

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Э. Л. ДЖАВАЛЯН

ШАТУННО-КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ С БОЛЬШИМ
УГЛОМ РАЗМАХА ВЕДОМОГО ЗВЕНА

В практике часто возникает необходимость получения больших углов размаха ($\beta_2 \leq 180^\circ$) ведомого звена механизма [1, 2]. Для ведомых звеньев, движущихся без нисстоев, эта задача решается путем соединения промежуточного коромысла, имеющего небольшой угол размаха, и ведомого звена с помощью высшей кинематической пары или же дополнительного звена, входящего с ними в низшие кинематические пары [2].

Трехзвенные кулачковые механизмы, применяемые для сообщения коромыслу заданного возвратного движения с выстоями, дают сравнительно небольшие углы размаха коромысла. В настоящей работе рассматривается задача синтеза шатуно-кулачкового механизма (в котором кулачок жестко соединен с шатуном коромыслового четырехзвенника) для получения большого угла размаха ведомого звена, имеющего в одном из крайних положений выстой конечной продолжительности. Некоторые вопросы анализа и синтеза шатуно-кулачковых механизмов рассмотрены в работах [3, 5, 6].

На рис. 1, 2 показаны схемы шатуно-кулачковых механизмов, полученных путем введения между ведомой штангой 4 и шатуном 2 кулачковой пары. Для получения выстоя штанги 4 в положении ME_0 кулачок профилируется участком mn кривой p , являющейся относительной траекторией неподвижной точки E_0 на плоскости шатуна. Участок mk профиля кулачка, работающий при удалении штанги 4 можно профилировать, исходя или из условия получения заданного закона движения штанги или же получения простого в изготовлении профиля, если закон движения штанги не задан. Так как в коромысловом четырехзвеннике угловая скорость шатуна меняет свой знак, то профиль кулачка получается незамкнутым и каждый его участок работает дважды за время одного оборота кривошипа. Форма кривой p зависит от выбора положения центра E_0 ролика при высоте штанги 4. Для получения простого в изготовлении профиля кулачка положение точки E_0 нужно выбрать так, чтобы в качестве кривой p получить прямую линию или окружность. Если совместить точку E_0 с неподвижной точкой θ (или C), то она на плоскости шатуна опишет окружность ρ_0 (рис. 1) радиуса AO (или дугу ρ_0 окружности радиуса BC), так

как в любом положении механизма расстояния от точек A и B шатуна соответственно до точек O и C не меняются. Следовательно, целесообразно за крайнее положение центра ролика, в котором штанга 4 имеет выстой конечной продолжительности, брать точку O или C .

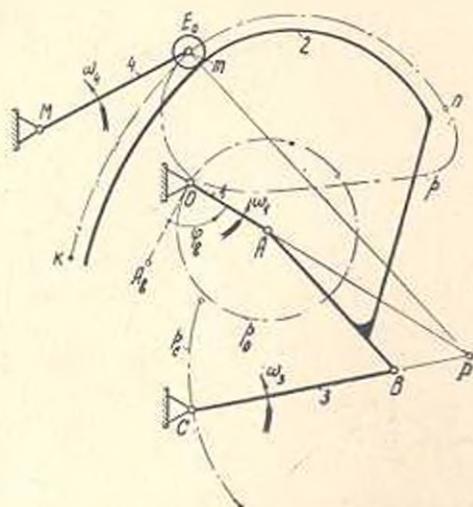


Рис. 1.

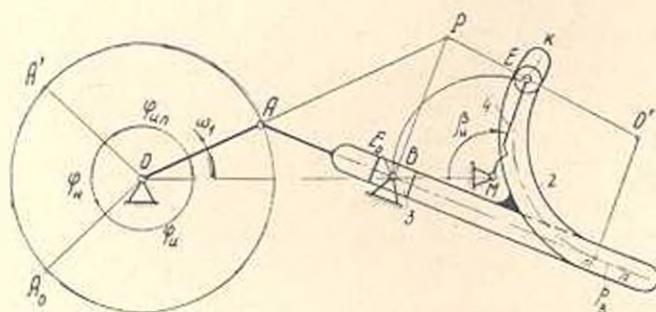


Рис. 2.

В шатуно-кулачковом механизме, показанном на рис. 2, профиль mn кулачка, работающий при выстое штанги, будет прямым, так как центр ролика E_0 при выстое совмещен с неподвижной точкой B , описывающей на плоскости шатуна прямую r_B . Положение неподвижного шарнира M штанги можно выбрать, исходя из конструктивных соображений.

Рассмотрим случай, когда коромысло 3 и штанга 4 качаются вокруг шарнира C и нижнее крайнее положение центра ролика совпадает с шарниром O (рис. 3). Тогда штанга 4, движущаяся по закону типа „удаление—приближение—выстой“, на фазе нижнего выстоя $\varphi_k = \angle A_0 O A_0$ будет совпадать со стойкой OC , а профиль кулачка представит дугу mn окружности r_0 . Положение OA_0 соответствует началу удаления штанги 4. Участок mk профиля кулачка, работающего при

центра этой дуги брать точку B шатуна, то в высшей паре получим постоянный угол передачи, значение которого определится по формуле

$$\cos \gamma_k = \frac{1 + (l-r)^2 - f^2}{2(l-r)}, \quad (1)$$

где r , l и f — соответственно относительные размеры кривошипа, шатуна и коромысла 3 , при длине стойки $OC = 1$. Относительный радиус R дуги mk будет

$$R = l - r. \quad (2)$$

В этом случае на участке $0 \leq \varphi < \varphi_n$ удаления штанги 4 , когда работает участок mk профиля кулачка, законы движения коромысла 3 и штанги 4 совпадают, поскольку стороны треугольника CE_1B_1 не меняются, т. е.

$$\beta(\varphi) = \psi(\varphi) \text{ и } \beta_n = \psi_n. \quad (3)$$

где ψ_n и β_n углы размаха коромысла 3 и штанги 4 .

При обратном ходе, штанга 4 движется быстрее коромысла 3 и в положении CO имеет выстой, соответствующий углу φ_n поворота кривошипа. Следовательно, рассмотренный механизм позволяет получить угол размаха штанги 4 кулачкового механизма, движущейся с выстом, равный углу размаха коромысла 3 шарнирного четырехзвенника. При заданном угле размаха β_n ведомой штанги 4 и соответствующему углу φ_n поворота кривошипа (фазовый угол удаления) параметры механизма, обеспечивающие постоянство угла передачи γ_k в кулачковой паре, можно найти следующим образом. Из $\triangle OB_0C$ и $\triangle COB_1$ соответственно имеем

$$\sin \psi_0 = \frac{l-r}{f} \sin \gamma_k, \quad \cos \psi_0 = \frac{1 - (l-r) \cos \gamma_k}{f} \quad (4)$$

и

$$\frac{l+r}{\sin(\psi_0 + \psi_n)} = \frac{f}{\sin(\gamma_k + \varphi_n)} = \frac{1}{\sin(\gamma_n + \varphi_n + \psi_n + \psi_0)}. \quad (5)$$

где ψ_0 — угол, определяющий начальное положение коромысла 3 .

Из выражений (5) после преобразований с учетом (4) получим

$$r = \frac{[\sin(\gamma_k - \psi_n) + \sin(\gamma_k + \varphi_n)] \cdot [\sin(\gamma_k + \varphi_n) - \sin(\gamma_n + \varphi_n + \psi_n)] - 2 \sin(\gamma_k + \varphi_n) \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n) - \sin \psi_n \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n)}{2 \sin(\gamma_k + \varphi_n) \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n)} \quad (6)$$

$$l = \frac{[\sin(\gamma_k - \psi_n) - \sin(\gamma_k + \varphi_n)] \cdot [\sin(\gamma_k + \varphi_n) - \sin(\gamma_n + \varphi_n + \psi_n)] - \sin \psi_n \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n)}{2 \sin(\gamma_k + \varphi_n) \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n)} \quad (7)$$

На всем интервале, когда ролик контактирует с участком mk профиля, законы движения звеньев 3 и 4 совпадают и угол γ_k пере-

дачи в кулачковой паре постоянен. Если отсчет углов φ и β вести от линий OA_0 и CB_0 , представляющих положения кривошипа и коромысла β в начале удаления штанги l , то функцию положения $\beta(\varphi)$ четырехзвенника $OABC$ можно представить выражением [4]

$$\beta - \varphi = \left| \arctg \frac{r \sin(\varphi - \varphi_0)}{1 - r \cos(\varphi - \varphi_0)} \right| - \beta_0 + \left| \arctg \cos \frac{r^2 - l^2 + f^2 - 1 - 2r \cos(\varphi - \varphi_0)}{2fl \sqrt{1 + r^2 - 2r \cos(\varphi - \varphi_0)}} \right|. \quad (8)$$

Контакт ролика с участком mk профиля начинается в положении OA_0B_0C (рис. 3) четырехзвенника (начало удаления). При дальнейшем повороте кривошипа точка контакта удаляется от точки m профиля, затем приближается. Начиная с момента, когда точка m снова входит в контакт с роликом, работает участок ml профиля. Это положение механизма определяется следующим образом. Так как в точке m нормаль к профилю кулачка совпадает с осью шатуна, то из условия (1) следует, что в указанном положении угол между шатуном BC и штангой l равняется углу γ_k . Легко убедиться, что это имеет место в положении OA^* кривошипа, определяемом из условия $\angle A^*OC = \angle A_0OC = \angle A^*E^*C$, поскольку в этом положении $A^*E^* = OA^*$, т. е. $\varphi^* = 2 \angle A_0OC = 2(\pi - \gamma_k)$. Для положения OA^* кривошипа имеем $\beta^* = \beta_0^* = 2 \cdot \angle OCA^*$, следовательно

$$\beta^* = 2 \arctg \frac{r \sin \gamma_k}{1 + r \cos \gamma_k}. \quad (9)$$

При дальнейшем приближении штанги l работает участок ml профиля. Для текущего положения OA_i приближения штанги l получим фигуру OA_iE_iC (с равными сторонами при вершинах A_i и C), из которой аналогично (9) имеем

$$\beta = -2 \arctg \frac{r \sin(\varphi + \gamma_k)}{1 + r \cos(\varphi + \gamma_k)}; \quad (10)$$

$$\gamma = \pi - \angle A_iOC = 2\pi - \gamma_k - \varphi, \quad (11)$$

где $\varphi^* \leq \varphi \leq 2\pi - \gamma_k$.

Аналогично получаем значение переменного угла передачи в кулачковой паре

$$\gamma = \varphi + \gamma_k - 2\pi \quad (12)$$

на фазе нижнего выстоя $2\pi - \gamma_k \leq \varphi \leq 2\pi$.

Из выражения (10) следует, что $\beta = 0$ при $\varphi = 2\pi - \gamma_k$. Следовательно, для указанной схемы получаем следующие фазовые углы приближения $\varphi_{\text{ни}}$ и нижнего выстоя $\varphi_{\text{в}}$ штанги l

$$\varphi_{\text{ни}} = 2\pi - \gamma_k - \varphi_{\text{в}} \text{ и } \varphi_{\text{в}} = \gamma_k. \quad (13)$$

Из (13) следует, что хорошие углы передачи в кулачковой паре получаются, когда значение фазового угла нижнего выстоя штанги

близко к 90° . Все полученные результаты соответствуют случаю, когда профиль кулачка состоит из двух сопряженных дуг mk и mi окружностей. Из формулы (11) следует, что при таком профилировании кулачка в конце интервала приближения $\gamma=0$, что не допустимо. Для получения работоспособного механизма необходимо, чтобы в положениях, близких к $\varphi = 2\pi - \gamma_k$, получить приемлемые значения угла передачи, т. е. соблюдать условие

$$\gamma > \gamma_m \quad (14)$$

где γ_m — минимальное допустимое значение угла передачи. Однако это связано с уменьшением фазы выстоя до $\varphi_k = \gamma_k - \gamma_m$.

Подставляя значение γ_m в (11) и (12), находим интервал

$$2\pi - \gamma_k - \gamma_m \leq \varphi \leq 2\pi - \gamma_k + \gamma_m,$$

на котором необходимо ввести новый участок $n'e$ профиля для обеспечения условия (14). На рис. 3 положение OA' кривошипа соответствует началу работы этого участка, а положение OA_b — концу.

Графики зависимостей (10)–(12) показаны на рис. 4. Графики зависимостей $\beta(\varphi)$ и $\psi(\varphi)$ на интервале $0 \leq \varphi \leq \varphi^*$ совпадают, кроме того соблюдается условие $\gamma_k = \text{const}$. Положения OA' и OA_b кривошипа симметричны относительно стойки OC , поэтому на графике положения g и q получаются симметричными относительно линии cc . Из рис. 3 и формулы (1) следует, что на участке удаления штанги 4

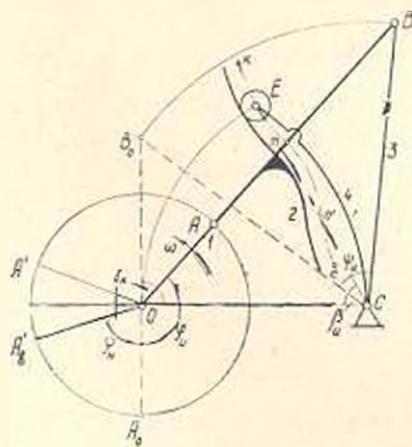


Рис. 5.

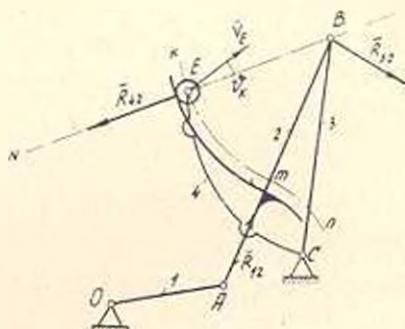


Рис. 6.

в кулачковой паре можно получить постоянно нулевой угол давления, если коромысловый четырехзвенник проектировать так, чтобы соблюдалось условие

$$f^2 = 1 + (l - r)^2 \quad (15)$$

Условие (15) означает, что в положении OA_0B_0C коромыслового четырехзвенника (рис. 5) угол между шатуном и стойкой должен быть прямым, т. е. $\gamma_k = 90^\circ$. Для этого случая формулы (6) и (7) принимают вид

$$r = \frac{\cos \beta_n + \cos \varphi_n - \cos (\beta_n + \varphi_n) - 1}{2 \sin (\beta_n + \varphi_n)} \quad (16)$$

$$l = \frac{\cos \beta_n - \cos \varphi_n + \cos (\beta_n + \varphi_n) - 1}{2 \sin (\beta_n + \varphi_n)} \quad (17)$$

Из формулы (8), имея в виду, что $\varphi_0 = 90^\circ$ с учетом (15), получаем

$$\beta = \psi = \left[\arccos \frac{l + r^2 - lr - r \sin \varphi}{f} \right] - \left[\arctg \frac{r \cos \varphi}{1 - r \sin \varphi} \right] - \left[\arcsin \frac{l - r}{f} \right] \quad (18)$$

На рис. 5 показан механизм с постоянно нулевым углом давления в кулачковой паре на всем интервале удаления штанги ϕ . Для соблюдения условия (14) вводим участок $h'e$ профиля, который должен быть вогнутым. Целесообразно профилировать его дугой окружности радиуса $R_1 = R = l - r$. Тогда профиль кулачка будет симметричным. Если требуется проектировать кулачковый механизм для машины, в состав которой входит рычажный четырехзвенник, выполняющий определенную функцию, то можно кулачок устанавливать на шатуне этого четырехзвенника. Тогда при проектировании всего механизма нужно ограничивать минимальное значение угла передачи как от шатуна к коромыслу, так и от шатуна к штанге. Следует отметить, что на шатун такого механизма (рис. 6) действуют три силы (\bar{R}_{12} , \bar{R}_{32} , \bar{R}_{42}) и $\angle ABC$ уже не является углом передачи от шатуна к коромыслу 3 (в отличие от случая последовательного соединения кулачкового и рычажного механизмов), так как реакция \bar{R}_{23} не будет направлена по оси шатуна. Легко заметить, что в рассмотренных механизмах (без учета трения) на фазе удаления реакции \bar{R}_{12} , \bar{R}_{32} и \bar{R}_{42} проходят через шарнир B . Если коромысло BC не нагружено внешней силой, то ограничивать нужно только угол передачи γ_k в высшей паре, поскольку усилие на штангу будет передаваться шатуном рычажного четырехзвенника.

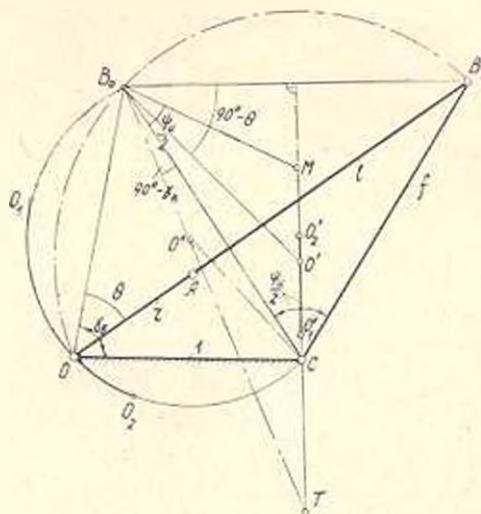


Рис. 7.

Размеры четырехзвенника $OABC$, удовлетворяющие условию (1), можно найти и графически следующим образом: откладываем $\angle B_0CB = \gamma_k - \beta_k$ (рис. 7) и на отрезке BB_0 , как на хорде, строим дугу

Размеры четырехзвенника $OABC$, удовлетворяющие условию (1), можно найти и графически следующим образом: откладываем $\angle B_0CB = \gamma_k - \beta_k$ (рис. 7) и на отрезке BB_0 , как на хорде, строим дугу

BB_0O , вмещающую угол $\theta = \pi - \varphi_n$. Условие (1) выполнится, если неподвижный шарнир кривошипа располагать в точке O пересечения дуги BB_0O с дугой B_0OC , вмещающей угол γ_k . Из рис. 7 следует, что для пересечения указанных дуг необходимо, чтобы центр O' дуги BB_0O находился на отрезке MT , т. е. $\angle TB_0B > \angle O'B_0B > \angle MB_0B$, или, подставляя значения, получаем

$$\pi - \varphi_n < \varphi_n < \frac{3\pi - \varphi_n}{2} - \gamma_k \quad (19)$$

Если центр O' брать ближе к точке T , то уменьшается отношение $i = l/r$, следовательно, уменьшается относительный радиус $R = l - r$ вогнутого участка профиля кулачка. Для точки T шарнир O будет находиться в точке B_0 , т. е. $r = l$,

$= 0$ и нельзя профилировать кулачок. Кроме того, в этом положении можно получить только определенное значение угла передачи

$\gamma_k = 90^\circ - \frac{\varphi_n}{2}$. Если же центр O' находится ближе к точке M , то

уменьшается относительная длина кривошипа r , следовательно, и радиус дуги выпуклого участка профиля кулачка. Конструктивно приемлемое решение получается для участка O_1O_2 , полученного исходя из условия

$$r \leq R \leq 4r. \quad (20)$$

Точка O_1 соответствует случаю $R = r$ или $i = 2$, когда профиль кулачка состоит из трех дуг одинакового радиуса, а точка O_2 — случаю $R = 4r$ или $i = 5$.

На рис. 8 показаны области I, II и III, соответствующие участкам TO_1 , O_1O_2 и O_2M на рис. 7. Область II получена, исходя из ограничения (20) (т. е. $2 \leq i \leq 5$), для случая, когда на всем интервале удаления ведомой штанги угол передачи в кулачковой паре $\gamma_k = 90^\circ$.

Московский авиационный институт

Поступило 25.VI.1968.

Է. Լ. ԺԱՎԱԴՅԱՆ

ՏԱՐՎՈՂ ՕՂԱԿԻ ՔՍԱԿԻ ՄԵՐ ԱՆԿՅՈՒՆ ՈՐԿԵՏՈՂ ՇԱՐԺԱԹԵՎԱ-ՐՈՆՑՔԱՎՈՐ
ՄԵՆԱԿՆԻՉՄ

Ա. մ. փ. ռ. փ. ռ. ւ. մ.

Դիտվում է շարժաթևա-բռնցքավոր հարթ մեխանիզմ, որի բռնցքը կոշա միացված է քառոդակ շոտտիկա-լծակավոր մեխանիզմի շարժաթևին, իսկ տարվող օդակը շարժվում է մեկ կանցառով: Մեխանիզմը նախադրվում է՝ կլ-

նկով տարվող օղակի ճեռացման ողջ ինտերվալում բոնցրավոր գույգում ճրնչման հաստատուն (այդ թվում և գերոյակուն) անկյուն ստանալու պայմանից: Ըստ որում բունցրը պրոֆիլավորվում է շրջանագծային աղիղներով: Տարվող օղակի և միջակա լծակի շարժման օրենքները նշված ինտերվալում համընկնում են:

Տրվում է շարժաթևա-բոնցրավոր մեխանիզմների սինթեզման խնդրի անալիտիկ ու գրաֆիկական լուծումները և ստացված է դրանց գոյություն տիրույթները: Դիտվող մեխանիզմները ննարավորություն են բնձնանում ստանալ վերջավոր տեսությունը կանգառներով շարժվող տարվող ձողի թափի անկյուն՝ նախատար քառահոդակապ մեխանիզմի լծակի թափի անկյանը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Ahmed H. Die Synthese von sechsheedringen Kurvengetrieben. Maschinenmarkt, 1966, 72, № 07.
2. Aronson R. Linkages with Rotating Input and Large Oscillating Output. Transaction of the sixth Conference on Mechanisms, 1960, October 10—11.
3. Бахшич А. К. Проектирование плоских кулачково-рычажных механизмов по заданному углу давления. Труды АН ССР, серия Б, № 4 (14), 1965.
4. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин. Изд. «Машиностроение», М., 1967.
5. Müller I. Ebene Kurvenkoppelgetriebe. Maschinenbautechnik, 1957, № 3.
6. Солдаткин Л. П. К теории плоских многозвенных кулачковых механизмов. Машиноведение, № 2, 1967.