

датчиками. Значения этих напряжений далеки от напряжений для рамы без агрегатов.

Полученные результаты указывают на то, что расчет рамы на кручение необходимо вести с учетом агрегатов и оборудования, установленного на раме. Раму с агрегатами и оборудованием нельзя больше рассматривать как стержневую систему.

Установленные агрегаты и оборудование на раме представляют сложные пространственные конструкции. Они меняют жесткости рамы, накладывают на ее элементы дополнительные статические, кинематические и контактные связи.

Чтобы учесть все перечисленные выше факторы, необходима разработка новой методики расчета рам автомобилей, базирующейся на использовании методов решения задач теории упругости.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. П р о с к у р я к о в В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. — Л., 1972.

УДК 621.01

Э.И.Астахов, В.В.Кудин

#### ОПТИМАЛЬНЫЙ СИНТЕЗ НАПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ЭЛЕКТРОПИЛЫ

Направляющие механизмы имеют множество структурных схем исполнения. На рис. 1 изображена схема направляющего механизма шарнирного четырехзвенника ABCD, в которой при вращении кривошипа 1 точка M шатуна 2 описывает траекторию, частично или полностью совпадающую с заданной. Эта схема механизма выбрана в качестве механизма привода электропилы, рабочий орган (полотно 4) которой должен совершать возвратно-поступательное движение. Настоящая работа и посвящена определению параметров направляющего механизма, удовлетворяющих этому требованию.

Задача синтеза заключается в определении кинематических параметров: координат неподвижных точек A, D —  $x_A, y_A, x_D, y_D$ ; длины звеньев —  $a, b, c, l$ ; угловых координат —  $\delta, \varphi_0$ .

Методы синтеза направляющего механизма разработаны достаточно подробно и их можно подразделить на: а) детерминированные (методы приближения функций); б) численные (методы оптимизации). Методы приближения функций [1, 2] дают возможность

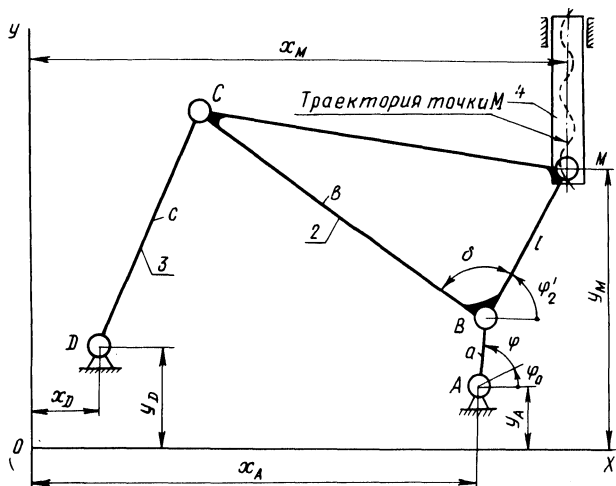


Рис. 1. Схема направляющего механизма шарнирного четырехзвенника.

решения задач синтеза только для сравнительно простых целевых функций и при небольшом числе параметров синтеза. Так как в данном случае число кинематических параметров  $n = 10$ , кроме того, число точек на шатунной кривой  $m > n$ , то детерминированные методы неприменимы.

Среди методов оптимизации можно в свою очередь выделить методы случайного поиска, направленного поиска и комбинированные [3].

Для вывода целевой функции синтеза направляющего механизма (рис. 1) воспользуемся методом условного размыкания контура [4] в точке С, тогда целевая функция

$$U(x) = U_1^2 + U_2^2 - c^2, \quad (1)$$

где

$$U_1 = x_A + a \cos(\varphi_0 + \varphi_1) + \frac{b}{1} \cos \delta [x_M - x_A - a \cos(\varphi_0 + \varphi_1)] - \\ - \frac{b}{1} \sin \delta [y_M - y_A - a \sin(\varphi_0 + \varphi_1)] - x_D;$$

$$U_2 = y_A + a \sin(\varphi_0 + \varphi_1) + \frac{b}{1} \sin \delta [x_M - x_A - a \cos(\varphi_0 + \varphi_1)] + \\ + \frac{b}{1} \cos \delta [y_M - y_A - a \sin(\varphi_0 + \varphi_1)] - y_D.$$

Параметры синтеза направляющего механизма вычисляются из условия минимума функции (1), т.е.

$$U(x) = \sum_{i=1}^m (U_1^2 + U_2^2 - c^2),$$

где  $i = 1, 2, \dots, m$  – число заданных положений точки  $M$  шатуна.

При синтезе на вычисляемые параметры наложены ограничения, определяемые из конструктивных соображений

$$a_{\min} \leq a \leq a_{\max}; \quad b_{\min} \leq b \leq b_{\max}; \quad c_{\min} \leq c \leq c_{\max}; \quad l_{\min} \leq l \leq l_{\max};$$

$$x_{A \min} \leq x_A \leq x_{A \max}; \quad y_{A \min} \leq y_A \leq y_{A \max}; \quad x_{D \min} \leq x_D \leq x_{D \max};$$

$$y_{D \min} \leq y_D \leq y_{D \max}; \quad \delta_{\min} \leq \delta \leq \delta_{\max}; \quad \varphi_{0 \min} \leq \varphi_0 \leq \varphi_{0 \max}.$$

Ограничения наложены и на предельные значения угла передачи между шатуном 2 и коромыслом 3:

$$\arccos \frac{b^2 + c^2 - (a+d)^2}{2bc} \leq [\gamma];$$

$$\arccos \frac{b^2 + c^2 - (a-d)^2}{2bc} \leq [\gamma],$$

где  $d$  – расстояние между точками  $A$  и  $D$ ;  $[\gamma] = 70^\circ$  – допускаемый угол передачи для данной схемы направляющего шарнирного четырехзвенника.

При определении отклонения точки  $M$  шатуна от заданной линии запишем координаты этой точки в системе координат  $OXY$ :

$$\left. \begin{aligned} x_M^* &= x_A + a \cos(\varphi_0 + \varphi_1) + l \cos \varphi_2'; \\ y_M^* &= y_A + a \sin(\varphi_0 + \varphi_1) + l \sin \varphi_2'. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Проекции отклонения траектории точки  $M$  на оси координат с учетом (3) равны

$$\Delta x_M = x_M - x_M^*;$$

$$\Delta y_M = y_M - y_M^*.$$

где  $x_M, y_M$  – координаты заданной траектории точки  $M$ .

Так как в данной задаче оптимального синтеза направляющего механизма  $m > n$ , то минимизация целевой функции (2) производилась демпфированным методом наименьших квадратов [4].

При выборе траектории точки М шатуна учтены три условия: а) точка должна двигаться по прямой линии; б) прямолинейное движение должно быть таким, чтобы ускорение изменялось по гармоническому закону, что позволит в дальнейшем наиболее простыми способами уравновесить силы инерции поступательно движущегося полотна 4-й электропилы; в) максимальный ход точки М должен быть не менее 80 мм, что обусловлено технологическими требованиями.

Начальные значения переменных параметров рассчитывались графическим методом синтеза направляющего механизма Чебышева, шатунная точка которого наименее уклоняется от прямой линии за полный оборот кривошипа. Ограничивающие условия были приняты из конструктивных соображений (габаритов, допустимых длин и т.д.). Начальные значения переменных параметров в первом приближении и пределы их изменения приведены в табл. 1.

Число точек оптимизации выбрано  $m = 13$  (через  $30^\circ$  положения кривошипа 1), тогда значения координат соответственно равны:  $x_M = 296$  мм;  $y_M = 194; 190; 174; 152; 135; 115; 108; 115; 132; 152; 169; 184; 194$  мм.

Решение задачи оптимального синтеза направляющего механизма осуществлено на ЭВМ "Минск-22М" с использованием стандартной программы "Оптимизатор" [4]. Время, затраченное ЭЦВМ "Минск-22М" на отыскание оптимального решения по заданной целевой функции, составило около 15 мин. В результате синтеза направляющего механизма получены оптимальные параметры механизма, а именно:  $a = 30,1$  мм;  $b = 148,314$  мм;  $c = 149,17$  мм;  $l = 213,38$  мм;  $x_A = 148,67$  мм;  $y_A = -10,9$  мм;  $x_D = -8,93$  мм;  $y_D = 151,999$  мм;  $\delta = 1,0007$  рад;  $\varphi_0 = 0,7018$  рад.

Анализ результатов оптимального синтеза направляющего механизма электропилы с поступательно движущимся рабочим ор-

Т а б л и ц а 1

Параметры	а,мм	б,мм	с,мм	l,мм	$x_A$ ,мм	$y_A$ ,мм	$x_D$ ,мм	$y_D$ ,мм	$\delta$ ,рад	$\varphi_0$ , рад
Начальные значения	30	150	150	210	150	0	0	150	0,7654	0,6991
min	20	100	100	130	50	-20	-120	100	0	0,5236
max	50	250	250	300	200	50	50	250	0,2932	1,0472

ганом показал, что размеры синтезированного механизма удовлетворяют поставленным требованиям, отклонение точки М шатуна от прямой составляет не более 1,5 мм. Выбор начальных данных по упрощенной методике (графическим методом или по соответствующим соотношениям, или формулам) позволяет значительно сократить затраты машинного времени. Положение заданной траектории точки М шатуна относительно осей кинематических пар А и D влияет на дальнейшую компоновку механизма и способ уравнивания главного вектора и главного момента сил инерции механизма.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. — М., 1959.
2. Бояринов А.И., Кафаров В.В. Методы оптимизации в химической технологии. — М., 1975.
3. Рачек Н.М. Синтез четырехзвенного направляющего механизма. — Изв. вузов. Сер. Машиностроение, 1975, № 6.
4. Правила и инструкция по программированию для ЭВМ "Минск-22" на языке "АКИ". — Л., 1969.

УДК 621.01

Е.А.Камцев, В.К.Акулич

#### КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО ШАРНИРНО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

В [1] достаточно подробно рассмотрена методика силового расчета плоских рычажных механизмов графо-аналитическим способом (методом планов сил). В настоящей работе рассматривается задача определения динамических реакций в кинематических парах четырехзвенного шарнирно-рычажного механизма (рис. 1) аналитическим методом, в котором вместо векторных уравнений равновесия сил применяются уравнения их проекций на оси координат. Для учета сил инерции звеньев используется метод замещающих точек. При этом отпадает необходимость в определении пар сил инерции от угловых ускорений звеньев или же в определении точек приложения результирующих сил инерции.

Силowому расчету предшествует кинематический анализ, в результате которого определяются все необходимые кинематические характеристики механизма.