

МАШИНОСТРОЕНИЕ

К. М. ЕГНІՍՅԱՆ, Л. М. МАКАРՅԱՆ, Ю. Л. САРԿԻՍՅԱՆ

НЕКОТОРЫЕ ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ПЕРЕМЕНЧАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

При проектировании машин-автоматов различных промышленных предприятий нередко требуется осуществить прямолинейно-поступательное движение рабочего органа с его последующим поворотом на заданный угол. Для реализации подобного рода движений обычно используются сложные комбинированные механизмы, содержащие гидравлические и пневматические элементы. В настоящей работе рассматривается возможность решения указанных задач посредством простых малоэлементных механизмов с твердыми звеньями.

1. Сначала рассмотрим задачу проектирования шарнирного шестизвенного механизма с регулируемой длиной прямолинейного хода ведомого шатуна. Предлагаемый алгоритм основан на идее сочетания двух родственных четырехзвенных механизмов, впервые представленной в работе [1].

Пусть имеем шарнирный четырехзвенник $ABCD$ (рис. 1а) и несмещенный кулисный механизм $G'M'O$ (рис. 1б), у которых шатуновые точки F и E при равномерном вращении входных звеньев AB и $G'M$ соответственно на углы $\Phi = \varphi_m - \varphi_0$ и $\Phi' = \varphi'_m - \varphi'_0$ совершают приближенно-прямолинейное движение со скоростью, близкой к постоянной. Поскольку движение точки E приближенно-равномерное, то точка пересечения O_1 прямой BC и перпендикуляра, опущенного из центра A на направление прямолинейного движения точки E , совершает незначительные колебания относительно среднего положения O .

Механизм $G'M'O$ подвергнем преобразованию подобия с коэффициентом подобия $AO/G'O$, в результате чего получим кулисный механизм GMO . Далее совместим опорные шарниры G , A механизмов GMO , $ABCD$, линии GO и AO (рис. 1в) и жестко свяжем кривошину GM и AB под углом $\angle A_0AB_0$. Легко убедиться, что при повороте кривошины AMB на угол Φ при условии $\Phi < \Phi'$ из положения AM_0B_0 расстояние между точками F и E почти не меняется. Это позволяет ввести в состав механизма стержень FE , накладывающий пассивную связь. Теперь, удалив качающийся ползуна, получим одноодвижный механизм, шатун FE которого совершает приближенное прямолинейно-поступательное движение между положениями F_0E_0 и $F_\Phi E_\Phi$.

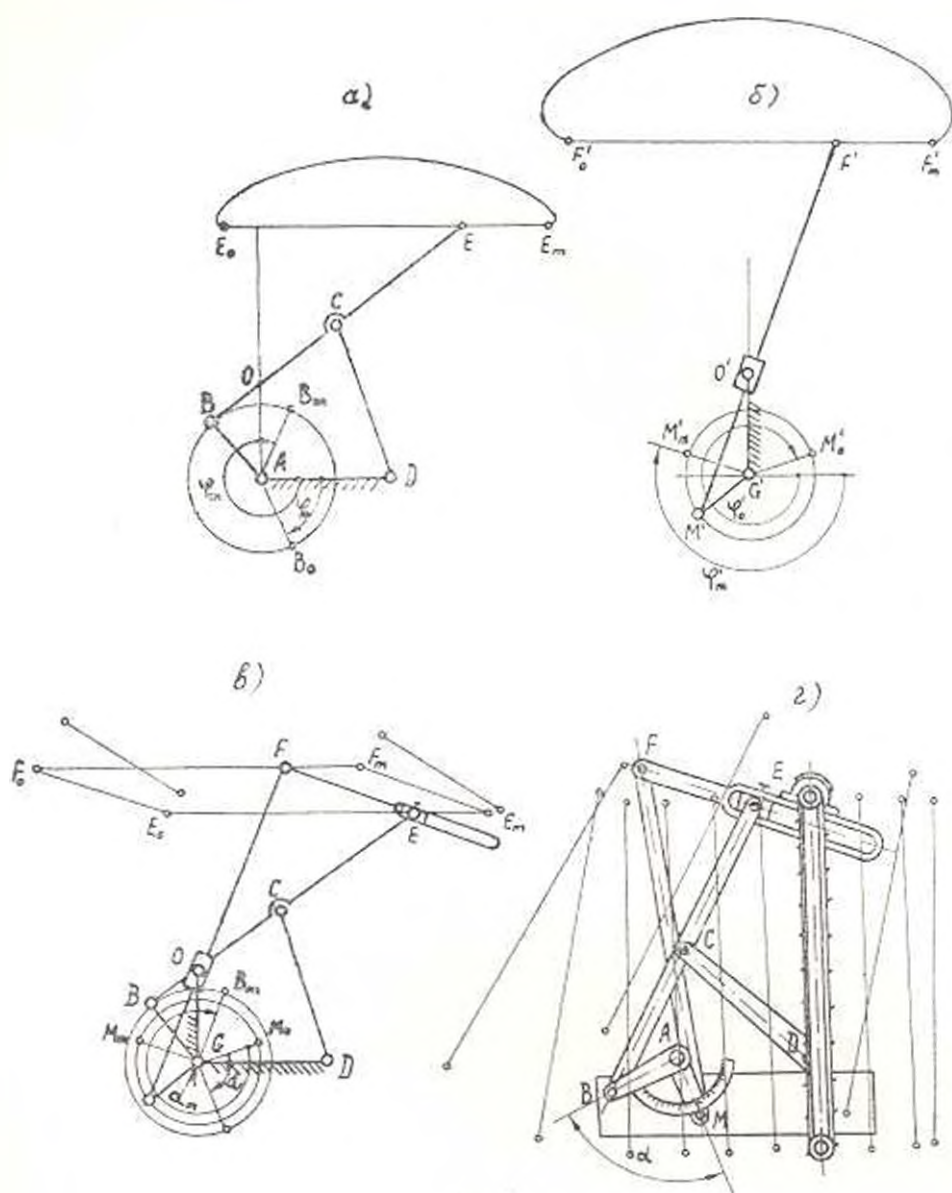


Рис. 1.

Угол скрепления γ кривошипов AM (GM) и AB устанавливается, исходя из требуемой длины приближенно-поступательного хода шатуна FE . При изменении α от $\alpha_0 = \varphi_2 - \varphi_1 = \beta$ до $\alpha' = \varphi_0$, где $\beta = \varphi' - \varphi$, ход шатуна фактически не меняется, но с увеличением α от α_0 до $\alpha_m = \varphi_m - \varphi_1$ он убывает от своего максимального значения $L_{\max}$ до минимального $L_{\min}$. Это позволяет произвести простую переналадку механизма, описанную в [1]. Фиксируя звено MF в положении F_0M_0 по шкале, прикрепленной к одной из сторон уголка MAB , уста-

называется то значение угла α , которое соответствует требуемой длине приближенно-поступательного хода звена FE . При этом шарнир E автоматически занимает новое положение вдоль линии FE (рис. 1.8). Тарирование шкалы производится в соответствии с формулой

$$\alpha = k - b \frac{L}{L_{\max}},$$

где

$$k = \frac{z_m \Phi - z_p (\Phi' - \Phi' - 2\pi)}{2\pi - \Phi'}, \quad b = \frac{\Phi (z_m - z_p)}{2\pi - \Phi'}.$$

Регулировку можно выполнить и в обратном порядке. По требуемой длине приближенно-поступательного хода при фиксированном положении звена MF в M_0F_0 устанавливается положение шарнира E , следовательно, и необходимое значение α . Вне участка поступательного движения механизм, естественно, обеспечивает требуемый условиями задачи поворот шатуна FE .

Пример 1. Рассмотрим задачу проектирования механизма подачи исполнительного органа камнедобывающей машины. Заданы длина участка прямолинейно-поступательного движения $L=1500$ мм, допускаемое отклонение от прямолинейности $\Delta=3$ мм, требуется обеспечить поворот инструмента по часовой стрелке не менее, чем на 5° при вращении кривошипа AMB на 15° из положения AB_m в том же направлении и такой же поворот против часовой стрелки кривошипа на 15° из положения AB_n . Наконец, отношение максимального отклонения скорости инструмента к ее среднему значению на участке прямолинейного хода не должно превышать 10%.

Сначала с помощью таблицы, составленной Г. Г. Барановым [2], по длине хода L и максимальному отклонению Δ находим размеры лямбда-образного механизма $ABCD$: $AD=660$ мм, $AB=330$ мм, $BC=CD=CE=735$ мм, углы $\alpha_0=66^\circ 30'$, $\alpha_m=227^\circ$. Как было показано в [3], скорости точки E этого механизма на участке приближенно-прямолинейного движения достаточно близки к постоянной. Остальные размеры механизма находим описанным выше способом.

Далее четырехзвеном $ABCD$ комбинируем с кулисным механизмом, размеры которого определяются по разработанной З. Ш. Блохом [4] методике, причем при любом варианте решения имеется два свободных размера. В данном случае расстояние OA можно с практически достаточной точностью определить в зависимости от параметров лямбда-образного механизма

$$OA = AB \sqrt{\left(\frac{2BC}{AB + AD}\right)^2 - 1} + \frac{\Delta}{2} = 462 \text{ мм},$$

и остается подобрать значение свободного параметра AM по данному углу поворота звена FE (рис. 1.8) вне участка прямолинейного движения. Варьируя значением AM , с помощью ЭВМ получаем ряд интересных

звеньев по рис. 1 а и после анализа полученных вариантов подбираем механизм, отвечающий всем поставленным условиям. Недостающие размеры механизма равны: $AM=268$ мм, $MF=1594,46$ мм, $\varphi_0 = 341^\circ 59' 30''$, $\varphi_m = 198^\circ 0' 30''$. Конструктивная схема механизма и ряд его положений показаны на рис. 1 а.

Анализ спроектированного механизма с помощью простых формул, следующих из геометрии механизма, показал, что максимальное отклонение траектории точки F от горизонтальной прямой на заданном участке равно $\pm 3,2$ мм, а угловое отклонение оси EF от исходного положения E_0F_0 не более $\pm 2^\circ$.

Пример 2. Рассмотрим задачу синтеза механизма подавателя, описанную в работе [5]. Попробуем заменить спроектированный в [5] восьмизвенный механизм с высшей парой шарнирным шестизвенником. По проектному заданию требуется обеспечить прямолинейно-поступательное движение подавателя при вращении кривошипа на 180° , затем выполнить поворот подавателя на $12-15^\circ$ по часовой стрелке. Полученный в результате синтеза механизм (рис. 2) имеет следующие размеры: $OA=13,2$ мм, $AB=BC=BD=29,4$ мм; $OC=24$ мм; $OF=9,59$ мм, $FE=68$ мм; $ED=28$ мм. Полученный механизм по габаритам гораздо меньше своего восьмизвенного прототипа.

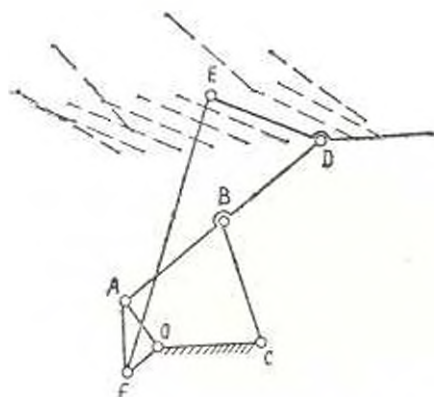


Рис. 2.

2°. Шестизвенные механизмы, описанные выше, обеспечивают лишь определенный поворот выходного звена вне участка прямолинейного движения. Поэтому в тех случаях, когда закон сложного движения выходного звена регламентирован криво, приходится обратиться к другим механизмам, обладающим более широкими кинематическими возможностями.

Ниже описывается пятизвенный генератор сложного движения дополнительного органа, принцип образования которого основан на следующей теореме [6]. Если точку E шатуна шарнирного четырехзвенника $ABCD$ (рис. 3), описывающую траекторию $\alpha\alpha$, сделать неподвижной, освободить стойку AD и передвигать любую ее точку F по кривой

$\alpha'\alpha'$, симметричной *ли* относительно центра G отрезка FE , то *засно* AD *движется* поступательно.

Используя в качестве исходного четырехзвенника любое *прямилло*, на базе вышеприведенной теоремы можно получить одноподвижный пятизвенный механизм с высшей парой (рис. 3), у которого звено AD в определенном интервале вращения выходного звена BEC совершает прямолинейное движение. Для получения сложного движения звена AD вне участка прямолинейного хода в соответствии с заданным законом необходимо заменить соответствующий участок профиля неподвижного кулачка $\alpha'\alpha'$ определенной кривой.

Рассмотрим две разновидности задачи профилирования неподвижной направляющей. В обоих случаях размеры исходного *прямилла*, следовательно, и прямолинейный участок направляющей проектируемого механизма принимаются заданными.

Задача 1. Спроектировать криволинейный участок неподвижной направляющей по заданной функции $\psi = F(\varphi)$, связывающей углы поворота ψ и φ выходного звена AD и входного звена BEC . Задача состоит в определении координат точки F в зависимости от входного угла φ . Выведем зависимость величин X_A , Y_A от φ . С этой целью воспользуемся очевидными уравнениями

$$\left. \begin{aligned} (X_D - X_C)^2 + (Y_D - Y_C)^2 &= DC^2, \\ (X_A - X_B)^2 + (Y_A - Y_B)^2 &= AB^2, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где

$$\left. \begin{aligned} X_D &= X_A + AD \cos \psi; & Y_D &= Y_A + AD \sin \psi; \\ X_C &= EC \cos (\varphi + \alpha); & Y_C &= EC \sin (\varphi + \alpha); \\ X_B &= BE \cos \varphi; & Y_B &= BE \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Решая систему (1) относительно X_A и Y_A , после ряда преобразований получим:

$$X_A = \frac{c_1 \pm \sqrt{c_1^2 + c_2}}{c_2};$$

$$Y_A = BE \cdot \sin \varphi \pm \sqrt{AB^2 - (BE \cdot \cos \varphi - X_A)^2},$$

где

$$c_1 = 2k_1 k_2 \cdot BE \cdot \sin \varphi + 2k_2^2 \cdot BE \cdot \cos \varphi - k_1 k_2;$$

$$c_2 = 2(k_1^2 + k_2^2);$$

$$c_3 = (k_1^2 + k_2^2)(4k_2^2 \cdot AB^2 - 4k_1 k_2 \cdot BE \cdot \sin \varphi - 4k_2^2 \cdot BE^2 - k_1^2);$$

$$k_1 = BE \cdot \cos \varphi - CE \cdot \cos (\varphi + \alpha) + AD \cdot \cos \psi;$$

$$k_2 = CE \cdot \sin (\varphi + \alpha) - AD \cdot \sin \psi - BE \cdot \sin \varphi;$$

$$k_3 = AB^2 - BE^2 - CE^2 + AD^2 - AC^2 - 2AD \cdot CE \cdot \cos (\varphi + \alpha - \varphi).$$

Теперь можно вычислить координаты точки F :

$$\begin{aligned} X_F &= X_A + x_F \cos \varphi - y_F \sin \varphi, \\ Y_F &= Y_A + x_F \sin \varphi + y_F \cos \varphi, \end{aligned} \quad (3)$$

где x_F и y_F — координаты точки F в системе Axy , жестко связанной с шатуном.

Для замкнутости проектируемого профиля задаваемая функция перемещения выходного звена должна удовлетворять ограничению

$$\varphi|_{\varphi_m} = \varphi|_{\varphi_m}.$$

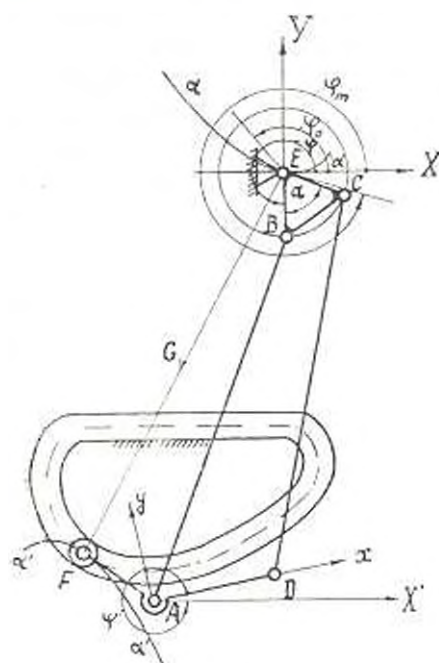


Рис. 3.

На рис. 3 изображен механизм, построенный на базе симметричного четырехзвенного рычага, со следующими параметрами:

$$BE = EC = 1; AD = 1,8; \alpha = 70^\circ; \varphi_m = 341^\circ 59' 30''; \varphi_0 = 128^\circ 0' 30'';$$

$$x_F = -0,9024; y_F = 1,0; AB = CD = 5,949570.$$

Криволинейный участок направляющей получен по условию точного воспроизведения функции

$$\varphi = (4 - \varepsilon) \arcsin [0,1 (\varepsilon_m - \varepsilon) (\varepsilon_0 - \varepsilon)]$$

В табл. 1 представлены вычисленные на ЭВМ координаты точек построения кривой.

Таблица 1

φ	X_F	Y_F	φ	X_F	Y_F
128	0,11873	-3,93275	248	-1,48124	-5,99411
138	0,15329	-3,95100	258	-2,69708	-5,92868
148	0,23515	-4,00432	268	-3,15124	-5,82166
158	0,33754	-4,08637	278	-3,42724	-5,67991
168	0,43615	-4,19525	288	-3,56609	-5,52103
178	0,50622	-4,33421	298	-3,61737	-5,34049
188	0,52016	-4,51077	308	-3,62611	-5,12442
198	0,44707	-4,73373	318	-3,62334	-4,85779
208	0,21893	-5,00667	328	-3,61100	-4,52801
218	0,11153	-5,31673	338	-3,65992	-4,12630
228	-0,65532	-5,62184	342	-3,71847	-3,93281
238	-1,34136	-5,85355			

Задача 2. Эта задача отличается от первой лишь тем, что подлежащая реализации функция $\varphi = f(X)$ связывает угол поворота φ выходного звена с абсциссой X некоторой его точки F .

Сначала выведем уравнения траектории точки A . Для этой цели воспользуемся системой (1). Умножив (2), получим

$$\begin{aligned} X_A^2 + Y_A^2 + CE^2 + AD^2 - CD^2 - 2X_A \cdot AD \cos \varphi - 2Y_A \cdot AD \sin \varphi + \\ + \sin \varphi [2AD \cdot CE \sin (\varphi - \alpha) + 2X_A \cdot CE \sin \alpha - 2Y_A \cdot CE \cos \alpha] + \\ + \cos \varphi [2AD \cdot CE \cos (\varphi - \alpha) - 2X_A \cdot CE \cos \alpha - 2Y_A \cdot CE \sin \alpha] = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

$$X_A^2 + Y_A^2 + BE^2 - AB^2 - 2X_A \cdot BE \cos \varphi - 2Y_A \cdot BE \sin \varphi = 0.$$

Исключив из системы (4) угол φ , окончательно получим

$$\begin{aligned} BE^2 [(X_A^2 + Y_A^2) (k_1 - Y_A^2 - 2Y_A \cdot AD \sin \varphi)^2 - 4 |X_A^2 (k_2 - Y_A \cdot CE \cos \alpha)^2 + \\ + Y_A^2 (k_3 - Y_A \cdot CE \sin \alpha)^2| - 2BE (Y_A^2 + k_4) (k_1 - Y_A^2 - \\ - 2Y_A \cdot AD \sin \varphi) [X_A (k_2 - Y_A \cdot CE \sin \alpha) + Y_A (k_3 - Y_A \cdot CE \cos \alpha)] + \\ + (Y_A + k_4)^2 [(k_3 - Y_A \cdot CE \sin \alpha)^2 + (k_2 - Y_A \cdot CE \cos \alpha)^2] + \\ + 8BE^2 X_A Y_A (k_1 - Y_A \cdot CE \sin \alpha) (k_2 - Y_A \cdot CE \cos \alpha)] = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

где

$$k_1 = DC^2 - AD^2 - CE^2 - X_A^2 - 2X_A \cdot AD \cos \alpha;$$

$$k_2 = X_A \cdot CE \sin \alpha - CE \cdot AD \sin (\varphi - \alpha);$$

$$k_3 = -X_A \cdot CE \cos \alpha - CE \cdot AD \cos (\varphi - \alpha);$$

$$k_4 = X_A^2 + BE^2 - AB^2.$$

Вычислим из первого уравнения системы (3) абсциссу точки 1

$$X_1 = X_2 - x_2 \cos \psi + y_2 \sin \psi.$$

Теперь, учитывая это выражение, из уравнения (5) можно определить ординату Y_1 точки А. Далее из второго уравнения системы (3) можно вычислить Y_2 . Отметим, что при выборе функции $\psi = f(X)$ необходимо условие

$$\dot{\psi}|_{X_1} = \dot{\psi}|_{X_2}.$$

ВрПН им. К. Маркса

Поступило 15 VII 1975

Վ. Մ. ԵԳԻՅԱՆ Ե Մ. ՍԱԿԻՅԱՆ, Յ.Ս. Ե ԱՐԿԻՅԱՆ

ՏՆԻՎԱԿԱՆԱԴՐՈՒ ՄԵԿԱՆԻԶՄԱՆԻ ԿԱՎԱԿՄԱՆ ՄԻ ԲԱՆԻ ԿՆԻՐՆԵՐ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հորիզոնով բնարկվում են հարթ մեխանիզմների նախագծման մի քանի խնդիրներ՝ կապված տեղափոխող օբյեկտի բարդ շարժման վերարտադրության հետ՝ ներկայացված է տարվող շարժաթևի մոտավոր-ուղղագիծ բնագրի կարգավորման մեթոդը՝ բերված են թվային օրինակներ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Егисян К. М., Саркисян Ю. А. Синтез прямихлинейных и круговых направляющих четырехзвенников с регулируемой длиной участка приближения. Известия ВУЗов, серия «Машиностроение», № 5, 1975.
2. Баринев Г. Г. О решении некоторых задач Чебышева. Труды семинара по ТММ, том 5, вып. 20, изд. акад. АН СССР, 1948.
3. Саркисян Ю. А. К синтезу прямой с приближенно равномерной шкалой чертающей точки. Сб. научных трудов Ереванского политехнического института, серия «Машиностроение», т. 10, № 9, 1972.
4. Блик Э. III. Приближенный синтез механизмов. Машгиз, 1948.
5. Диронян В. II. Синтез плоских стержневых механизмов, приближенно воспроизводящих заданное движение заданного объекта. Сб. «Механика машин», вып. 36—36. Изд-во «Наука», 1972.
6. Саркисян Ю. А. К синтезу обратных шарнирных направляющих механизмов. «Машиностроение», № 5, 1966.