

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. Б. ЭДИЛЯН, Г. Т. АГАРОНЯН

СИНТЕЗ РЫЧАЖНО-ЦЕПНОГО МЕХАНИЗМА С
ПЕРИОДИЧЕСКИМ ПОВОРОТОМ ВЕДОМОГО ЗВЕНА

В последние годы заметно возрос интерес к задачам проектирования механических систем с периодическим движением рабочего звена. Объясняется это тем, что при проектировании новых машин-автоматов и при модернизации существующего парка требуется воспроизведение новых разнообразных форм прерывистого движения. Особенно быстро развиваются аналитические методы проектирования, так как только они могут обеспечить ту точность воспроизведения заданных условий (функций), которая определяется современными требованиями к машинам-автоматам, системам управления и приборам.

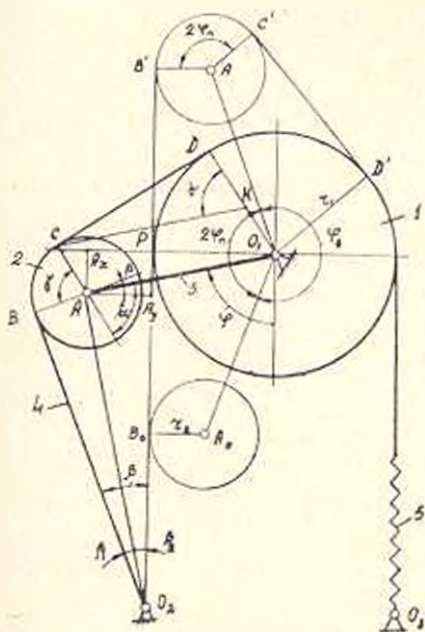


Рис. 1:

В настоящей работе приводится методика кинематического исследования и синтеза рычажно-цепного механизма с периодическим пово-

ртом ведомого звена, прототип которого предложен в [1].

Кратко опишем принцип действия этого механизма, изображенного на рис. 1.

В состав механизма входят: ведущее водило 3, ролик 2, гибкое звено, состоящее из цепи 4 с неподвижным концом и пружины 5, и ведомая звездочка 1, совершающая одностороннее прерывистое вращательное движение.

При переходе водила из начального положения O_1A_0 в текущее положение O_1A , в связи с увеличением длины гибкого звена, за счет растяжения пружины 5, звездочка 1 получает принужденное вращательное движение. Поворот звездочки происходит до тех пор, пока водило занимает положение O_1A^1 . При последующем повороте водила до исходного положения O_1A_0 звездочка остается неподвижной. Продолжительность выстоя определяется углом

$$\varphi_0 = 2\pi - 2\varphi_n.$$

Для улучшения условий зацепления в исследуемом нами механизме, в отличие от его прототипа, ролик 2 заменен звездочкой. Целесообразность такой модернизации подтверждена экспериментами.

Возможности механизма значительно расширяются, если использовать многорядные цепи, в частности трехрядные. При этом звездочка 1 сцепляется со средним рядом, а звездочка 2 — с крайними, что дает возможность увеличить угол выстоя или уменьшить угол поворота ведомого звена до значения $2\pi\left(1 - \frac{1}{z_1}\right)$ (за счет уменьшения длины l).

Однако в тех случаях, когда это конструктивно невозможно, можно применять двухрядные цепи.

Кинематика механизма. Рассмотрим механизм в текущем положении O_1A (рис. 1). Введем следующие обозначения:

φ — текущее значение угла вращения водила 3;

$2\varphi_n$ — максимальный угол вращения водила, соответствующий повороту выходного звена 1;

φ_0 — угол выстоя;

φ — текущее значение угла вращения звена 1;

φ_n — полный угол поворота звена 1;

r_1 — радиус делительной окружности звездочки 1;

r_2 — радиус делительной окружности звездочки 2;

l — длина водила.

Из рис. 1 следует, что

$$\varphi = \frac{O_1B + \overset{\frown}{BC} + CD - O_2P - \overset{\frown}{PD}}{r_1} \quad (1)$$

Из прямоугольных треугольников O_1BA и O_2A_0A имеем

$$O_1B = \sqrt{O_1A^2 - r_1^2} = \sqrt{O_2A_0^2 + AA_0^2 - r_1^2} = \sqrt{a^2 + b^2 - r_1^2},$$

где

$$a = O_2 A_y = O_2 P - A_y P = O_2 P - l \cos \varphi;$$

$$b = A A_y = O_1 A_x - r_1 = l \sin \varphi - r_1.$$

Для определения величины $\widehat{BC} = r_2 \gamma$ необходимо выразить γ через φ . Из рис. 1 очевидно, что

$$\gamma = \alpha + \beta - \angle O_1 A A_y,$$

где

$$\alpha = \arccos \frac{l}{r_1 - r_2};$$

$$\beta = \arcsin \frac{r_2}{\sqrt{a^2 + b^2}} + \arcsin \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}};$$

$$\angle O_1 A A_y = \arcsin \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}}.$$

Отрезок CD равен:

$$CD = \sqrt{l^2 - (r_1 - r_2)^2}.$$

Длина дуги PD составляет:

$$\widehat{PD} = r_1 (\angle P O_1 D) = r_1 (\angle A O_1 D - \angle A O_1 A_y) = r_1 \left(\arccos \frac{l}{r_1 - r_2} - \frac{\pi}{2} + \varphi \right).$$

Таким образом, все переменные параметры, входящие в (1), выражены через угол φ , что позволяет определить передаточную функцию механизма $\psi = \psi(\varphi)$. Дифференцируя эту зависимость, можно получить соответствующие выражения скоростей и ускорений выходного звена.

Величину полного угла поворота звездочки I находим из выражения

$$\psi_n = \frac{1}{r_1} (P B' + \widehat{B' C'} + C' D' - \widehat{P D'}).$$

Так как $P B' = C' D'$, то

$$\psi_n = \frac{1}{r_1} (2 P B' + \widehat{B' C'} - \widehat{P D'}), \quad (2)$$

где

$$P B' = (r_1 - r_2) \operatorname{tg} \varphi_n;$$

$$\widehat{B' C'} = r_2 2 \varphi_n;$$

$$\widehat{P D'} = r_1 2 \varphi_n.$$

С учетом вышенприведенных выражений формула (2) принимает вид:

$$\psi_n = \frac{2}{r_1} (r_1 - r_2) (\operatorname{tg} \varphi_n - \varphi_n). \quad (3)$$

Синтез механизма и способ его регулирования. При синтезе механизма задаются угол выстоя ведущего водила и полный угол поворота звездочки I , которые определяются так:

$$\varphi_n = 2\pi - 2\varphi_n; \quad (4)$$

$$\varphi_n = \frac{2\pi}{z_1} K, \quad (5)$$

где z_1 — число зубьев звездочки I;

K — число зубьев этой же звездочки, соответствующее ее повороту на угол φ_n .

Из рис. 1 видно, что $\varphi_n > \pi$.

Выразим r_1 и r_2 через шаг t и число зубьев z_1 и z_2 .

$$r_1 = \frac{t}{2 \sin \frac{\pi}{z_1}}, \quad r_2 = \frac{t}{2 \sin \frac{\pi}{z_2}}. \quad (6)$$

Подставляя (5) и (6) в (3), получим:

$$z_2 = \frac{\pi}{\arcsin \frac{\sin \frac{\pi}{z_1}}{1 - \frac{\pi K}{z_1(\lg \varphi_n - \varphi_n)}}}. \quad (7)$$

где z_1 и K выбираются в зависимости от угла φ_n по табл. 1. В этой таблице значения z_1 подобраны так, чтобы получить либо целые значения φ_n , либо значения с удобной дробной частью, причем указаны значения $\varphi_n \leq 120^\circ$. $z_1 = 18 + 90$.

Таблица 1

K	z_1										
	18	20	24	30	36	40	45	48	60	72	90
φ_n в градусах											
1	20	18	15	12	10	9	8	7.5	6	5	4
2	40	36	30	24	20	18	16	15	12	10	8
3	60	54	15	36	30	27	24	22.5	18	15	12
4	80	72	60	48	40	36	32	30	24	20	16
5	100	90	75	60	50	45	40	37.5	30	25	20
6	120	108	90	72	60	54	48	45	36	30	24
7			105	84	70	63	56	52.5	42	35	28
8			120	96	80	72	64	60	48	40	32
9				108	90	81	72	67.5	54	45	36
10				120	100	90	80	75	60	50	40
11					110	99	88	82.5	66	55	44
12					120	108	96	90	72	60	48
13						117	104	97.5	78	65	52
14							112	105	84	70	56
15							120	112.5	90	75	60
16								120	96	80	64
17									102	85	68
18									108	90	72
19									114	95	76
20									120	100	80

Примечание. Для достижения больших углов φ_n лучше подобрать малые значения z_1 .

Из табл. 1 видно, что существует определенный набор значений φ_n , регулируемых с помощью рассматриваемого механизма.

За счет изменения l , при одном и том же z_1 , угол φ_n может принимать любое из значений, приведенных в соответствующем столбце таблицы. В зависимости от требуемого числа позиций рабочего звена может быть получен другой ряд значений z_1 . Например, если требуется спроектировать семипозиционный автомат, то z_1 подбирается среди чисел, кратных 7. Величина z_2 , вычисленная по (7), округляется, а затем производится перерасчет угла φ_n по выражению, полученному из (7),

$$\lg \varphi_n' - \varphi_n' = \frac{\pi K \sin \frac{\pi}{z_2}}{z_1 \left(\sin \frac{\pi}{z_2} - \sin \frac{\pi}{z_1} \right)} \quad (8)$$

где z_2 — округленное значение z_2 ;

φ_n' — новое значение φ_n , соответствующее z_2 .

Для оценки погрешности угла выстоя имеем:

$$\Delta \varphi_n = |\varphi_n - \varphi_n'|,$$

где

$$\varphi_n' = 2\pi - 2\varphi_n.$$

Величина l вычисляется по выражению

$$l = \frac{r_1 - r_2}{\cos \varphi_n} = \frac{l \left(\sin \frac{\pi}{z_1} - \sin \frac{\pi}{z_2} \right)}{2 \sin \frac{\pi}{z_1} \cdot \sin \frac{\pi}{z_2} \cdot \cos \varphi_n} \quad (9)$$

где значение l устанавливается при силовом расчете.

Пример. Спроектировать механизм, осуществляющий угол поворота выходного звена $\varphi_n = 30^\circ$ и последующий выстой, соответствующий углу

$$\varphi_n = 240^\circ - 30^\circ.$$

Из табл. 1 подбираем следующие варианты, обеспечивающие $\varphi_n = 30^\circ$:

1. $z_1 = 24$, $K = 2$;
2. $z_1 = 36$, $K = 3$;
3. $z_1 = 48$, $K = 4$;
4. $z_1 = 60$, $K = 5$;
5. $z_1 = 72$, $K = 6$.

Для этих значений из (7) получаем:

1. $z_2 = 14,87$ ($z_2 = 15$);
2. $z_2 = 22,25$ ($z_2 = 22$);
3. $z_2 = 29,62$ ($z_2 = 30$);
4. $z_2 = 37,12$ ($z_2 = 37$);
5. $z_2 = 44,54$ ($z_2 = 45$).

где в скобках указаны округленные значения z_2 .

Действительные значения угла выстоя равны:

1. $\varphi'_n = 239^\circ 20'$;
2. $\varphi'_n = 240^\circ 20'$;
3. $\varphi'_n = 238^\circ 10'$;
4. $\varphi'_n = 239^\circ 50'$;
5. $\varphi'_n = 239^\circ 40'$.

Таким образом, остаются три варианта, отвечающие требованиям задачи, а именно:

2. $\varphi'_n = 240^\circ 20'$;
4. $\varphi'_n = 239^\circ 50'$;
5. $\varphi'_n = 239^\circ 40'$.

Погрешности угла выстоя соответственно равны:

2. $\Delta\varphi_n = +20'$;
4. $\Delta\varphi_n = -10'$;
5. $\Delta\varphi_n = -20'$.

Здесь уже вариант выбирается либо конструктивно, либо с учетом возможности регулирования. Допустим выбран второй вариант:

$z_1 = 36$, $K = 3$, $z_2 = 22$, а $l = 12,7$ мм.

По формуле (9) $l = 56,38$ мм. При изменении длины l изменится угол ψ_n (табл. 1, пятый столбец) и φ_n , значение которого можно определять по формуле (8), изменив только величину K . Приводим параметры механизма ($K=1 \div 9$):

1. $K=1$,	$\psi_n = 10^\circ$,	$\varphi_n = 268^\circ 50'$,	$l = 40,37$ мм;
2. $K=2$,	$\psi_n = 20^\circ$,	$\varphi_n = 251^\circ$,	$l = 48,80$ мм;
3. $K=3$,	$\psi_n = 30^\circ$,	$\varphi_n = 240^\circ 20'$,	$l = 56,39$ мм;
4. $K=4$,	$\psi_n = 40^\circ$,	$\varphi_n = 233^\circ$,	$l = 63,50$ мм;
5. $K=5$,	$\psi_n = 50^\circ$,	$\varphi_n = 227^\circ 20'$,	$l = 70,60$ мм;
6. $K=6$,	$\psi_n = 60^\circ$,	$\varphi_n = 222^\circ 50'$,	$l = 77,03$ мм;
7. $K=7$,	$\psi_n = 70^\circ$,	$\varphi_n = 219^\circ 20'$,	$l = 84,22$ мм;
8. $K=8$,	$\psi_n = 80^\circ$,	$\varphi_n = 216^\circ 10'$,	$l = 90,48$ мм;
9. $K=9$,	$\psi_n = 90^\circ$,	$\varphi_n = 213^\circ 40'$,	$l = 97,85$ мм.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 12.VI.1974

Պ. Բ. ԷԴԻԼՅԱՆ, Գ. Թ. ԱԳԱՐՈՆՅԱՆ

ՏԱՐՎԱԴ ՈՂԱԿԻ ՊԱՐԲԵՐԱԿԱՆ ՊՏՈՒՅՏՈՎ ՇՂԹԱՅԱՆ-ԼՈՒԿԱԿԱՅԻՆ
ԴՆԵԱՆՆԵԶԻԻ ՍԻՆԹԵԶ

Ա. մ. փ. ս. փ. ո. և մ.

Հողվածում ներկայացված է պարբերական պոտյո ապահովող շղթայա-
թանկային մեխանիզմի կինեմատիկական հետազոտության և սինթեզի մե-

Քննարկված է տարվող «զանգի» հանդադիր տեղափոխան և դիրքերի թվի հարադրման հղանակ: Քննարկված է թվային օրինակ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Погосян А. С.* Механизм для преобразования непрерывного вращательного движения во вращательное движение с остановками. Авторское свидетельство №371371, кл. МКУФ 16b 19/00.
2. *Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А.* Синтез плоских механизмов. Физматгиз, М., 1959.
3. *Готовцев А. А. и др.* Проектирование цепных передач. «Машиностроение», М., 1973.