

А. С. ПОГОСЯН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕПНОГО МЕХАНИЗМА
ШАГОВОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

Из-за простоты конструкции и широких кинематических возможностей в последние годы для реализации одностороннего прерывистого движения в машинах-автоматах часто применяются цепные механизмы [1, 2]. Ниже приводится кинематический анализ и синтез нового цепного механизма шагового перемещения (рис. 1). Он состоит из установленного на каретке 6 входного водила 1 с двумя симметрично расположенными идентичными сателлитами-звездочками 3, 3', неподвижной относительно каретки центральной звездочкой 2, незамкнутой цепи 5 и двух направляющих звездочек 4, 4', установленных на каретке.

Механизм работает следующим образом. Непрерывно вращаясь, входное водило 1 посредством сателлита 3 последовательно выводит звенья цепи 5 из зацепления с центральной звездочкой 2. При этом каретка 6 получает принудительное движение, начиная с I положения водила. Движение каретки продолжается до того момента, когда выведенная из зацепления ветвь цепи вновь входит в зацепление с центральной звездочкой 2 (положение II). При дальнейшем повороте водила до момента, когда сателлит 3' займет положение I, каретка остается неподвижной. Сателлиты 3 и 3' не только обеспечивают два шага каретки за один оборот водила, но и натяжение цепи 5. Когда каретка перемещается с одного конца на другой, автоматически меняется направление вращения водила.

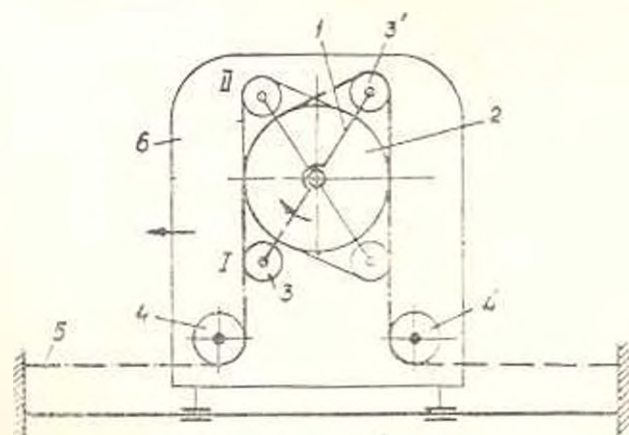


Рис. 1.

Кинематический анализ механизма. На рис. 2 изображена схема исследуемого механизма в начальном (I), текущем и конечном (II) положениях входного вала 1. Из рис. 2 следует

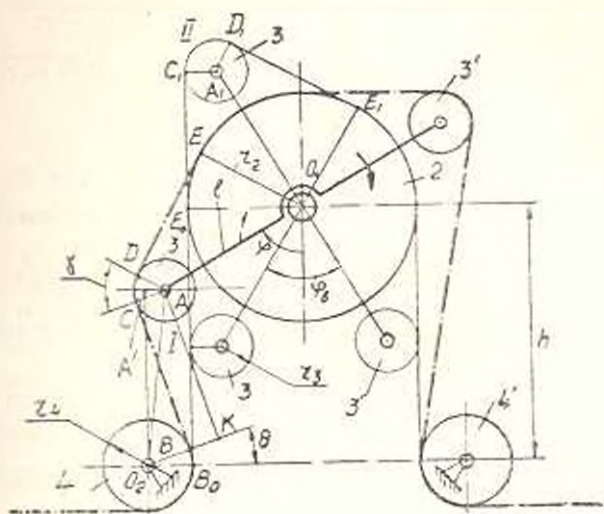


Рис. 2.

$$S = BC + CD + DE + B_0B - h - E_0E, \quad (1)$$

где S —текущее значение перемещения каретки.

Выразим все переменные параметры, входящие в (1), через обобщенную координату φ (угол поворота входного вала):

$$\varphi_0 - 2 \leq \varphi \leq \pi - \varphi_1 - 2,$$

где φ_0 —угол выстоя.

Из прямоугольных треугольников O_1KA и O_2AA имеем

$$BC = l \sqrt{[l \sin \varphi - (r_2 - r_1)]^2 + (h - l \cos \varphi)^2 - (r_2 + r_1)^2}.$$

Длина дуги CD равна $CD = r_3\gamma$, где $\gamma = \varphi - \varphi_0 - 2 + \beta$.

$$\beta = \arctg \frac{l \sin \varphi - (r_2 - r_1)}{h - l \cos \varphi} - \arctg \frac{r_2 - r_1}{BC}.$$

Длины дуг BB_0 , EE_0 и отрезка DE соответственно равны:

$$\widetilde{BB_0} = r_1\varphi, \quad \widetilde{EE_0} = r_2(\varphi - \varphi_0 - 2), \quad DE = \sqrt{h^2 - (r_2 - r_1)^2}.$$

Подставляя полученные выражения в (1), получаем функцию перемещения $S = S(\varphi)$

$$S = a - r_1\varphi + r_3 \arctg \frac{r_3}{a} + \arctg \frac{l \sin \varphi - r_3}{h - l \cos \varphi} + A, \quad (2)$$

Дифференцируя функцию (2) по обобщенной координате, получаем функции аналогов скорости V и ускорения a каретки

$$V = \frac{l}{\delta^2} [ac + r_3(d - l) - r_3], \quad (3)$$

$$a_c = \frac{l}{b^2} \left\{ ad + \frac{lc^2}{a} - r_{34}c - \frac{2lc}{b^2} [ac - r_{34}(d-l)] \right\}. \quad (4)$$

В формулах (2)–(4) приняты следующие обозначения:

$$\begin{aligned} r_{23} &= r_2 - r_3; & r_{31} &= r_3 + r_4; & r_{21} &= r_2 + r_4; \\ A &= \sqrt{l^2 - r_{21}^2 + r_{23}^2} - 2 - h; & a &= BC = \sqrt{b^2 - r_{21}^2}; \\ b^2 &= (l \sin \varphi - r_{21})^2 + (h - l \cos \varphi)^2; \\ c &= h \sin \varphi - r_1 \cos \varphi; & d &= h \cos \varphi + r_1 \sin \varphi. \end{aligned}$$

Пример. Определить кинематические параметры выходного звена рассматриваемого механизма S , V_s , a_s с размерами: $r_1 = 1$, $r_3 = 0,23$, $l = 1,48$, $h = 5$, обеспечивающего угол выстоя $\varphi_n = 60^\circ$. По результатам проведенных расчетов построены графики изменения вышеуказанных параметров (рис. 3).

Синтез механизма. Задача синтеза рассматриваемого механизма состоит в определении его размеров при заданных значениях угла выстоя φ_n и хода каретки H . Величина хода каретки H определяется по выражению, следующему из рис. 2:

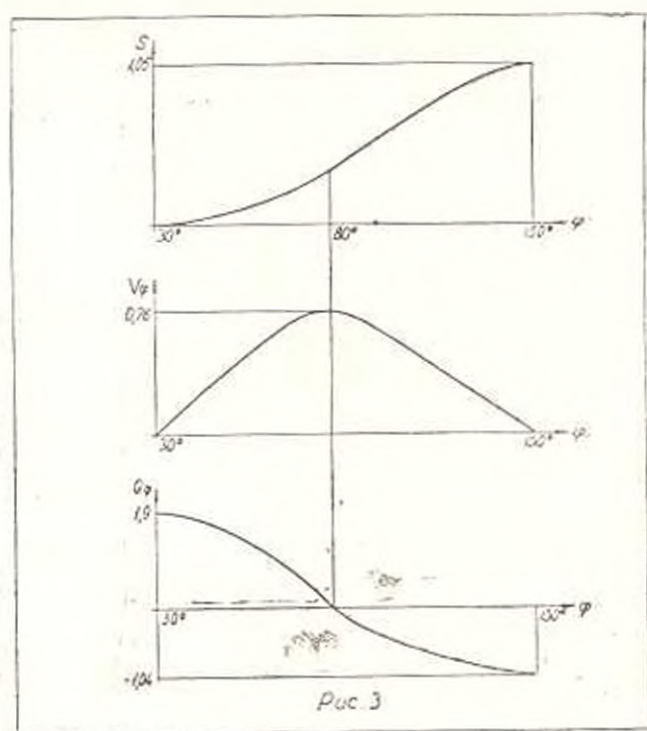


Рис. 3

$$H = E_0 C_1 + C_1 D_1 + D_1 E_1 - E_0 E_1, \quad (5)$$

где

$$E_0 C_1 = D_1 E_1 = (r_2 - r_1) \lg(-2 - \varphi_n/2);$$

$$\widetilde{C_1 D_1} = (\pi - \varphi_0) r_2, \quad \widetilde{E_0 E_1} = (\pi - \varphi_0) r_2. \quad (6)$$

Подставляя (6) в (5), получаем

$$H = 2(r_2 - r_3) \operatorname{inv}(\pi/2 - \varphi_0/2),$$

откуда

$$r_2 = r_3 + \frac{H}{2 \operatorname{inv}(\pi/2 - \varphi_0/2)}. \quad (7)$$

Из рис. 2 следует также

$$l = (r_2 - r_3) \cos(\pi/2 - \varphi_0/2). \quad (8)$$

Выбрав радиус r_2 (по числу зубьев звездочки 2 и шагу цепи), с помощью (7) и (8) для заданных φ_0 и H можно определить радиус делительной окружности r_3 звездочки 3 и длину l водила. Если длина l водила меньше суммы радиусов R_2 и R_3 окружностей головок зубьев звездочек 2 и 3, то необходимо выбрать двухрядную цепь.

Угол выстоя рассматриваемого механизма изменяется в пределах $0 < \varphi_0 < \pi$, причем, если $r_3 = r_2$, то $\varphi_0 = 0$ (механизм мгновенного выстоя). При этом выбором длины водила можно обеспечить любой ход H выходного звена ($l = H/2$, рис. 2). При $l = r_2 - r_3$, $\varphi_0 = \pi$ и $H = 0$.

По описанной методике разработан цепной механизм шагового перемещения, который был внедрен в ВНИРИ в механическом сканере для прерывистой подачи горизонтальной каретки.

10. IX. 1986

ЛИТЕРАТУРА

1. Азаронян Г. Т., Аракелян А. С. Кинематический анализ и синтез регулируемого цепного механизма с выстоем // Изв. вузов. Машиностроение.—1984.—№ 8.—С. 44—47.
2. Азаронян Г. Т. Синтез планетарно-цепных механизмов шагового перемещения // Изв. вузов. Машиностроение.—1985.—№ 9.—С. 27—30.

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XVI, № 4, 1988

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. Г. ШЕКЯЦ, Э. П. ХАЛЯТЯН

СНИЖЕНИЕ УРОВНЯ ВИБРАЦИИ И ШУМА РОТОРНЫХ МАШИН ПУТЕМ ИСКЛЮЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ ЛИНЕЙНО-ПОДАТЛИВЫХ ОПОР

В роторных машинах величина динамических реакций опор, обуславливающая уровень шума и вибрации машины, в значительной степени зависит от жесткостных характеристик системы. Пусть не-