

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. В. АМБАРЦУМЯНЦ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА
ПЕРИОДИЧЕСКОГО ОДНОСТОРОННЕГО ПОВОРОТА

В машинах-автоматах широко применяются кулачковые, зубчатые, зубчато-рычажные и др. механизмы, сообщающие рабочим органам периодический односторонний поворот. В этих механизмах обычно ведущим является звено, совершающее вращательное движение. Однако при конструировании различных машин иногда становится целесообразным преобразовать возвратно-поступательное движение ведущего звена в периодический односторонний поворот ведомого звена. Это даст возможность в случае необходимости значительно увеличить продолжительность остановки и, кроме того, в качестве приводов механизмов использовать гидро- или пневмоприводы, технология изготовления которых хорошо освоена промышленностью.

Ниже приводится решение задачи синтеза механизма* для преобразования возвратно-поступательного движения ведущего звена в периодический односторонний поворот. Структурная схема механизма представлена на рис. 1.

Работа механизма осуществляется следующим образом. На конце ведущего звена 1, совершающего возвратно-поступательное движение, закреплен конус б, который, при движении его влево, заставляет палец 4 входить в прямолинейный участок cc' паза на ведомом звене 2.

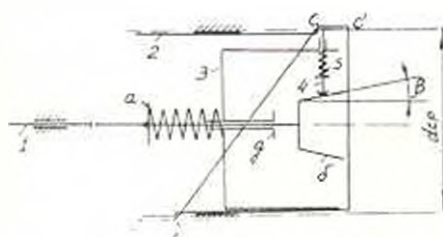


Рис. 1

* Р. В. Амбарцумянц. Кулачковый механизм периодического поворота. Авт. св. № 349830. «Бюллетень изобретателя», № 26, 1972.

В дальнейшем конус b упирается в плоскость g сердцевинны 3, сообщает ей поступательное движение и с ней одновременно пальцу 4. Палец 4, двигаясь по наклонному участку паза cq на ведомом звене, заставляет его вращаться на некоторый угол.

На прямолинейном участке паза qq' ведомое звено останавливается и в случае необходимости в этом положении его можно фиксировать. При движении звена 1 из левого крайнего положения в правое, на участке паза qq' конус b отходит от плоскости g сердцевинны 3 и палец 4 под действием пружины 5 выходит из паза. После этого плоскость a ведущего звена посредством пружины 5 заставляет сердцевинку двигаться до исходного положения. В дальнейшем цикл повторяется. Следует указать, что число пальцев 4 на сердцевинне 3 и, следовательно, число пазов на ведомом звене может быть произвольным. Равномерное расположение этих пальцев по окружности приводит к сравнительно равномерному распределению крутящего момента на ведомом звене.

Если принимать ход ползуна 1 равным единице, то, как следует из вышесказанного, на пути ползуна $S = 1 + cc' + qq'$ ведомое звено остается неподвижным. Отсюда следует, что с соответствующим выбором длин участков cc' и qq' можно получить остановки различной продолжительности. Такого результата можно добиться и при соответствующем выборе времени прямого и обратного ходов ведущего звена 1.

Переходим к определению параметров схемы этого механизма. Для этого ведомое звено представим в развернутом виде (рис. 2). Обозначим: $H=1$ — перемещение ползуна с одного крайнего положения и другое; H_0 — участок перемещения ползуна, за время которого ведомое звено поворачивается на заданный угол деления φ ; α — угол подъема паза cq .

Если z число позиций ведомого звена, то угол деления

$$\varphi = \frac{2\pi}{z}. \quad (1)$$

Тогда средний диаметр звена 2 определяется из выражения (см. рис. 2)

$$d_{cp} = \frac{2H_0}{\varphi \operatorname{tg} \alpha}.$$

С учетом выражения (1) получим:

$$d_{cp} = \frac{zH_0}{\pi \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2)$$

Известно, что при проектировании механизмов периодического поворота заданным является коэффициент работы

$$k = \frac{t_n}{t_o},$$

где t_n , t_o — продолжительности соответственно поворота и остановки ведомого звена.

Кроме того, считается заданным также время либо поворота, либо остановки.

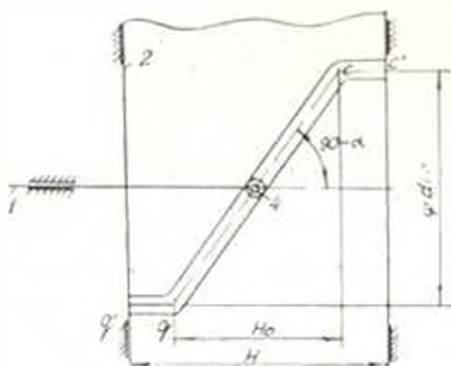


Рис. 2

В таком случае время одного полного цикла ведущего звена

$$T = t_n + t_o = t_{np} + t_{об}, \quad (3)$$

где t_{np} , $t_{об}$ — время прямого и обратного ходов ведущего звена.

Обозначим $\frac{t_{об}}{t_{np}} = c$. Преобразуя выражение (3), находим

$$T = (1 + c)t_{np} = \frac{1 + k}{k} t_n,$$

откуда получим

$$t_{np} = \frac{1 + k}{k(1 + c)} t_n. \quad (4)$$

Поскольку время t_{np} должно соответствовать перемещению ползуна на $H = 1$, то при условии постоянства скорости перемещения ведущего звена l получим

$$H_0 = \frac{k(1 + c)}{1 + k} l. \quad (5)$$

Подставляя значение H_0 в выражение (2), находим

$$d_{оп} = \frac{zk(1 + c)}{\pi(1 + k)lgz}. \quad (6)$$

Если же ведущее звено перемещается неравномерно по закону $S=S(t)$, то длину участка H_0 находим при известном времени $t=t_n+t_n$, где t_n — время перемещения ползуна на пути cc' . В таком случае $H_0=S(t_n+t_n)$. Ясно, что значение t_n зависит от длины отрезка cc' . Длину этого отрезка, а также отрезка qq' определим, исходя из следующих соображений. Величина хода пальца 4 равняется приращению конуса b , т. е.

$$cc' = \frac{h}{\operatorname{tg} \beta},$$

где h — глубина паза в ведомом звене 2; β — угол конуса b .

Ходом пальца 4 можно задаваться, исходя из конструктивных соображений. Чтобы обеспечить сравнительно плавный контакт конуса b с плоскостью g сердцевинки 3, целесообразно выбрать по возможности малую длину участка cc' . С точки зрения практики желательно принимать $cc' = 0,05$. Тогда $h = 0,05 \operatorname{tg} \beta$.

Для предотвращения заклинивания в паре палец-конус значение угла β должно удовлетворить неравенству $\beta < |\beta|$.

Диаметр пальца 4 определим из условия обеспечения допустимых контактных напряжений в зоне контакта палец-паз. Для этого примем следующие допущения:

а) крутящий момент ведомого звена равномерно распределяется по всем пальцам;

б) палец соприкасается с пазом по всей глубине паза.

В таком случае окружное усилие* на каждый палец по среднему диаметру ведомого звена

$$P_{\text{ок}} = \frac{2M_c}{nd_{\text{ср}}}, \quad (7)$$

где M_c — максимальный момент сопротивления на ведомом звене во время его поворота; n — число пальцев.

Величина удельного давления на каждый палец

$$q_p = \frac{P_{\text{ок}}}{h} = \frac{125,6(1+k) \operatorname{tg} \alpha}{nzk(1+c) \operatorname{tg} \beta} M_c. \quad (8)$$

Воспользовавшись формулой Герца для контактных напряжений, находим

$$d_0 \geq \frac{22(1+k) \operatorname{tg} \alpha E_{\text{нр}} M_c}{nzk(1+c) (\operatorname{tg} \beta [\sigma_k])^2}. \quad (9)$$

* Размерности $P_{\text{ок}}$ и M_c совпадают, так как диаметр ведомого звена $d_{\text{ср}}$ — безразмерная величина.

где $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости соприкасающихся тел; $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны этих же тел; $[\sigma_c]$ — допускаемое контактное напряжение.

Поскольку действительное перемещение ведущего звена $S_1 = a/l$, а действительный средний диаметр ведомого звена $d_s = ad_{\text{ср}}$, то действительный диаметр пальца $d_{\text{п.д.}} = d_s/a^2$.

Предельно допустимое число пальцев можно определить, исходя из условия обеспечения соседства между ними, т. е.

$$d_s + e \geq d_{\text{ср}} \sin \frac{1}{2} \rho,$$

где e — расстояние между двумя соседними пазами; ρ — центральный угол между двумя соседними пазами в поперечном сечении ведомого звена.

Принимая $e = 0,1 d_s$ и учитывая, что $\rho = 2\pi/n$, получим

$$n \leq \frac{2}{\arcsin 1,1 \frac{d_s}{d_{\text{ср}}}}. \quad (10)$$

В заключение отметим, что ведущее звено указанного механизма может получить движение посредством рычажной цепи, образованной вращательными кинематическими парами. В частности, он может быть ведомым звеном кривошипно-ползунного механизма. Если ведущее звено приводится в движение с помощью газа или жидкости, то немного упрощается схема механизма (рис. 3) и улучшаются его динамические характеристики.

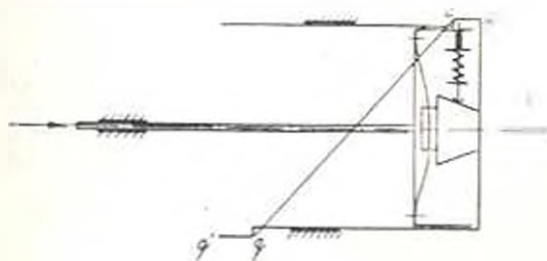


Рис. 3

Отличительная особенность этого механизма от предыдущего заключается в том, что конус 3 приводится в движение с помощью газа или жидкости при перемещении ведущего звена влево. Ясно, что длины участков cc' и qq' в этом случае могут быть выбраны более короткими, чем в рассмотренном выше случае, т. е. такими, чтобы открыть золотниковый клапан для подачи жидкости или газа. Расчетные формулы для этого механизма остаются такими, что и в предыдущем случае.

Թ. Վ. ՀԱՄԱՐՁՈՒՄՑԱՆՑ

ՊԱՐԵՆԵԱՆԱՆ ՄԵԱԿՈՂԻՄ ՇՐՋՄԱՆ ԲՌԵՑՔԱՅԻՆ ՄԵՆԱՆԵՋՄԻ ՆԱԽԱԳՅՈՒՄ

Ա մ փ ո փ ո ռ մ

Նախագծված է բնչրային մեխանիզմ, որում աանող օղակի հետադարձ-համընթաց տեղափոխումը վերածվում է տարվող օղակի պարբերական միա-կողմ շրջան:

Մտադրված էն արտահայտություններ, որոնք օղնովյաում որոշվում են մեխանիզմի տեհայտ պարամետրները, հրը տրված են՝ տարվող օղակի ղրբերի թիվը, նրա աշխատանքի զործակիցը և կանգառի կամ պտտման ժամանակը: