

МАШИНОСТРОЕНИЕ

К. М. ЕФИМЯН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕГУЛИРУЕМЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПУТЕМ КОМБИНИРОВАНИЯ ДВУХ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ
ГЕНЕРАТОРОВ ЛИНЕЙНОЙ ФУНКЦИИ

Новый метод синтеза регулируемых направляющих и передаточных рычажных механизмов, разработанный в [1, 2], позволяет комбинировать четырехзвенные механизмы, воспроизводящие одинаковую линейную функцию. В [1, 2] авторы исходили из возможности комбинирования прямолинейных и круговых направляющих четырехзвенников с приближенно-равномерным движением чертящей точки.

В настоящей работе указанный метод получает дальнейшее развитие, включающееся в разработку алгоритмов проектирования регулируемых механизмов на базе комбинации двух передаточных четырехзвенников, приближенно воспроизводящих одну и ту же линейную функцию.

1. Пусть имеем передаточные шарнирные четырехзвенники $ABCD$ и $AB'C'D'$ с одинаковой длиной стойки, приближенно воспроизводящие в данном интервале $[\varphi_m, \varphi_0] = [\varphi_m, \varphi_0]$ произвольную линейную функцию $\psi = k(\varphi)$. Жестко скрепляя входные звенья AB и AB' в положениях, соответствующих началу приближения под углом, равным $\angle ABB' = \varphi_0 - \varphi_0$ (рис. 1, а), можно заметить, что угол между звеньями CD и $C'D'$ полученного шестизвенника при повороте звена ABB' на угол $\varphi_m - \varphi_0$ остается приближенно-постоянным: $\angle CDC' \approx \approx \varphi_0 - \varphi_0$. Это свойство позволяет ввести в состав механизма избыточную связь путем жесткого соединения звеньев CD и $C'D'$ (рис. 1, а). Поставив затем механизм из звена ABB' и отсоединив звено $B'C'$, получим шарнирный четырехзвенник $ADCB$ (рис. 1, б), шатуновая точка C' которого во время поворота обращенной стойки AD на угол $\varphi_m - \varphi_0$ описывает траекторию, достаточно близкую к дуге окружности радиуса $B'C'$ с центром в точке B' .

Ввиду воспроизведения исходными четырехзвенниками линейной функции можно варьировать углом закрепления $BA B'$ между звеньями AB и AB' . Действительно, если уменьшим указанный угол на величину α , то пропорционально изменится угол CDC' на величину $\beta = k\alpha$, что приведет к уменьшению общего интервала линейного перемещения ин-

ходных звеньев CD и $C'D$. Поэтому после вышеописанных преобразований получается множество круговых направляющих механизмов с разными длинами окружного участка шатунной кривой точки C' . Сказанное позволяет создание механизма $ADCB$ (рис. 1, в), в которой рычаг $C'D$ с шатуном CD соединяется установочно-подвижно, т. е. с возможностью фиксации с ним под любым углом.

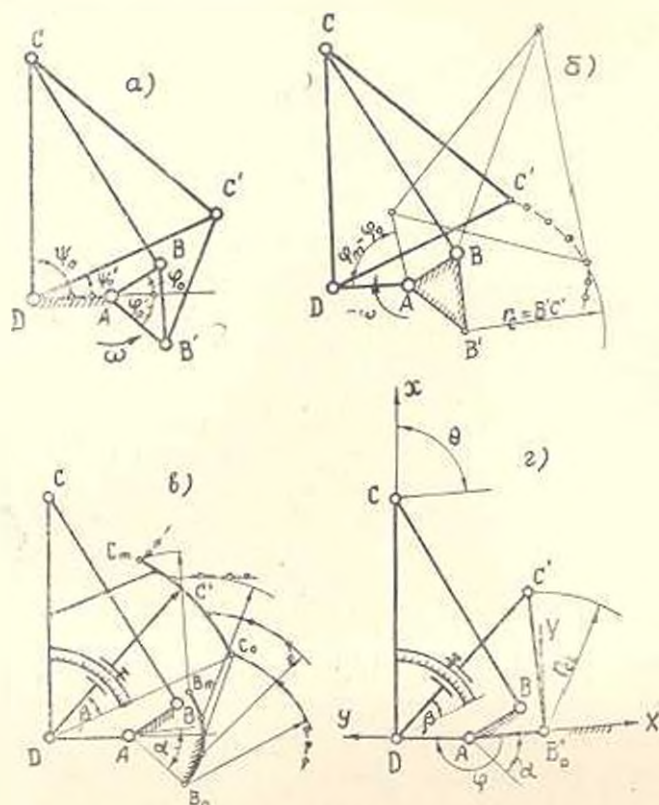


Рис. 1.

Отсюда следует, что для перенастройки механизма на требуемую длину дуги приближения необходимо изменение угла CDC' и интервала $|\psi_0 - \psi_m| \leq \angle CDC' \leq |\psi_0 - \psi_m|$.

Для построения регулируемого кругового направляющего механизма, изображенного на рис. 1, в, взяты два передаточных механизма, приближенно воспроизводящие линейную функцию $\psi = 0,5\varphi$ на отрезке $[0...40^\circ]$ при изменении аргумента φ на отрезке $[0...80^\circ]$ с параметрами: $d = d' = 1$, $a = 0,816227$, $b = 3,265306$, $c = 3,253061$, $\varphi_0 = 31,2^\circ$, $\varphi_m = 88,79^\circ$, $\alpha' = 0,908959$, $b' = 1,870446$, $c' = 2,692582$, $\varphi'_0 = -44,64^\circ$, $\varphi'_m = 20,83^\circ$. Соответствующие максимальные отклонения в передаточном отношении равны: $\Delta u = 0,008$; $\Delta u' = 0,013$.

При регулировании механизма изменяются как длина дуги приближения, так и центры соответствующих дуг и получается, что на шатуне DC имеется дуга $\cup C_0C_m = c'(\psi'_m - \psi'_0)$, любая точка которой

при движении механизма вычерчивает дугу окружности радиуса b' с центром, расположенным на дуге B_0B_m (на рисунке дуги C_0C_m и B_0B_m материализованы и неподвижно соединены с шатуном DC и стойкой).

На основе полученного кругового направляющего механизма (рис. 1, в) построим шестизвенный механизм с регулируемым углом выстоя.

С этой целью освободим звено AB' , которое жестко соединено со звеном AB и присоединим ранее отсоединенное звено $B'C'$ (рис. 1, г). Теперь при непрерывном вращении кривошипа выходное звено AB' движется с остановками с углом выстоя

$$\varphi_b = \varphi_m - \varphi_0 - \alpha = \varphi_m - \varphi_0 - \beta/k.$$

Регулирование механизма для получения требуемого угла выстоя можно произвести на ходу, автоматически устанавливая по шкале угла β соответствующее его значение.

Определим отклонения точки C' построенного механизма от окружности при различных значениях угла выстоя. Отклонение i -го положения точки C' от окружности радиуса $B'C'$ вычисляем по формуле

$$\Delta r = r_{C_i} - b = \sqrt{X_{C_i}^2 + Y_{C_i}^2} - b,$$

где r_{C_i} — радиус-вектор i -го положения C_i точки C' , проведенной из положения выстоя B'_0 центра шарнира B' , где помещено начало неподвижно связанной со стойкой координатной системы B'_0XY , причем ось B'_0X направлена по вектору $\overline{AB'_0}$; X_{C_i} , Y_{C_i} — координаты точки C' в i -ом положении кривошипа AD , определяемом углом φ_i :

$$X_{C_i} = x_C \cos \theta_i - y_C \sin \theta_i - a + d \cos \varphi_i; \quad (1)$$

$$Y_{C_i} = x_C \sin \theta_i + y_C \cos \theta_i + d \sin \varphi_i. \quad (2)$$

В равенствах (1), (2) x_C и y_C — координаты точки C' в жестко связанной с шатуном CD системе Dxy , а θ_i — угол между осями Dx и B'_0X . Эти величины имеют выражения:

$$x_C = c' \cos (\psi_0 - \psi'_0 - \beta);$$

$$y_C = -c' \sin (\psi_0 - \psi'_0 - \beta);$$

$$\theta_i = \arccos \left[-\frac{1}{1+B^2} \left(A + B \sqrt{1+B^2-A^2} \right) \right],$$

где

$$A = \frac{d^2 + a^2 + c^2 - b^2 - 2da \cos (\varphi_0 - \varphi'_0 - \alpha - \varphi_i)}{2c [d \cos \varphi_i - a \cos (\varphi_0 - \varphi'_0 - \alpha)]};$$

$$B = \frac{d \sin \varphi_i - a \sin (\varphi_0 - \varphi'_0 - \alpha)}{d \cos \varphi_i - a \cos (\varphi_0 - \varphi'_0 - \alpha)}.$$

Вычисления, проведенные на ЭВМ „Наири-2“, показали, что максимальные по модулю относительные отклонения точки C' от окружности имеют место при больших значениях угла выстоя. При $\varphi_n = -\varphi_0 - \varphi_0 = 80^\circ$, $\Delta r_{\max} = 0,0062$, и соответствующее угловое отклонение выходного звена AB от положения выстоя равно $0,3 \text{ град}$.

2. Аналогичным образом, на базе двух передаточных кривошипно-ползуновых или коромыслово-ползуновых механизмов, воспроизводящих одну и ту же линейную функцию, можно построить регулируемые прямолинейно-направляющие механизмы. Пусть два кривошипно-ползуновых механизма ABC и $A'B'C'$ при вращении кривошипов AB и $A'B'$ на равные углы $\lambda = \varphi_n - \varphi_0 = \varphi_n' - \varphi_0'$ приблизительно воспроизводят линейную функцию $S = k(\varphi)$. Параллельным переносом одного из механизмов совместим точки A и A' и жестко соединим кривошипы AB и $A'B'$ в положениях, соответствующих началу приближения и определяемых углами φ_0 и φ_0' . Так как перемещение ползунов при вращении общего кривошипа ABB' на угол λ происходит по одному и тому же линейному закону, то расстояние между шарнирами C и C' остается приблизительно постоянным. Следовательно, ползуны можно жестко соединить.

Сделав неподвижным сдвоенный ползун и освободив точку A (рис. 2, а), заключаем, что она при повороте звена CB на некоторый угол Φ , движется по приблизительно-прямолинейной траектории. Угол закрепления кривошипов AB и AB' можно варьировать, изменив при этом длину стойки CC' и шатуна BB' (на рис. 2, а угол закрепления кривошипов изменен на величину α).

Механизм по рис. 2, а с регулируемым прямолинейным ходом шатуновой точки A получен комбинированием двух коромыслово-ползуновых механизмов, воспроизводящих линейную функцию $S = 1,0345\varphi$ с размерами: $a = 1,7114$; $b = 0,3567$; $e = 1,3547$; $\varphi_0 = 238,58^\circ$; $\varphi_m = 301,42^\circ$; $a' = 1$; $b' = 2,078$; $e' = 1,529$; $\varphi_0' = 204,66^\circ$; $\varphi_m' = 267,52^\circ$.

Регулирование механизма производится при неподвижной кинематической цепи ABC , фиксированной в положении, соответствующем началу приближения. При снятом фиксаторе перемещением ползуна C' по неподвижной шкале устанавливается значение длины приблизительно-прямолинейного хода S точки A . При этом указатель шатуна $BA'B'$ укажет значение угла λ , определяющее соответствующую величину угла закрепления $BA'B'$. Обе шкалы тарируются по соотношению

$$S = k(\lambda - \alpha).$$

При изменении λ в интервале $0 \leq \lambda \leq \lambda$ длина прямолинейного хода S точки A уменьшается от $S_{\max} = k\lambda$ до нуля.

Анализ четырехзвенников, соответствующих различным S , показал, что с увеличением S точность воспроизведения прямой уменьшается. При $S = S_{\max} = 1,134603$, $\Delta_{\max} = 0,008$.

С целью получения механизма с остановками присоединим к шатунной точке A и стойке полученного четырехзвенного механизма $CBV'C'$ двухповодковую группу, состоящую из ползуна и подвешенной кулисы с центром вращения в точке D . Кулису расположим так, чтобы во время движения шатунной точки A по приближенно-прямолинейному участку шатунной кривой продольная ось кулисы совпала с указанным отрезком. Тогда на интервале поворота Φ_b входного звена BC выходная кулиса будет иметь выстой. При произвольном выборе положения центра вращения D кулиса может совершать возвратно-колебательное движение с выстоем.

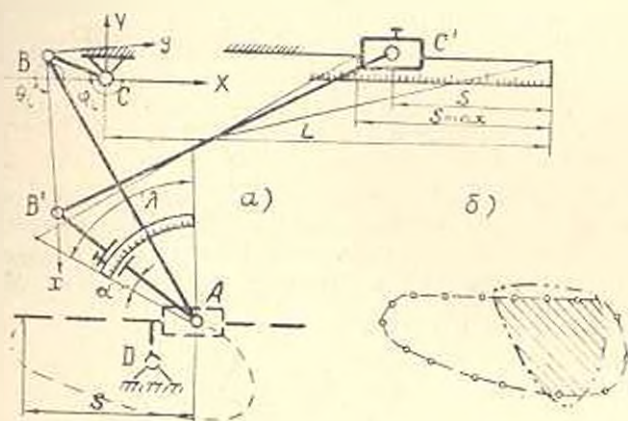


Рис. 2.

С целью получения одностороннего периодического поворота выходной кулисы для всего интервала регулирования угла выстоя достаточно построить траектории шатунной точки A четырехзвенника $CBV'C'$ при минимальном и максимальном значениях угла выстоя (рис. 2, б) и поместить центр вращения D кулисы в общей (заштрихованной) области, ограниченной этими траекториями. При этом величина угла выстоя Φ_b входного звена BC не зависит от выбора точки D и вычисляется по выражению

$$\Phi_b = \theta_l - \theta_m, \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} \theta_l &= -\arcsin \left[\frac{\sin(\varphi_0 + \alpha) + e}{b} \right], \quad \varphi_0 + \alpha > \frac{3}{2}\pi; \\ \theta_l &= \pi + \arcsin \left[\frac{\sin(\varphi_0 + \alpha) + e}{b} \right], \quad \varphi_0 + \alpha < \frac{3}{2}\pi; \\ \theta_m &= -\arcsin \left(\frac{\sin \varphi_m + e}{b} \right). \end{aligned}$$

При заданных размерах механизма из формулы (4) получим:

$$\max \Phi_b = \Phi|_{\varphi_m=0} = 145,4^\circ, \quad \min \Phi_b = \Phi|_{\varphi_m=\pi} = 0.$$

ԿԱՐԳԱՎՈՐՎՈՂ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՆԱԽԱԴԵՌՈՒՄԸ ԿԵԱՅԻՆ
ՖՈՒՆԿՑԻԱՅԻ ԵՐԿՈՒ ՔԱՌՕՂԱԿ ԴԵՆԵՐԱՏՈՐՆԵՐԻ ԶՈՒԳԱԿՑՄԱՆ ԽՂԱՆԱԿՈՎ

Ա. Մ. Կ Ր Ո Վ Ո Ւ Մ

Հոդվածում քննարկվում է կարգավորվող ուղղագիծ և շրջանային ուղղորդ մեխանիզմների մետրական սինթեզի նոր եղանակ, որը թույլ է տալիս ստանալ վեցօղակ մեխանիզմներ, որոնց շափերի պարզ վերալարման միջոցով կարելի է ապահովել նրբի ողակի կանգառի պահանջվող միջակայքում փոփոխվող տեղորոշումն: Բերված են թվային օրինակներ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Егшиян К. М., Саркисян Ю. Л. Синтез регулируемых прямолинейных и круговых направляющих механизмов. «Известия вузов. Машиностроение», 1975, № 5.
2. Егшиян К. М., Алавердян Л. М., Саркисян Ю. Л. Некоторые задачи перемещающих механизмов. «Известия АН Арм ССР (серия Т. Н.)», т. XXX, № 4, 1977.