ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР
Տեխնիկական գիտություններ, հատոր XXXVI, № 4, 1983 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. Н. БОРИСЕНКО

ОПТИМИЗАЦИЯ УГЛОВ ДАВЛЕНИЯ В ПЛОСКИХ ШЕСТИЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМАХ ПУТЕМ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОМПОНОВКИ СОСТАВЛЯЮЩИХ ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКОВ

Угол давления в рычажных механизмах с жесткими звеньями зависит от геометрических размеров звеньев механизма, параметров элементов кинематических пар и трения в них, масс звеньев и геометрии их распределения, входной скорости, а для комбинированных механизмов и от параметров компоновки составляющих механизмов.

В многочисленных работах по анализу и синтезу рычажных механизмов авторы ограничиваются рассмотрением «статических» углов давления, определяемых без учета внешних и инерционных сил, действующих на шатуны. Такое допущение значительно упрощает задачу, поскольку в этом случае экстремальные значения статических углов давления ν_1^0 и ν_2^0 (рис. 1) зависят только от размеров звеньев механизма, но вместе с тем оно оправдано лишь для тихоходных механизмов с немассивными звеньями.

В ряде работ [1—7], появившихся в последние годы, при решении задач кинематического синтеза четырехзвенных механизмов выполняется дополнительное условие, заключающееся в наименьшем отклонении статического угла давления от нуля. При выполнении этого условия полученный механизм обеспечивает равные по модулю экстремальные значения статического угла давления ($\nu^0_{1\max} = \nu^0_{1\min} = 0$). Это, в свою очередь, гарантирует равное и минимальное отклонение экстремальных значений статических углов передачи от 90° ($\gamma^0_{1\min} + \gamma^0_{1\max} = \pi$), следовательно, и благоприятные условия передачи сил за весь цикл. Задачи синтеза двух-, одно- и бескривошипных четырехзвенных механизмов с оптимальными углами давления в такой постановке решены, соответственно, в [1, 3, 5, 6], [2, 4] и [7].

При синтезе многозвенных рычажных механизмов статические углы давления учтены на уровне анализа. Кроме размеров, на реальные углы давления в значительной степени влияют и другие параметры, перечисленные выше, а поэтому механизм с оптимальными значениями статических углов давления, заложенными в условия синтеза, может иметь неблагоприятные значения действительных углов давления, т. е. худшие характеристики передачи сил. Из этого следует, что

все указанные факторы должны быть в равной степени учтены при анализе и синтезе быстроходных и тяжелонагруженных механизмов с массивными звеньями, в которых инерционные силы могут быть соизмеримыми с передаваемыми нагрузками, а для благоприятной передачи сил должны быть наложены ограничения на экстремальные значения действительных углов давления ν_1 и ν_2 (рис. 1), определяемых с учетом нагружения шатунов.

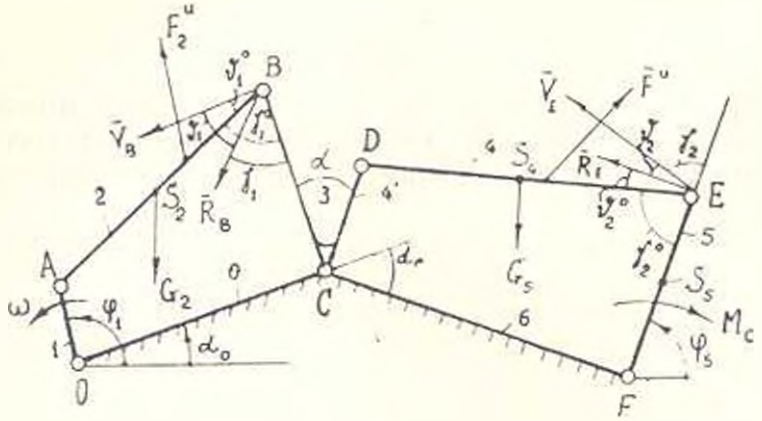

Рис. 1. Углы давления и передачи в шарнирном шестизвеннике.

Попытка учета трения в кинематических парах механизмов летательных аппаратов при анализе углов давления сделана в [7], а в [8] параметры геометрии масс звеньев определяются из условия равенства или близости к нулю углов давления во всех кинематических парах рычажного механизма или в любой их совокупности.

Как правило, многозвенные рычажные механизмы применяются для воспроизведения законов движения выходных звеньев, не обеспечиваемых простейшими четырехзвенниками, а определение размеров их звеньев подчиняется условию воспроизведения этих законов. Покажем, что не нарушая кинематики синтезированного шестизвенника, можно радикально воздействовать на силовые параметры и действительные углы давления за счет рационального выбора параметров компоновки.

Параметрами компоновки четырехзвенников, показанных на рис. 1, являются углы α и α_c между их общими звеньями. Если отсоединить общие звенья *BC* и *CD* четырехзвенников и после поворота второго четырехзвенника вокруг точки *C* на некоторый угол зафиксировать угол *BCD*, то значения углов α и α_c изменятся на величину угла поворота, а полученный механизм с кинематической точки зрения будет эквивалентным исходному. Изменение угла α_c между стойками четырехзвенников приводит к изменению взаимного расположения сил тяжести и инерции звеньев второго четырехзвенника, а также систем сил, действующих на четырехзвенники, что приводит к изменению сил взаимодействия звеньев. Следовательно, для комбинированных механизмов появляется свободный параметр α_c, не влияющий на движение звеньев

механизма и статические углы давления, но позволяющий воздействовать на действительные углы давления ν_1 и ν_2 механизма.

Составим целевую функцию

$$z(\alpha_c) = k_1 \nu_{1\max} + k_2 \nu_{2\max}, \qquad (1)$$

где весовые коэффициенты k_1 и k_2 принимают значения 0 и 1 в зависимости от того, в каком сочетании производится оптимизация. Задача минимизации углов давления в шестизвенных механизмах сводится к определению величины α_c^*, обращающей в минимум (1), т. е. к задаче $z(\alpha_c^*) = \min_{\alpha_c} z(\alpha_c)$.

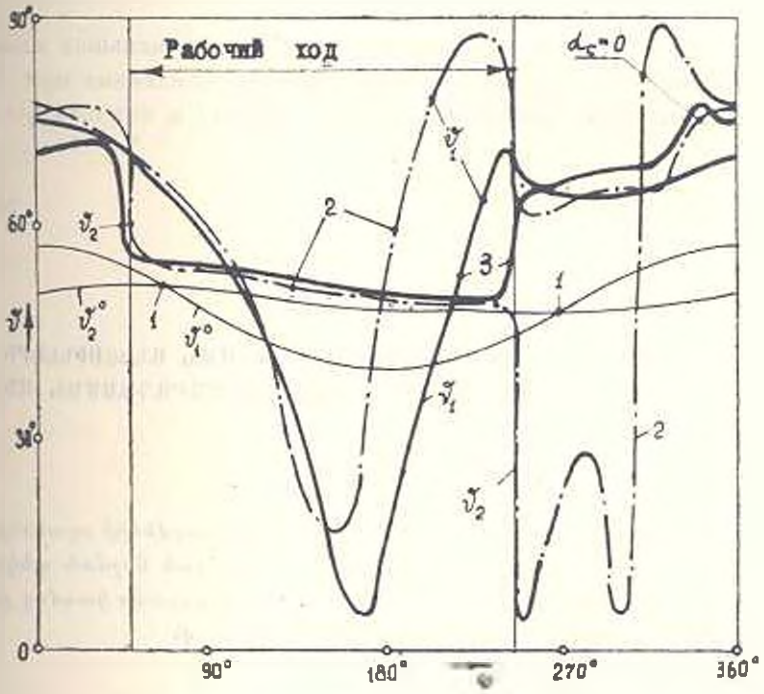

Рис. 2. Графики изменения углов давления до и после оптимизации

По результатам оптимизации шестишарнирного механизма (рис. 1), параметры которого приведены в таблице, построены графики (рис. 2). Кривые, обозначенные цифрами, соответствуют изменению: 1 — статических углов давления ν_1^0 и ν_2^0 в составляющих четырехзвенника х 2 — действительных углов давления ν_1^0 и ν_2^0 до оптимизации ($\alpha_c = 0$); 3 — действительных углов давления после их одновременной оптимизации ($k_1 = k_2 = 1$, $\alpha_c^* = 1{,}75$ *рад*). Из рис. 2 видно, что графики действительных (кривые 2) и статических (кривые 1) углов давления заметно отличаются, а максимальные значения $\max \nu_1 = 1{,}55$ *рад* и $\max \nu_2 = 1{,}57$ *рад* действительных углов давления в неоптимизированном механизме ($\alpha_c = 0$) близки к 90°. После оптимизации имеем значения: $\max \nu_1 = 1{,}3$ *рад* и $\max \nu_2 = 1{,}37$ *рад*.

Таблица

Параметр	Номер i звена шестизвенника						
	0	1	2	3 4	4	5	6
l_i, *м*	1	0,2	1,5	1,3/0,2	1,6	1,4	1
$10^{-3}\,G_i$, *Н*		0,02	0,15	0,13	0,2	0,14	
J_{Si}, *кгм²*			28,7	18	34	23,3	
ω, c^{-1}		10					
M, *дНм*						1000	

Отметим, что для рассмотренного примера наименьшие максимальные значения действительных углов давления, найденные при отдельной их минимизации, равны $\min\limits_{\alpha_c}\max\limits_{\varphi}\nu_1 = 1{,}37$ *рад* и $\min\limits_{\alpha_c}\max\limits_{\varphi}\nu_2 = 1{,}2$ *рад*.

ЕрПИ им. К. Маркса 21 VI 1983

Ա. Ի. ԲՈՐԻՍԵՆԿՈ

ՀԱՐԹ ՎԵՑՕՂԱԿ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐՈՒՄ ՃՆՇՄԱՆ ԱՆԿՅՈՒՆՆԵՐԻ ՕՊՏԻՄԻԶԱՑՈՒՄ ՔԱՌՕՂԱԿՆԵՐԻ ՌԱՑԻՈՆԱԼ ՀԱՐՄԱՐԱԴԱՍՄԱՆ ՄԻՋՈՑՈՎ

Ամփոփում

Առաջարկվում է հարթ վեցօղակ լծակային մեխանիզմների օղակների կշիռների և իներցիոն ուժերի հաշվառմամբ որոշված իրական ճնշման անկյունների առավելագույն արժեքների մինիմիզացման մեթոդ՝ վեցօղակը կազմող քառօղակ մեխանիզմների ռացիոնալ հարմարագասման միջոցով։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Стравинскас С. С.* К синтезу оптимального двухкривошипного механизма с коэффициентом изменения средней скорости ведомого звена, отличающимся от единицы.— В кн.: Науч. тр. высш. заведений Лит. ССР, Вибротехника, Каунас, 1972, № 4 (17), с. 317—322.
2. *Фокин В. О.* Синтез коромыслово- и кривошипно-ползунного механизмов с учетом углов давления.— В сб.: Научн. тр. Пермского политех. ин-та, 1975, № 162, с. 119—123.
3. *Монашко Н. Т., Колесниченко М. В.* Алгоритм синтеза и анализа двухкривошипных механизмов.— В кн.: Теория механизмов и машин. Вып. 25. Харьков, Вища школа, 1978, с. 3—6.
4. *Gupta K. C.* Design of Four-Bar Function Generators With Mini-Max Transmission Angle. — Trans. ASME, 1976, 76-DET-8, p. 1—6.
5. *Reinsberg K., Modler K.* Übertragungsgünstige Doppelkurbeln für extremal Winkelzuordnungen. — Maschinenbautechnik, 1978, 27 № 3, S. 122—126.

6. *Reinsberg K.* Ermittlung von übertragungsgünstigen Doppelkurbeln. — Maschinenbautechnik, 1977, 26, № 6, S. 253–258.
7. *Шебанов В. Т.* Проектирование двухкоромысловых механизмов с учетом трения.— В кн.: Исследование и синтез механизмов летательных аппаратов. М., 1980, с. 31–38.
8. *Доронин В. И.* Динамический синтез рычажных механизмов с минимальными углами давления в кинематических парах.— В кн.: II Всес. съезд по ТММ. Одесса, 11—18 сент., 1982 г. Тез. докл., ч. 1. Киев, 1982, с. 116.