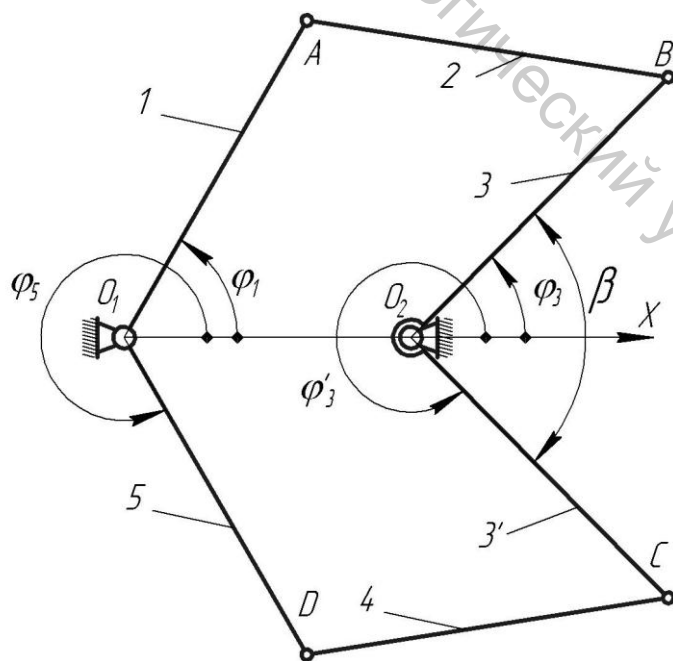


Рисунок 1 – Схема трехкривошипного шарнирно-рычажного механизма

В задачу исследования механизма входило определение минимального и максимального значения угловой скорости выходного звена и соответствующего значения коэффициента неравномерности его вращения. Значение угла β определили в зависимости от выбранного минимального значения угла передачи $\mu_{\min}$. На рисунке 2 представлена схема механизма в положении, когда выходные звенья четырехзвенников пересекают стойку входных звеньев. Из треугольника O_2CD $\mu_{\min} = 2\arcsin\frac{l-l_0}{2l}$, тогда

$$\beta = 90^\circ + \arcsin\frac{l-l_0}{2l}, \quad (2)$$

где l – длина звеньев, l_0 – длина стойки O_1O_2 .

Предварительные исследования показали, что при длине стойки $l_0 = 0,75$ значение минимального угла передачи составляет около 14° . Если длина стойки равна 0,5, то $\mu_{\min} = 28^\circ$, и при $l_0 = 0,25$ угол $\mu_{\min} = 44^\circ$. Соответствующие значения угла β составили: 97° , $104,5^\circ$, 112° . Выбор значения $\mu_{\min}$ зависит от величины передаваемой мощности. При большем значении мощности $\mu_{\min}$ увеличивается.

Найдем зависимость угла поворота выходного кривошипа 5 от угла поворота входного кривошипа 1. Угол поворота кривошипа 3 [1]

$$\varphi_3 = \arctg \frac{-l_1 \sin \varphi_1}{l_0 - l_1 \cos \varphi_1} + \arccos \frac{l_0^2 + l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 - 2l_0 l_1 \cos \varphi_1}{2l_3 \sqrt{l_0^2 + l_1^2 - 2l_0 l_1 \cos \varphi_1}}. \quad (3)$$

Учитывая, что $l_1 = l_2 = l_3 = l_3' = l_4 = l_5 = l = 1$, и обозначив $a = l_0$; $b = l_0 + 1$; $c = 2l_0$, имеем

$$\varphi_3 = \arctg \frac{-\sin \varphi_1}{a - \cos \varphi_1} + \arccos \frac{\sqrt{b - c \cos \varphi_1}}{2}. \quad (4)$$

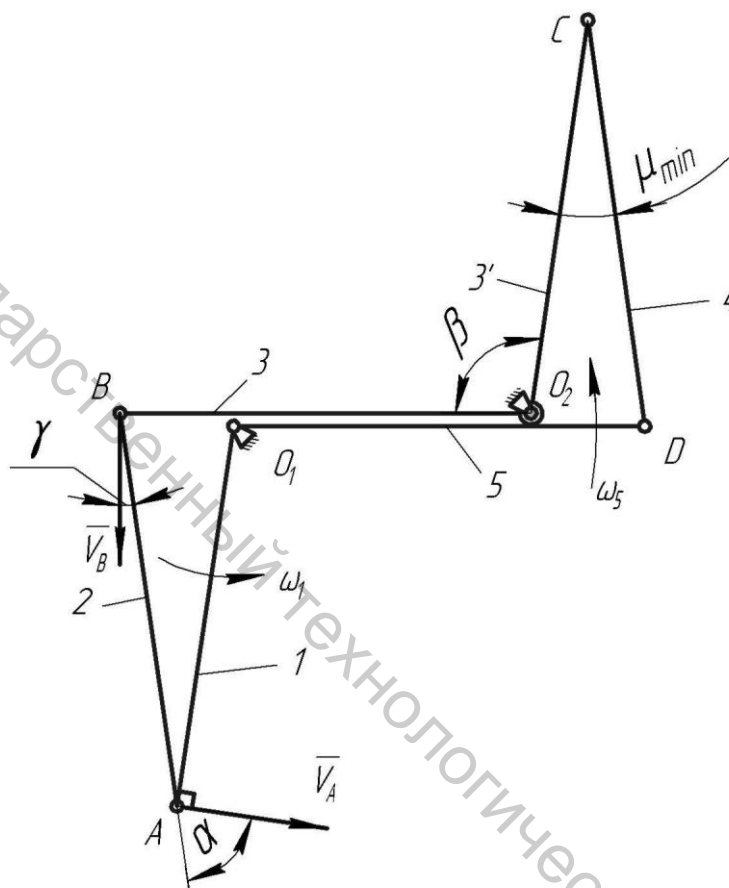


Рисунок 2 – Положение механизма при минимальной скорости выходного звена

Аналогично находим угловое перемещение выходного кривошипа 5:

$$\varphi_5 = \arctg \frac{-\sin \varphi'_3}{a - \cos \varphi'_3} + \arccos \frac{\sqrt{b - c \cos \varphi'_3}}{2}, \quad (5)$$

где $\varphi'_3 = \varphi_3 - \beta$.

На рисунке 3 представлен график угловых перемещений выходного звена.

В практике часто встречаются случаи, когда требуется иметь значение максимальной и минимальной скоростей исполнительного органа. Для определения этих величин воспользуемся теоремой о проекции скоростей (рисунок 2).

$$V_A \cos \alpha = V_B \cos \gamma \text{ или } V_A \cos (90 - \mu_{\min}) = V_B \cos \frac{\mu_{\min}}{2}. \quad (6)$$

Из (6) получим

$$V_A 2 \sin \frac{\mu_{\min}}{2} = V_B.$$

Учитывая, что $V_A = \omega_1 \cdot l_1$ и $V_B = \omega_3 \cdot l_3$, имеем

$$\omega_3 = 2 \omega_1 \sin \frac{\mu_{\min}}{2}. \quad (7)$$

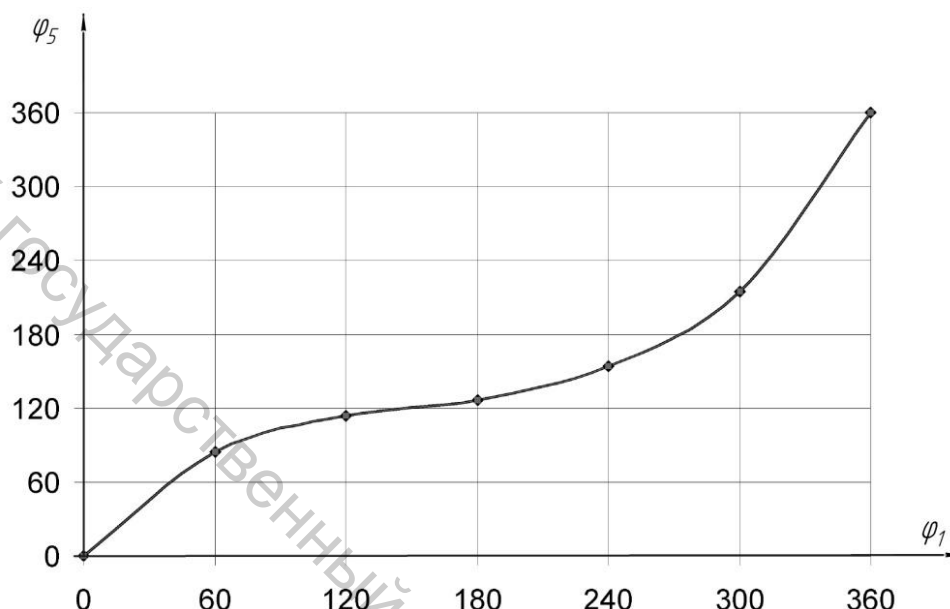


Рисунок 3 – График угловых перемещений выходного звена

При присоединении четырехзвенников к исходному значение полученной скорости возводится в степень, равную числу четырехзвенников в механизме. В данном случае $n = 2$. Расчеты показали, что минимальная угловая скорость выходного звена 5 для рассматриваемых трех случаев принимает следующее значение: $(0,24)^n$; $(0,5)^n$; $(0,75)^n$. Рассматривая механизм в положении, когда входное звено пересекает стойку при $\varphi_1 = 0$, найдем значение максимальной угловой скорости выходного звена:

$$\omega_3^{\max} = \frac{\cos^2 \gamma}{\cos^2 \alpha} = \frac{1}{\omega_5^{\min}} \quad (8)$$

При длине стойки $l_0 = 0,75$ значение $\omega_5^{\max}$ составляет $(4,1)^n$. Если длина стойки равна 0,5, то $\omega_5^{\max} = (2,0)^n$, и при $l_0 = 0,25$ $\omega_5^{\max} = (1,29)^n$. Соответствующие значения коэффициента неравномерности K составили 1,8; 1,5; 0,5.

ВЫВОДЫ

Получены аналитические зависимости для определения минимального значения угла передачи и угловой скорости выходного звена трехкривошипного шарнирно-рычажного механизма при различной длине стойки.

Механизм обеспечивает значительную неравномерность вращения выходного звена и может быть использован в приводе исполнительных органов с приближенной остановкой.

Список использованных источников

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учебник для вузов / И. И. Артоболевский. – Москва : Наука, 1988. – 640 с.
2. Семин, А. Г. Двухкривошипный четырехзвенный механизм нитепротягивателя швейной машины / А. Г. Семин, А. З. Козлов // Известия вузов, технология легкой промышленности . – 1991. – № 3. – С. 117.
3. Механизм преобразования вращательного движения приводного вала в прерывисто-вращательное движение выходного вала : пат. 12938 РБ : МПК(2009) F 16H 21/00 / А. Г. Семин, А. М. Тимофеев, А. В. Локтионов, Е. Н. Гамзюк ; заявитель и патентообладатель УО «ВГТУ». – № а 20070894 ; заявл. 16.07.07 ; опубл. 16.07.07 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010. – № 1. – С. 115.

Статья поступила в редакцию 14.10.2012

Витебский государственный технологический университет