

## СИНТЕЗ ШЕСТИЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА, ОБРАЗОВАННОГО ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫМ СОЕДИНЕНИЕМ ДВУХ ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКОВ

С.В.ЛУШНИКОВ

(Московский государственный текстильный университет им. А. Н. Косыгина)

Шестизвенные рычажные механизмы, образованные последовательным соединением двух четырехзвенников (рис.1), применяются в машинах-автоматах для обеспечения приближенного выстоя выходного звена требуемой продолжительности. Такие механизмы могут использоваться, например, для привода в движение петлеоб-

разующих органов плоских трикотажных машин. В связи с этим представляется интересным разработка программной системы для синтеза и анализа таких механизмов с использованием современных оптимизационных методов и вычислительной техники.

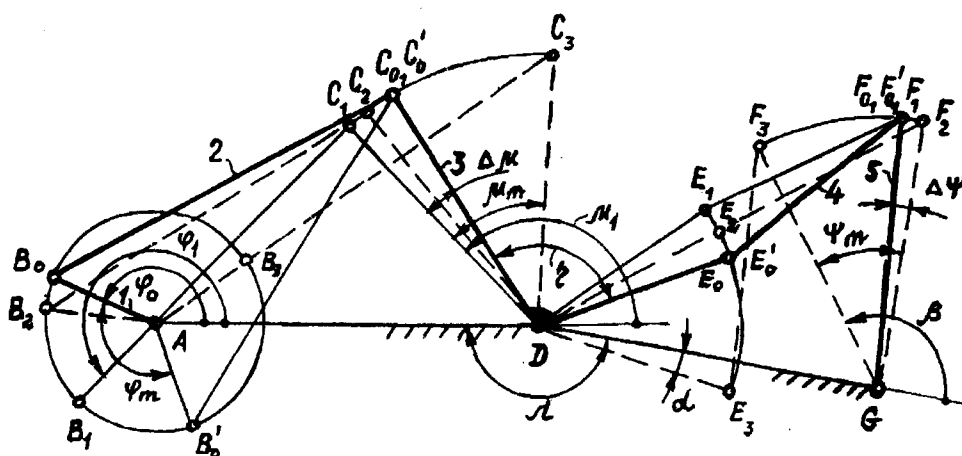


Рис. 1

На рис.1, где показана схема механизма, ABCD и DEFG – соответственно первый и второй последовательно соединенные шарнирные четырехзвенники, у которых звено CDE состоит из двух элементов CD и DE, жестко связанных под углом  $\eta$ . Элемент CD в первом четырехзвеннике является выходным звеном, а элемент DE

во втором четырехзвеннике – входным звеном.

В [1] показано, что при произвольном выборе длин звеньев первого и второго четырехзвенников и произвольном угле  $\lambda$ , под которым пересекаются направления стоек, можно найти такой угол заклинивания  $\eta$ , при котором на заданном угле поворота  $\varphi_m = \angle B_0 B_1 B'_0$  входного звена 1 угол

$\Delta\psi$  отклонения выходного звена GF от своего крайнего положения GF<sub>1</sub> имеет небольшую величину. Угол  $\Delta\psi$  определяет качество остановки выходного звена 5 на заданном угле поворота  $\varphi_m$  входного звена 1 и ниже называется углом малого размаха выходного звена шестизвенника.

Задача синтеза рычажного механизма с приближенным выстоем выходного звена формулируется следующим образом. Исходными величинами являются угол  $\varphi_m$  поворота входного звена (кривошипа) 1, соответствующий приближенному выстою и  $\psi_m$  – угол качания выходного звена 5. Необходимо определить такие параметры механизма, при которых угол  $\Delta\psi$  малого размаха выходного звена 5 имеет минимальное значение.

В [1] установлено, что угол  $\Delta\psi$  зависит от угла  $\Delta\mu$  поворота коромысла 3, соответствующего повороту кривошипа 1 на угол  $\varphi_m$ . Поэтому синтез шестизвенного механизма можно разбить на два этапа.

Первый этап – синтез первого четырехзвенника ABCD по заданному углу  $\varphi_m$  поворота кривошипа. При этом требуется определить такое сочетание размеров четырехзвенника, при которых величина угла  $\Delta\mu$  имеет минимальное значение. Задача решается в относительных величинах:  $AB=a_1$ ,  $BC=b_1$ ,  $CD=c_1$ ,  $AD=d_1=1$ . Крайнее левое положение DC<sub>1</sub> звена 3 и соответствующее ему положение AB<sub>1</sub> входного звена 1, а также положения кривошипа AB<sub>0</sub> и AB<sub>0'</sub> определяются по формулам

$$\mu_1 = \pi - \arccos \frac{d_1^2 + c_1^2 - (b_1 - a_1)^2}{2c_1d_1},$$

$$\varphi_1 = \pi + \arccos \frac{(b_1 - a_1)^2 + d_1^2 - c_1^2}{2(b_1 - a_1)d_1}, \quad (1)$$

$$\varphi_0 = \varphi_1 - \varphi_m/2, \quad \varphi_0' = \varphi_1 + \varphi_m/2.$$

Величины углов  $\mu_0 = \mu_0'$ , определяющих положения 3-го звена DC<sub>0</sub> и DC<sub>0'</sub>, вычисляются с помощью формул из [2].

Целевая функция имеет вид

$$P_1(x) = \Delta\mu = \mu_1 - \mu_0. \quad (2)$$

Целевая функция  $P_1(x) = P_1(x_1, x_2, x_3)$  зависит от трех параметров синтеза:  $x_1 = a_1$ ,  $x_2 = b_1$ ,  $x_3 = c_1$ . Необходимо определить такое сочетание этих параметров, при которых  $\Delta\mu$  имеет минимальное значение. На переменные параметры механизма наложены следующие ограничения в виде неравенств:

1) ограничение на минимальный размер звеньев

$$F_1(x) = L_1 - L_{\min} > 0, \quad (3)$$

где  $L_1$  – минимальная величина параметров синтеза,  $L_{\min}$  – минимально допустимый размер звена;

2) ограничение на отношение самого большого размера звена  $L_4$  к самому маленькому  $L_1$ :

$$F_2(x) = K - L_4/L_1 > 0, \quad (4)$$

где  $K$  – допустимая величина отношения;

3) условие существования кривошипа

$$F_3(x) = L_2 + L_3 - L_1 - L_4 > 0, \quad (5)$$

где  $L_2$  и  $L_3$  – промежуточные параметры синтеза;

4) условие, обеспечивающее требуемые углы передачи движения,

$$F_4(x) = \gamma_{\min} - \gamma_d > 0, \quad (6)$$

где  $\gamma_{\min}$  – минимальный угол передачи;  $\gamma_d$  – допустимый угол передачи.

5) условие, обеспечивающее совпадение двух положений 3-го звена C<sub>0</sub>D и C<sub>0'</sub>D с заданной величиной погрешности

$$F_5(x) = \Delta\mu_0 - |\mu_0 - \mu_0'| > 0, \quad (7)$$

где  $\mu_0$  и  $\mu_0'$  – углы, определяющие положение звена CD;  $\Delta\mu_0$  – допустимая величина несовпадения положений.

Ввиду наличия ограничений на размеры звеньев введем в состав целевой функ-

ции  $P(x)$  штрафные функции. Тогда целевая функция будет иметь вид

$$P(x) = \begin{cases} P_2(x) \text{ при } P_2(x) > 0, \\ P_1(x), \end{cases} \quad (8)$$

при  $P_2(x)=0$ ,  $P_1(x)=\Delta\mu$ ,  $P_2(x)$  – штрафная функция, зависящая от степени невыпол-

$$P_2(x) = \begin{cases} 0 - \text{при выполнении неравенств (1...5)} \\ C + \rho F_1^2 - \text{при невыполнении неравенств (1...5)}, \end{cases}$$

где  $C$  – произвольное большое число, удовлетворяющее условию  $C \gg P_1(x)$ ;  $\rho$  – весовой коэффициент.

Второй этап – синтез второго четырехзвенника  $DEFG$  по двум положениям входного 3 и выходного 5 звеньев, причем одно из положений механизма  $DE_2F_2G$  является мертвым (рис.1). Исходными величинами при синтезе являются: угол  $\mu'$  поворота 3-го звена  $DE$ , угол  $\psi_m$  поворота 5-го звена  $GF$ . Расчет ведется в относительных величинах  $DE=a_2$ ,  $EF=b_2$ ,  $FG=c_2$ ,  $DG=d_2=1$ .

Из  $\Delta DF_2G$  следует

$$c_2 = \sqrt{1 + S - 2S \cos(\alpha + \mu')}, \quad (9)$$

где  $\mu' = \mu - \Delta\mu/2$ ,  $S = a_2 + b_2$ .

Рассматривая положение механизма  $DE_0F_0G$ , получаем формулу

$$a_2 = \frac{c_2^2 + 1 - S^2 + 2c_2 \cos(\beta)}{2[\cos \alpha - S + c_2 \cos(\alpha - \beta)]}, \quad (10)$$

где

$$\beta = \pi - \arccos \frac{1 + c_2^2 - S^2}{2c_2} + \psi_m.$$

При синтезе второго четырехзвенника в качестве варьируемых параметров примем

нения условий синтеза 1)...5). При соблюдении условий синтеза 1)...5) штрафная функция  $P_2(x)=0$ . В области значений  $x$ , где  $P_2(x)=0$  – целевая функция  $P(x) = P_1(x)$ , и вычисляется значение угла  $\Delta\mu$ . Критерий, характеризующий качество выполнения обязательных условий синтеза, имеет вид

угол  $\alpha$  и величину  $S = a_2 + b_2$ , а размеры механизма будем определять по формулам (9) и (10).

Задача синтеза второго четырехзвенника формулируется следующим образом. По заданным углам  $\mu'$  и  $\psi_m$  перемещения 3 и 5-го звеньев механизма необходимо определить размеры звеньев  $a_2, b_2, c_2$ , при которых величина угла  $\Delta\psi$  малого качания звена 5 имеет минимальное значение. Целевая функция  $P_1(x) = \Delta\psi = P_1(x_1, x_2)$  зависит от двух параметров синтеза  $x_1 = \alpha, x_2 = S$ . С помощью этих параметров по формулам (9), (10) определяются размеры звеньев второго четырехзвенника  $a_2, b_2, c_2$  из условия обеспечения заданного угла  $\psi_m$  качания выходного звена 5 и условия, согласно которому положение  $F_2G$  выходного звена должно быть мертвым. На размеры звеньев накладываются ограничения в виде неравенств (1), (2) и (4). После определения размеров звеньев вычисляется угол  $\eta$  заклинивания элементов 3-го звена:

$$\eta = \mu_3 - \alpha + \lambda. \quad (11)$$

Разработана программная система на алгоритмическом языке Си<sup>++</sup> для синтеза и кинематического анализа механизма. Синтез механизма выполняется с помощью оптимизационного метода деформируемого многогранника [3].

Выполнены расчеты по определению размеров шестизвенного механизма привода ушковых для основязальной машины ОВ-8. Исходные данные для расчета: продолжительность выстоя  $\varphi_m=150$ град, угол качания выходного звена  $\psi_m=7,3$ град. Результаты расчета в относительных величинах:  $a_1=0,119$ ;  $b_1=0,740$ ;  $c_1=1,117$ ;  $d_1=0,997$ ;  $a_2=0,762$ ;  $b_2=0,338$ ;  $c_2=0,582$ ;  $d_2=1$ ,  $\eta=112,4$ град. Максимальное отклонение выходного звена на участке приближенного выстоя составляет  $\Delta\psi=0,164$  град. Минимальные углы передачи: для первого четырехзвенника  $\gamma_{1min}=51,6$  град; для второго четырехзвенника  $\gamma_{2min}=39,4$  град.

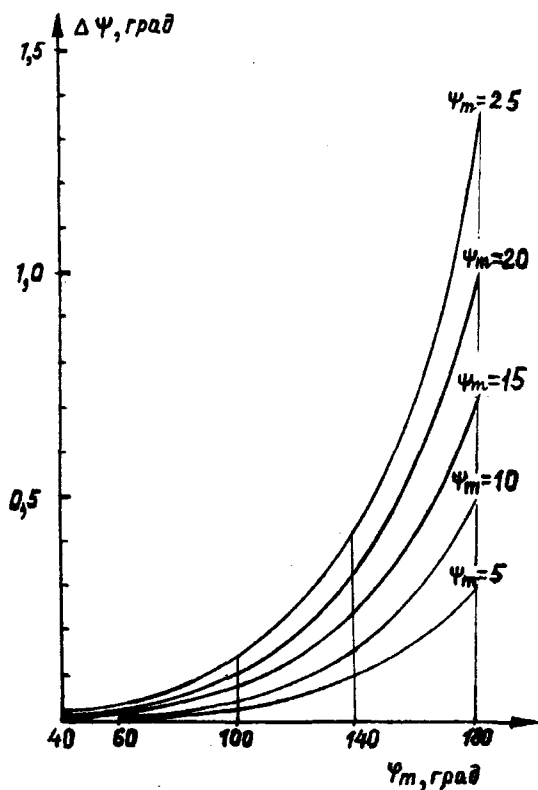


Рис. 2

Проведены расчеты и построены графики (рис.2), позволяющие установить зависимость между углом малого размаха  $\Delta\psi$ , продолжительностью выстоя  $\varphi_m$  и ве-

личиной угла качания  $\psi_m$  выходного звена. С помощью этих графиков можно оценить качество выстоя выходного звена на этапе выбора схемы механизма.

## ВЫВОДЫ

1. Разработана методика проектирования шестизвенного рычажного механизма с приближенным выстоем. Шестизвенник проектируется по заданной продолжительности выстоя и углу размаха выходного звена. Размеры механизма определяются оптимизационным методом деформируемого многогранника с минимизацией по максимальной величине угла малого размаха выходного звена.

2. Осуществлен синтез шестизвенного рычажного механизма привода ушковых для основязальной машины ОВ-8, а также произведены расчеты и построены графики, выражающие зависимость между углом малого размаха, продолжительностью выстоя и величиной угла качания выходного звена.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Черкудинов С.А. К синтезу шарнирного шестизвенного механизма с остановкой. Анализ и синтез машин-автоматов. – М.: Наука, 1965. С. 216...228.
2. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1991.
3. Банди Б. Методы оптимизации. – М.: Радио и связь, 1988.

Рекомендована кафедрой компьютерных технологий и теории машин. Поступила 16.04.01.