

УДК 677.054.845-231.321.2

СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА С ПРИБЛИЖЕННЫМ ВЫСТОЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

С.В. ЛУШНИКОВ, Г.А. САРАНЧУК

(Московский государственный текстильный университет им. А. Н. Косыгина)

Шестизвенные рычажные механизмы с приближенным выстоем выходного звена широко используются в машинах текстильной и легкой промышленности в качестве привода исполнительных органов. Для осуществления выстоя выходного звена применяют четырехзвенные направляющие механизмы и, в частности, кривошипно-ползунный механизм (звенья 1,2,3), у которого одна из точек М, находящаяся на шатуне 2, перемещается по траектории, близкой к дуге окружности (рис. 1), центр которой – точка О расположена на оси Х.

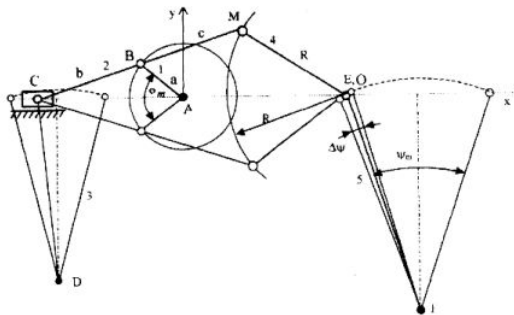


Рис. 1

Если принять длину шатуна 4 равной радиусу дуги окружности $ME = R$, то получим механизм, у которого выходное звено 5 осуществляет приближенный выстой в крайнем левом положении, перемещаясь за время выстоя на угол малого качания $\Delta\psi$ (рис.2).

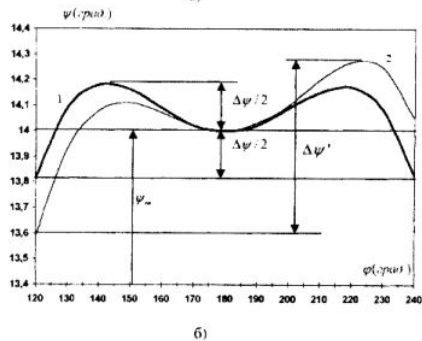
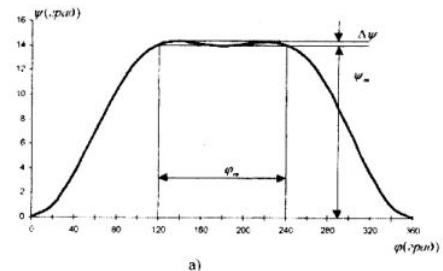


Рис. 2

Продолжительность выстоя определяется углом ϕ_m поворота кривошипа, расположенного симметрично относительно координатной оси Х (рис.1).

Функция перемещения $\psi(\phi)$ выходного звена показана на рис. 2.

Исходными данными для синтеза являются: координаты центра О дуги окружности $x_0, y_0 = 0$, радиус дуги R и угол поворота ϕ_m кривошипа, соответствующий приближенному выстою выходного звена.

Целевая функция определяется как разность между радиусом R дуги окружности и расстоянием от центра О дуги до точки М, находящейся на шатуне 2:

$$P_1 = \Delta_{\max} = |R - OM| = \left| R - \sqrt{(x_0 - x_M)^2 + (y_0 - y_M)^2} \right| \quad (1)$$

Координаты точки М вычисляются по известным формулам кинематики [1].

В общем случае целевая функция (1) имеет три независимых параметра $x_1 = a$, $x_2 = b$, $x_3 = c$. Следовательно, целью оптимизационного синтеза кривошипно-ползунного механизма является определение такого сочетания параметров, при которых максимальная величина отклонения $P_1(x) = \Delta_{\max}$ шатунной кривой от заданной дуги окружности будет минимальной.

На размеры звеньев накладываются ограничения:

1 – ограничения на максимальный и минимальный размеры звеньев,

2 – условие существования кривошипа $b - a > 0$; (2)

3 – условие, обеспечивающее требуемые углы передачи $\gamma - \gamma_D > 0$; где γ_D – допускаемый угол передачи.

Оптимизационный синтез кривошипно-ползунного механизма осуществлялся с помощью универсальной программной математической системы Mathcad 2000 [2], которая используется для решения многих задач синтеза механизмов, в том числе и оптимизационных.

В первом случае синтез механизма выполнялся в 2 этапа. На 1-м этапе после ввода начального вектора x , то есть начальных размеров механизма $x_1 = a$ и $x_2 = b$, параметр $c = BM$ определяли при значении угла $\varphi = 180^\circ$, таким образом, чтобы точка М в этом положении, находясь на оси x , совпадала с точкой, находящейся на заданной дуге окружности:

$$c = x_0 - R + a. \quad (3)$$

Дальнейший расчет проводили при значениях угла φ поворота кривошипа в пределах

$$\pi - \varphi_m / 2 < \varphi < \pi + \varphi_m / 2. \quad (4)$$

Максимальное значение Δ_{\max} отклонения траектории точки М от заданной дуги окружности и соответствующее ему значение угла φ поворота кривошипа 1 определяли с помощью функций $\max(\Delta)$ и $\text{rows}(\Delta)$, встроенных в Mathcad 2000, после вычисления вектора-столбца отклонений Δ . Расчеты показали, что максимальное значение Δ_{\max} отклонение шатунной кривой от заданной дуги окружности (рис. 3, кривая 1) имеет на концах интервала φ_m .

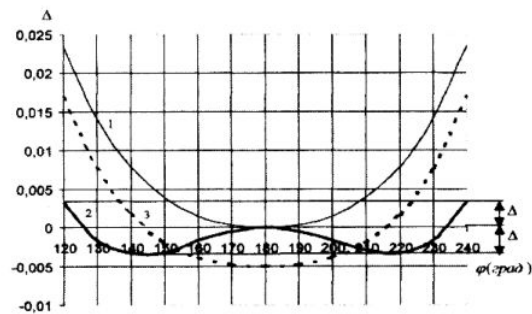


Рис. 3

После определения размера $c = BM$ по формуле (3) он становится величиной, зависящей от $a = AB$, и задачу оптимизационного синтеза по приближению траектории точки М к заданной дуге окружности будем решать по двум независимым параметрам $x_1 = a$ и $x_2 = b$. На 2-м этапе синтеза для поиска значений параметров x_1 и x_2 , при которых целевая функция $P_1(x) = \Delta_{\max}$ имеет минимальное значение, использовали функцию $\text{minimize}(\Delta_{\max}, x_1, x_2)$, которая в системе Mathcad 2000 реализует метод нелинейной оптимизации Quasi-Newton, не требующий вычисления производных от целевой функции $P_1 = \Delta_{\max}(x_1, x_2)$, что значительно упрощает решение задачи синтеза. Функция $\text{minimize}(\Delta_{\max}, x_1, x_2)$ используется в составе блока решения, открываемого директивой Given. Внутри блока располагаются ограничения в виде неравенств (3).

Как выяснилось, недостаток функции minimize (Δ_{\max} , x_1 , x_2) в системе Mathcad 2000 состоит в том, что она не работает внутри цикла и поэтому минимум целевой функции и сочетание независимых параметров x_1 и x_2 можно определять только для одного положения механизма. В программе оптимизация осуществлялась по положению механизма, в котором на 1-м этапе расчета отклонение Δ имело максимальное значение, то есть в начале угла φ_m . В остальных расчетных положениях величина отклонения Δ шатунной кривой от дуги окружности в процессе оптимизации не контролируется и может быть вычислена в результате последующего кинематического анализа.

Подобный шестизвенный рычажный механизм с приближенным выстоем выходного звена может быть использован для привода батана в ткацких станках с гидравлическим и пневматическим способом прокладывания уточной нити.

Ниже, в качестве примера, приводится расчет для следующих исходных данных: $\varphi_m = 120^\circ$; $R = 1$; $x_0 = 1,4$; $y_0 = 0$; $a = 0,13$; $b = 0,5$.

Расчет проводили в относительных величинах. При этом получены следующие размеры механизма: $a = 0,1331$; $b = 0,3842$; $c = 0,5331$. На рис.3 (кривая 2) показан график отклонения траектории точки М от заданной дуги окружности. Максимальное отклонение до оптимизации (кривая 1) составило $\Delta_{\max} = 0,02345$; после оптимизации (кривая 2) $\Delta_{\max} = 0,003257$, то есть уменьшилось в 7,2 раза.

При расчете структурной группы, состоящей из звеньев 4, 5, принимаем длину звена 4 равной радиусу дуги окружности $ME = R$, а длину выходного звена 5 определяем по формуле

$$EF = d = \frac{a}{\sin(0,5\psi_m)}, \quad (5)$$

где ψ_m – угол качания выходного звена 5.

В данном числовом примере $\psi_m = 14^\circ$; длина звена 5 $EF = d = 1,0919$; координаты

точки F $x_F = 1,5331$; $y_F = -1,0838$. В результате кинематического анализа [1] получена функция перемещения выходного звена $\psi = \psi(\varphi)$ (рис.2-а,б). Из проведенных расчетов следует, что угол малого качания $\Delta\psi/2$ выходного звена 5 (кривая 1 на рис.2-б) относительно положения точного выстоя составил $\Delta\psi/2 = 0,1829^\circ$.

Для снижения трения в кинематических парах ползун 3 можно заменить коромыслом CD. При этом, чем больше длина коромысла CD, тем меньше траектория точки С отличается от прямолинейной и функция $\psi'(\varphi)$ (кривая 2 на рис.2-б) перемещения выходного звена 5 от функции $\psi(\varphi)$ (кривая 1 на рис.2-б). Длину коромысла CD обычно принимают из конструктивных соображений. В расчетах было принято $CD = 1,5$. В этом случае угол малого качания $\Delta\psi' = 0,6862^\circ$ (кривая 2 на рис.2-б), то есть он увеличился в 1,9 раза.

С целью выяснения влияния продолжительности выстоя φ_m на величину угла малого качания $\Delta\psi$ проведены расчеты при различных значениях угла φ_m , которые показали, что исследуемый механизм способен обеспечить приближенный выстой продолжительностью не более $\varphi_m = 180^\circ$. При этом с увеличением продолжительности выстоя величина угла малого качания выходного звена $\Delta\psi$, характеризующего качество выстоя, резко увеличивается.

Во втором случае проведены расчеты по оптимизационному синтезу кривошипно-ползунного механизма с тремя независимыми варьируемыми параметрами $x_1 = a$, $x_2 = b$, $x_3 = c$. График отклонения Δ шатунной кривой от дуги окружности (кривая 3 на рис. 3) показывает, что максимальное отклонение составляет $\Delta_{\max} = 0,017$, что в 5,4 раза больше, чем в первом случае. Вследствие этого дальнейший синтез и анализ этого механизма не проводили.

Разработана программная система синтеза механизма (рис.1) на алгоритмическом языке Borland C++ Builder 4. В программе реализован оптимизационный метод деформируемого многогранника (метод Нелдера-Мида). При синтезе криво-

шипно-ползунного механизма целевая функция (1) рассчитывалась в интервале (4).

При тех же исходных данных получены следующие размеры механизма:

$$a = 0,1168; b = 0,3440; c = 0,5168; x_F = 1,5168; y_F = -0,9511; d = 0,9584.$$

Угол малого качания составляет $\Delta\psi/2 = 0,1829^\circ$.

Как видно из полученных результатов, проектирование механизма с приближенным выстоем средствами Mathcada 2000 и с помощью программной системы на языке Borland C++ Builder 4 позволяет получить механизмы с разными длинами звеньев, но с практически одинаковыми углами малого качания выходного звена. Следовательно, математическая программная система Mathcad может быть эффективно использована для решения задач по оптимизационному синтезу механизмов.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика проектирования шестизвенного рычажного механизма с приближенным выстоем выходного звена. В основу шестизвенного механизма положен кривошипно-ползунный меха-

низм. Синтез направляющего кривошипно-ползунного механизма выполнялся по заданной дуге окружности оптимизационным методом с помощью программной математической системы Mathcad 2000 (метод Quasi-Newton) и программной системы на языке Borland C++ Builder 4 (метод Нелдера-Мида).

2. Выполнены расчеты по синтезу и кинематическому анализу механизма применительно к приводу батана ткацких станков. Получены механизмы, обеспечивающие угол малого качания выходного звена в пределах $\Delta\psi/2 = 0,1829 \div 1850^\circ$. Результаты расчетов, выполненные разными оптимизационными методами с помощью программных систем Mathcad 2000 и Borland C++ Builder 4, показали, что полученные механизмы, несмотря на разные размеры, имеют практически одинаковые углы малого качания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1991.
2. Дьяконов В. Mathcad 2000: учебный курс. – СПб.: Питер, 2001.

Рекомендована кафедрой теории механизмов, приборов и машин. Поступила 05.12.03.