

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. П. ДЖАВАХЯН, А. И. БОРИСЕНКО

СИНТЕЗ ОДНОГО СЕМЕЙСТВА ПЛОСКИХ ШЕСТИЗВЕННЫХ
МЕХАНИЗМОВ

Избыточные моменты M_n (или силы P_n) в исполнительных механизмах в большинстве случаев уравниваются устройствами программного уравнивания [1, 2], создающими равный по величине и противоположный по знаку уравнивающий момент M_y (или силу P_y). Эти устройства обычно включают пружины, торсионы, поршневые пневмо- или гидронагружатели и, как обязательный элемент, специально профилированный кулачок, корректирующий разницу между M_n и M_y . Устройство программного уравнивания приводится в движение возвратно движущимся выходным звеном исполнительного механизма (ВЗИМ) и поэтому знакопеременный момент M_y (или P_y), создаваемый устройством, является функцией от перемещения ВЗИМ, т. е. $M_y = M_y(S)$. В результате, за цикл условие $M_y = 0$ имеет место в одном и том же положении ВЗИМ. Для лучшего уравнивания исполнительных механизмов необходимо, чтобы и «уравниваемые» функции избыточного момента $M_n(s)$ (или $P_n(s)$) также обращались в нуль в одном и том же положении ВЗИМ.

Указанным свойством из плоских четырехзвенных механизмов обладают центральные кривошипно-ползунные механизмы, кулисные механизмы и четырехшарнирные механизмы с равными длинами коромысла и стойки, рассмотренные в работе [3] Wille.

В настоящей работе рассматривается задача синтеза шестизвенных механизмов с возвратно-поступательно движущимся выходным звеном, обладающим вышеуказанным свойством.

Для шестизвенного механизма (рис. 1, а) имеем

$$\dot{s} = \dot{s}' + \dot{z}, \quad (1)$$

где $\dot{s} = ds/d\varphi$ и $\dot{z} = dz/d\varphi$ — аналоги скоростей выходного ползуна 5 и промежуточного звена 3; $\dot{s}' = ds'/d\varphi$ — аналог скорости ползуна 5 при входном звене 3.

Для получения шестизвенных механизмов с указанным свойством необходимо, чтобы составляющие четырехзвенники находились в своих экстремальных положениях при одном и том же положении выходного

звена 5 шестизвенника (рис. 1). При такой компоновке скорость выходного звена 5 имеет два экстремума и их максимально возможные значения. Ускорения же выходного звена получаются небольшими являясь меньшим заполнением графика скорости.

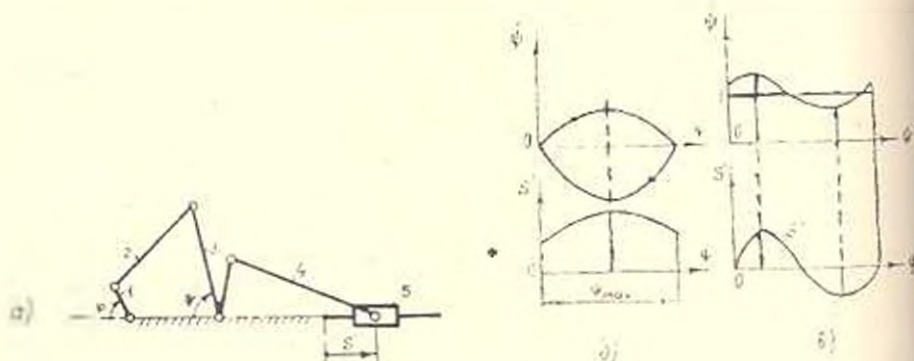


Рис. 1 (а, б, в).

Промежуточное звено 3 может совершать качательное движение (рис. 1б; 2) или полный оборот (рис. 1в; 3). Во втором случае, ползуновый механизм 3—4—5 должен быть центральным. Рассмотрим эти случаи отдельно.

1. *Шестизвенный механизм с качающимся промежуточным звеном.* При качательном движении промежуточного звена 3 можно охватить только одно экстремальное положение (CDE) ползунового механизма, и экстремумы скорости звена 3 должны иметь место в одном и том же положении BC (рис. 2). Из плоских четырехзвенных механизмов с качающимся выходным звеном поставленным условиям отвечают четырехшарнирные механизмы Wille с равными длинами стойки и коромысла и кулисные механизмы.

Найдем экстремальное значение скорости ползуна 5 шестизвенного механизма, показанного на рис. 2. Из (1) имеем

$$s_{\max, \min} = s_{\min} \cdot \dot{\varphi}_{\max, \min} \quad (1)$$

Экстремальные значения аналога $\dot{\varphi}$ связаны равенством [3]

$$\dot{\varphi}_{\max}^{-1} + \dot{\varphi}_{\min}^{-1} = 1. \quad (2)$$

Из (2) и (3) находим условие

$$(s_{\max})^{-1} + (s_{\min})^{-1} = (s_{\max})^{-1}, \quad (4)$$

связывающее экстремальные значения аналога скорости ползуна шестизвенника с максимальным значением аналога скорости $s_{\max}$ ползуна отдельного кривошипно-ползунового механизма 3—4—5. Имея в виду, что $s_{\min} < 0$, из (4) находим:

$$s_{\max} < s_{\max}.$$

Для кривошипно-ползунных механизмов максимальные значения скорости ползуна мало отличаются от скорости пальца кривошипа, а максимальные значения $s_{\max}$ — от длины a кривошипа CD [4]. Так, для семейства кривошипно-ползунных механизмов с $3 \leq b/a \leq 10$ и $0.4 \leq d/a \leq 1$ имеем: $1 \leq s_{\max}/a \leq 1.05$. Тогда, принимая $s_{\max} \approx a$, из (4) находим

$$(s_{\max})^{-1} + (s_{\min})^{-1} = a^{-1}, \quad (5)$$

а из (2) —

$$s_{\max} = a \cdot \dot{\psi}_{\max}, \quad s_{\min} = a \cdot \dot{\psi}_{\min} = a \cdot [1 - (\dot{\psi}_{\max})^{-2}]^{-1/2}. \quad (6)$$

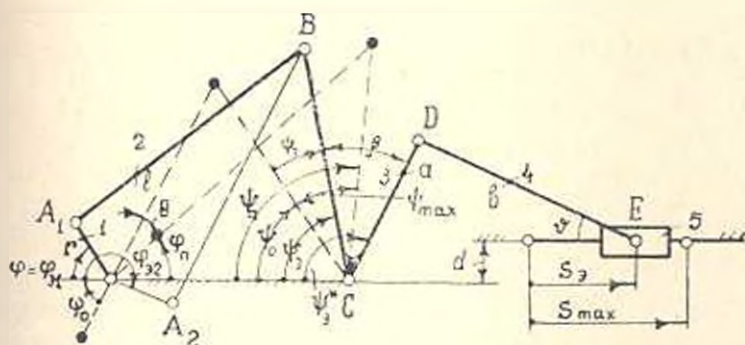


Рис. 2.

Для четырехзвенного механизма Wille с $BC = OC = 1$ функция положения и аналог скорости коромысла определяются по формулам [5]

$$\Psi = \arcsin(r \cdot \sin \varphi / z) + \arccos[(1 + z^2 - l^2)/2 \cdot z], \quad (7)$$

$$z^2 = 1 + r^2 - 2r \cdot \cos \varphi \quad \text{и} \quad \dot{\psi} = r \frac{\sin(\Psi - \varphi) + \sin z}{r \cdot \sin(\Psi - z) + \sin \Psi}.$$

Условие $\dot{\psi} = 0$ экстремума аналога угловой скорости коромысла, выведенное из (7), имеет вид

$$F(r, \varphi, \Psi, \dot{\psi}) = 0. \quad (8)$$

Положения коромысла и кривошипа, соответствующие экстремумам $\dot{\psi}$, найдем безразмерными коэффициентами пути (рис. 2)

$$k_s = \dot{\psi} / \dot{\psi}_{\max} = (\Psi_2 - \Psi_0) / (\Psi_n - \Psi_0) \quad (9)$$

и

$$k_{11} = (\varphi_{31} - \varphi_0) / (\pi - \theta), \quad k_{12} = (\varphi_{32} - \pi + \varphi_n) / (\pi - \theta). \quad (10)$$

Значения начальных углов и угла θ перекрытия определяют по формулам

$$\begin{aligned}\Psi_0 &= 2 \arcsin [(1-r)/2] = \pi - 2\varphi_0, \\ \Psi_n &= 2 \arcsin [(1+r)/2] = \pi - 2\varphi_n, \\ \psi &= \varphi_n - \varphi_0 = 0,5(\Psi_n - \Psi_0) = 0,5\psi_{\max},\end{aligned}\quad (11)$$

полученным из рассмотрения рис. 2. Экстремальные значения коэффициента угловой скорости звена 3 (рис. 2) определяются по очевидным формулам

$$\delta_{3\max} = \dot{\varphi}_{\max} (\pi + \theta)/\psi_{\max} \quad \text{и} \quad \delta_{3\min} = \dot{\varphi}_{\min} (\pi - \theta)/\psi_{\max}. \quad (12)$$

Из (3) и (12) получим равенства

$$\begin{aligned}(2\pi + \psi_{\max})/\delta_{3\max} + (2\pi - \psi_{\max})/\delta_{3\min} &= 2\dot{\varphi}_{\max}, \\ \dot{\varphi}_{\max} &= 2\pi(\delta_{3\max} + \delta_{3\min})/(2\delta_{3\max} \cdot \delta_{3\min} + \delta_{3\max} - \delta_{3\min}),\end{aligned}\quad (13)$$

связывающие экстремальные значения безразмерного коэффициента δ_3 скорости звена 3 с углом $\psi_{\max}$ его размаха, значение которого определяется по формуле (11). Формулы (13) удобны для назначения входных параметров $\delta_{3\max}$, $\delta_{3\min}$ и $\psi_{\max}$ синтеза механизма Wille.

Из (6) и (3) аналогично (12) получим формулы

$$\begin{aligned}\delta_{3\max} &= \frac{a}{s_{\max}} \cdot \left(\pi + \frac{\psi_{\max}}{2} \right) \cdot \dot{\varphi}_{\max}, \\ \delta_{3\min} &= \frac{a(\pi - \psi_{\max}/2)}{s_{\max}} [1 - \dot{\varphi}_{\max}^{-1}]^{-1}\end{aligned}\quad (14)$$

для определения экстремальных значений коэффициента δ_3 скорости ползуна шестизвенника, в которых $s_{\max}$ — ход ползуна.

Выражая в (5) экстремальные значения аналогов через соответствующие экстремальные безразмерные коэффициенты, получим равенство

$$\frac{2\pi - \psi_{\max}}{\delta_{3\max}} + \frac{2\pi - \psi_{\max}}{\delta_{3\min}} = \frac{2s_{\max}}{a}.$$

связывающее экстремальные значения безразмерного коэффициента скорости ползуна шестизвенника с углом размаха $\psi_{\max}$ и относительным ходом $s_{\max}/a$ ползуна.

Уравнения (7) — (11) для различных сочетаний относительных размеров $r = 0,2 \div 0,7$ (с шагом 0,2) $l = 1 \div 1,7$ (с шагом 0,1) решены на ЭВМ ЕС-1022. По полученным результатам, используя методику регрессивного анализа механизмов [1, 6], найдены следующие корреляционные зависимости:

$$\dot{\varphi}_{\max} = (P + p \cdot l^{10}) \cdot r^{Q + q \cdot l^2}; \quad (15)$$

$$\Psi_{31} = \Psi_{32} = \Psi_4 = P + p \cdot l^2 + (Q + q \cdot l^2) \cdot r; \quad (16)$$

$$k_{31} = k_{32} = k_3 = (P + p \cdot \ln l) \cdot e^{Q + r \cdot e^{q \cdot l}}; \quad (17)$$

$$\varphi_{31} = P + p \cdot l - (Q + q \cdot l^2) \cdot \ln r; \quad (18)$$

$$\varphi_{32} = P + p \cdot l^2 - (Q + q \cdot l^2) \cdot r; \quad (19)$$

$$\left. \begin{matrix} k_{11} \\ k_{12} \end{matrix} \right\} = P + p \cdot l^{-1} + \{Q + q \cdot (l-1)^2\} \cdot r; \quad (20)$$

$$\frac{\partial s_{\max} \cdot s_{\max}}{a} = P - p \cdot l^{-1} + (Q + q \cdot l^2) \cdot r; \quad (21)$$

$$\frac{\partial s_{\min} \cdot s_{\min}}{a} = -P + p \cdot l^{-10} - (Q + q \cdot l^{10}) \cdot r. \quad (22)$$

Углы Ψ , и φ , по формулам (16), (18) и (19) определяются в радианах. Во всех случаях значение коэффициента корреляции при парной и множественной корреляции превышало значение 0.99, что свидетельствует о высокой точности полученных формул. Для удобства записи постоянные параметры во всех полученных формулах обозначены через P , p , Q и q . Их значения для формул (15) — (22), а также графики изменения исследуемых параметров для рассмотренных семейств механизмов, приведены в таблице. Из корреляционной таблицы следует выражение $k_{11} + k_{12} \approx 1$, точность которого уменьшается с увеличением r .

2. *Шестизвенный механизм*: полнооборотным промежуточным звеном. В этом случае совмещаются экстремальные положения центрального кривошипно-ползунного и приводного двухкривошипного (рис. 1в: 3) механизмов и направляющие uu делят пополам угол B_1CB_2 . Из (1), имея в виду, что для центральных кривошипно-ползунных механизмов $\dot{\varphi}_{\max} = |\dot{s}_{\min}| \approx a$, имеем

$$s_{\max} = s_{\max} \cdot \dot{\varphi}_{\max} \approx a \cdot \dot{\varphi}_{\max}, \quad s_{\min} = s_{\min} \cdot \dot{\varphi}_{\min} \approx -a \cdot \dot{\varphi}_{\min}. \quad (23)$$

В качестве приводного механизма можно использовать двухкривошипный механизм наивыгоднейшей передачи и симметричный двухкривошипный механизм. Рассмотрим эти случаи отдельно.

2.1. Двухкривошипный механизм наивыгоднейшей передачи [4, 7], размеры которого связаны равенством $R^2 = l^2 = 0.5(1 + r^2)$, имеет экстремальные значения аналога скорости кривошипа 3

$$\dot{\varphi}_{\max} = (P + p \cdot \ln r)^{-1}, \quad \dot{\varphi}_{\min} = P + p \cdot \ln r \quad (24)$$

и экстремальные (и равные) экстремальные значения угла передачи 4

$$\cos \gamma_{\min} = 2r/(1 + r^2).$$

Таблица

Исследуемый параметр			Механизм Wille ($r=0.2-0.7$, $t=1-1.7$)			
границы изменения	обозначение	№ фор- мулы	P	p	Q	q
$0.22 \div 0.82$	$\dot{\varphi}_{\max}$	(15)	1.10861	0.000389	0.933151	0.005598
$1.20 \div 2.2$	$\dot{\varphi}_s$	(16)	0.565244	0.491777	0.167132	0.018349
$0.56 \div 0.05$	k_3	(17)	0.549685	0.122054	0.016957	2.182156
$0.85 \div 1.68$	φ_{s1}	(18)	2.800328	0.242542	0.105057	0.08668
$3.20 \div 3.77$	φ_{s2}	(19)	0.513114	0.034237	0.141523	1.178311
$0.58 \div 0.73$	k_{11}	(20)	0.362811	0.187775	0.252305	1.119012
$0.19 \div 0.42$	k_{12}		0.621691	-0.143567	0.35815	1.060907
$0.74 \div 3.47$	$\dot{\varphi}_{\max} \frac{s_{\max}}{a}$	(21)	0.089486	0.35540	1.01029	0.273648
$-3.40 \div -0.81$	$\dot{\varphi}_{\min} \frac{s_{\min}}{a}$	(22)	0.51613	1.843647	10.483569	0.062046
	$\dot{\varphi}_{\max}$	(29)	$U=0.077144$	$u_1=0.017165$		
	$x=x_2$ и $\dot{\varphi}$	(26)	$N_1=3.012546$	$n_1=2.341262$	$N_2=1.488376$	$n_2=1.043775$
	x_2 и k_3	(27) и (28)	$P_1=3.055951$	$p_1=1.429315$	$Q_1=0.640996$	$q_1=0.033791$
	$x=x_3=x_2$	(30)	$A_1=3.067404$	$a_1=1.064318$	$B_1=0.190577$	$b_1=1.600501$
	$\dot{\varphi}$	(31)	$C_1=2.188685$	$c_1=0.043523$	$D_1=0.139758$	$d_1=0.132693$

Значения постоянных коэффициентов, входящих в (24) и все получающиеся корреляционные зависимости, приведены в табл. Из формулы (24) можно получить связь $4 \cdot \dot{\varphi}_{\max}^{-1} - 3 \dot{\varphi}_{\min} \approx 1$ или с учетом (23) — условие

$$4 \cdot s_{\max}^{-1} - 3 \cdot s_{\min} \approx a, \quad (25)$$

дающее экстремальные значения аналога угловой скорости ползуна 5 шестивагонного механизма.

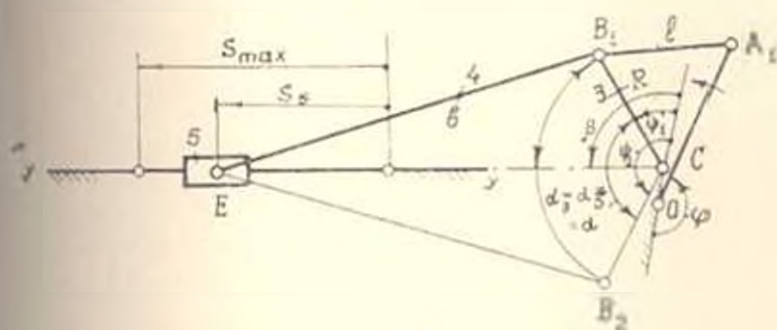


Рис. 3.

Значения углов α и β (рис. 3) определяются по формулам $\alpha = \psi_1 - \psi_2$ и $\beta = 0,5(\psi_1 + \psi_2)$, в которых ψ_1 и ψ_2 — углы координирующие положения кривошипа 3 и соответствующие экстремальным $\dot{\varphi}$. Используя формулы и методику, приведенные в [4], для двухкривошипных механизмов наилучшей передачи получены корреляционные зависимости

$$\alpha = \alpha_2 = \Lambda_2 - n_2/r \quad \text{и} \quad \beta = \Lambda_2 + n_2/r, \quad (26)$$

а для центрального кривошипно-ползунного механизма —

$$\alpha_2 = P_1 - p_1, \quad (27)$$

$$k_2 = Q_1 - q_1 \cdot \ln \lambda, \quad (28)$$

где $k_2 = \dot{\varphi}_{\max}^{-1} - \dot{\varphi}_{\min}$ — коэффициент пути ползуна 5 в экстремальном положении.

По заданному значению коэффициента пути выходного ползуна 5, выходные параметры синтеза λ , r и β могут быть найдены совместным решением уравнений (26) — (28). Приемлемые размеры механизма получаются при $k_2 = 0,55 \div 0,58$. Из (26) и (27), имея в виду, что $M_2 \approx P_1$ (табл.), находим условие $r \approx 1,64 \lambda$, ограничивающее возможности указанных механизмов из-за больших размеров входного кривошипа.

2.2. Этому недостатка лишены симметричные двухкривошипные механизмы с $r = R$ и $l < l \sqrt{2r - 1}$, для которых имеем [6]:

$$\dot{\varphi}_{\max} - \dot{\varphi}_{\min} = r/(r - 1) + 2(U_1(r - 1,8) - u_1) \cdot (l - l \sqrt{2r - 1})^2. \quad (29)$$

Из (29) и (23) находим условие

$$s_{\max} \cdot s_{\min} = -(s_{\max})^2 = -a^2,$$

согласно которому произведение экстремальных аналогов скорости ползуна $\dot{s}$ не зависит от параметров схемы симметричного двухкривошипного механизма. Используя формулы и методику, приведенные в [6] для симметричных двухкривошипных механизмов, аналогично (20) выявлены корреляционные зависимости

$$x = x_3 = x_5 = A_1 + a_1/r^2 + (B_1 - b_1/r) \cdot l, \quad (30)$$

$$\beta = C_1 - c_1 \cdot (r - 1,5) - [D_1 - d_1 \cdot (r - 1)] \cdot l. \quad (31)$$

Синтез шестизвенных механизмов с симметричным двухкривошипным механизмом можно вести по максимальному значению $s_{\max}$ аналога скорости ползуна и по коэффициенту пути k_5 выходного звена.

Выходные параметры синтеза k_5 , r , l и β могут быть найдены совместным решением уравнений (23), (27)–(30), принимая в них $\varphi_1 = \varphi_5$. Приемлемые размеры механизма получаются при $k_5 = 0,53 - 0,58$ и $s_{\max}/a = 1,25 - 2$.

Возможности рассмотренных механизмов можно расширить, взяв за начало хода правое крайнее положение механизма, что равносильно замене k_1 и k_5 соответственно на $(1 - k_1)$ и $(1 - k_5)$.

Рассмотрим примеры синтеза указанных механизмов.

Пример 1. Заданы: $k_{11} = 0,65$; $\beta_{\max} = 2$; $s_{\max} = 100$ мм; $\varphi_{\max} = 30^\circ$. Требуется спроектировать шестизвенный механизм по рис. 2. Принимаем: $l = 1,5$; $d = 0$, находим: $r = 0,304$ из (20); $a = 133,74$ мм из (21); $\Psi_{31} = 1,797$ из (16); $\lambda = 2$ находим по углу $\varphi_{\max}$, $x_5 = 2,341$ из (27), а $\beta = 0,173$ — по формуле $\beta = -\Psi_{31} - 0,5x_5$.

Пример 2. Заданы: $k_5 = 0,56$; $s_{\max} = 100$ мм. Требуется спроектировать шестизвенный механизм по рис. 3. Принимаем: $d = 0$ и находим: $\lambda = 3,36$ из (28); $a = s_{\max}/2 = 50$ мм; $x_5 = x = 2,36$ из (27); $r = 5,684$ из (26); $\beta = 1,683$ из (26); $R = l = 1/0,5(1 + r^2) = 4,08$.

Пример 3. Заданы: $k_5 = 0,56$; $s_{\max} = 100$ мм. Требуется спроектировать шестизвенный механизм по рис. 3. Принимаем: $R = r = 5$; $d = 0$, находим: λ ; a ; $x_5 = a$ по тем же формулам, что и в примере 2; $l = 2,827$ из (30); $\beta = 2,477$ из (31); $\beta_{\max} = 1,25$ из (29) и $s_{\max} = 62,52$ мм из (23).

Следует отметить, что вместо рассмотренных четырехшарнирных механизмов могли быть использованы и кулисные механизмы с качающейся и полнооборотной кулисой.

ՀԱՐՔ ՎԵՑՈՂԱԿ ԻՆԵԼԱՆՈՋՄԻ ՄԻ ՀԱՄԱԼՈՒԲԻ ՍԻՆԹԵԶ

Ա. Մ. Ս. Ս. Ս. Ս.

Քաղաքում դիտարկվում է հարթ վեցոդակ մեխանիզմների մի համախմբի
 շարժման խնդիրը, որոնց համընթաց հետադարձ շարժում կատարող ելքի
 շարժումային էքստրեմալ արժեքները ստացվում են վերջինիս միենույն
 շարժում չլիզ և հակադարձ ընթացքի ժամանակ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Бриллиан М. Н., Соколовский В. Н.* Стали для холодной прокатки труб. М., «Машиностроение», 1967.
2. *Бриллиан М. Н.* Программные разгрузители шкворных машин. Львов, «Вища школа», 1979.
3. *Wille F.* Gelenkvierecke, Schubkurbeln und Kurbelschleifen. Extremwerte der Übertragungsverhältnisse und Getriebebelastungen. Antriebstechnik, 1976, 15, 7.
4. *Бриллиан М. Н.* Использование корреляционных зависимостей при анализе и синтезе плоских четырехзвенных механизмов. «Машиностроение», 1980, № 1.
5. *Бриллиан М. Н.* К синтезу плоских кулачковых механизмов с неравномерно движущимися кулачками. «Машиностроение», 1967, № 5.
6. *Бриллиан М. Н.* Корреляционный метод анализа и синтеза симметричных двухкривошипных механизмов. Известия АН АрмССР (серия Т.Н.), т. XXXII, № 3, 1979.
7. *Reinsberg K.* Ermittlung von übertragungsgünstigen Doppelkurbeln, Maschinenbau-technik, 1977, 26, 6.

