

Автор ер.
Д 31

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
УКРАИНСКОЙ С С Р

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ИМЕНИ М.В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

Аспирант ДЕДУРЧАН Сергей Нерсесович

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЯТИЗВЕННЫХ
ПЛАНЕТАРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Специальность 01.02.02 – Теория механизмов,
машин и автоматических линий

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Диссертация написана на русском языке

Одесса – 1974

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
УКРАИНСКОЙ С С Р
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ИМЕНИ М.В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

Аспирант ДЕМУРЧЯН Сергей Нерсесович

Презент 1988

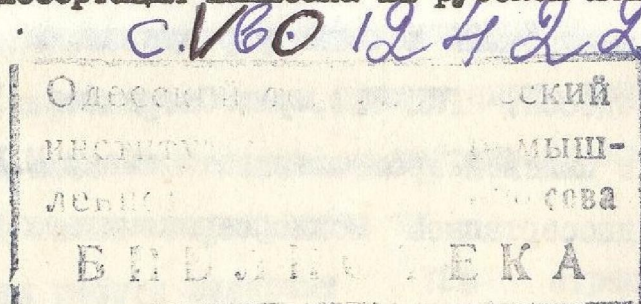
КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЯТИЗВЕННЫХ
ПЛАНЕТАРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Специальность 01.02.02 - Теория механизмов,
машин и автоматических линий

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Диссертация написана на русском языке



Одесса - 1974

ОНАХТ 25.07.11
Кинематическое проек



v012422

Работа выполнена на кафедре теории механизмов, машин и автоматических линий Одесского технологического института пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор В.Я.БЕЛЕЦКИЙ

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор П.Л.ЛЕБЕДЕВ
(г.Ленинград)

кандидат технических наук
Л.Б.МАЙСКИ
(г.Москва)

Ведущая организация - Всесоюзный заочный политехнический институт (г.Москва).

Автореферат разослан "3" декабря 1974 г.

Защита диссертации состоится "17" января 1975 г.
на заседании Совета Одесского технологического института
пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова.

Просим Вас принять участие в заседании Совета, посвященном защите диссертации, или выслать отзыв в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, по адресу:

г.Одесса. ГСП-510, ул. Свердлова, 112, Технологический институт пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
кандидат технич.наук

Л.ЗАПОРОЖЕЦ

В Директивах XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971-75 годы указывается необходимость дальнейшего развития комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, создания машин-автоматов и автоматических линий.

Автоматизация и комплексная механизация производственных процессов непосредственно связаны с созданием новых более совершенных механизмов и машин. Поэтому задачи дальнейшего развития методов проектирования механизмов являются актуальными.

Теории исследования и синтеза пятизвенных передаточных планетарно-рычажных механизмов посвящены работы: Крамера, Сандора, Эрджана, Моэн Рао, а синтезу планетарно-рычажных механизмов периодического движения - работы В.С.Корелина, Б.И.Шутова, Р.В.Амбарцумянца, С.М. Макарына и др.

Выполненные исследования показывают, что пятизвенные планетарно-рычажные механизмы имеют хорошую динамическую точность и их можно рекомендовать даже для ответственных передач. Кроме того, планетарно-рычажным пятизвенником можно воспроизвести многочисленные функции как монотонные, так и немонотонные, а наличие в механизме зубчатой пары дает возможность изменять в широких пределах передаточное отношение механизма.

Большое число параметров схемы пятизвенного планетарно-рычажного механизма позволяет часть их выбрать по конструктивным соображениям, а также варьировать их.

Диссертационная работа содержит 125 страниц машинописного текста, состоит из введения, шести глав, заключения и списка использованной литературы (117 наименований).

В пятизвенном планетарно-рычажном механизме базисным

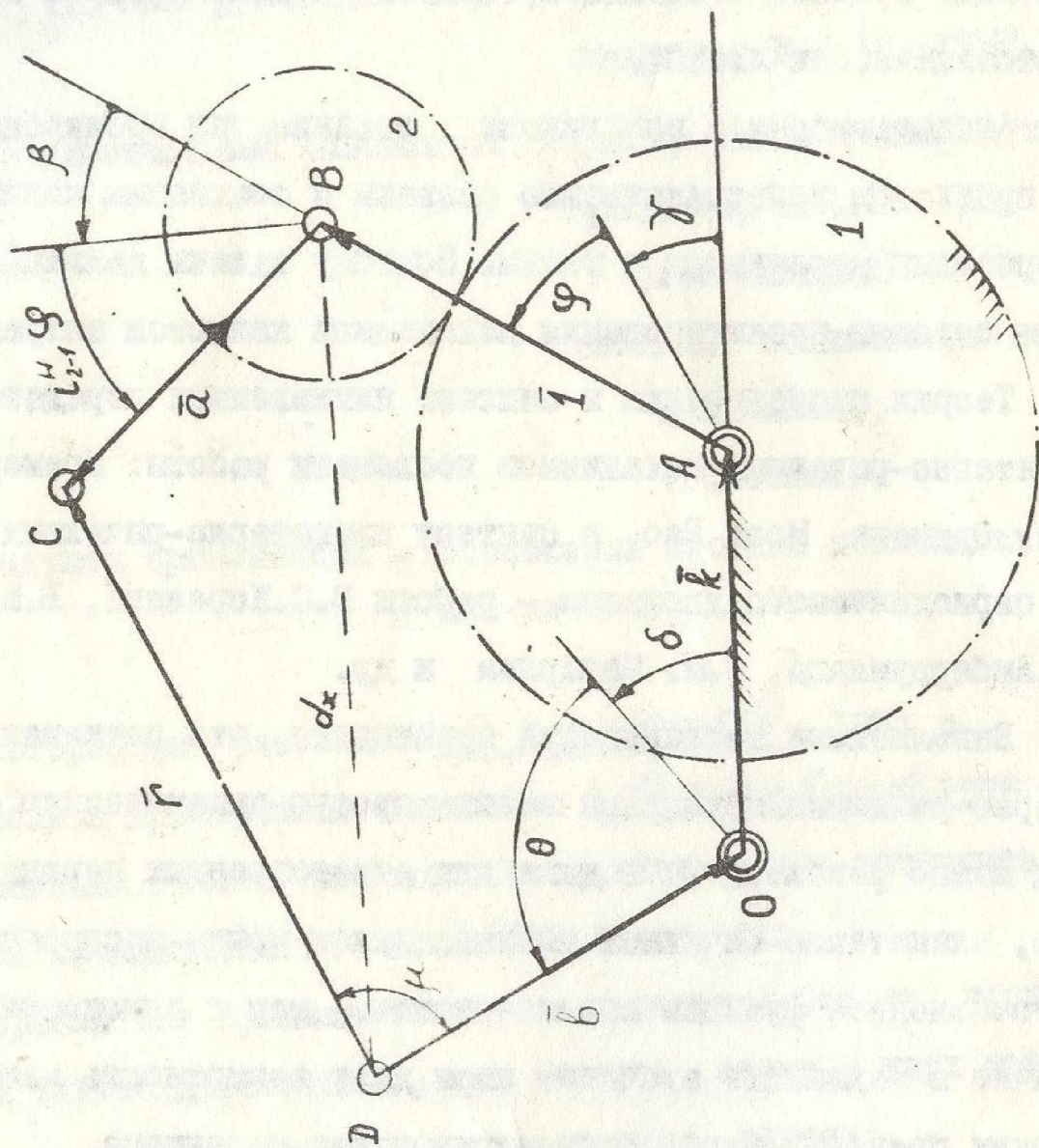


Рис. 1

является трехзвенный планетарный механизм, к стойке и сателлиту которого присоединена трехшарнирная двухповоховая группа.

Во введении излагается цель диссертационной работы и показана актуальность кинематического проектирования пятизвенных планетарно-рычажных механизмов.

Первая глава посвящена обзору литературных источников.

Из обзора трудов: И.И.Артоболовского, В.Я.Балецкого, В.И.Доронина, В.С.Карелина, П.А.Лебедева, Н.И.Левитского, Моэн Рао, Е.П.Новодворского, Э.Е.Пейсаха, И.Ш.Пинскера, Крамера, Сандора, Ф.Фрейдентейна, П.Д.Чебышева, С.А.Черкудинова, Эрдмана и других ученых, приведенного в первой главе, видно, что вопросы синтеза пятизвенных планетарно-рычажных механизмов развиты недостаточно. Многие задачи синтеза еще остаются нерешенными, а именно: синтез передаточного механизма с учетом угла передачи, механизма с чертящей точкой, механизма с остановкой конечной продолжительности и механизма с приближенно-постоянным углом передачи.

Во второй главе изложено решение задачи синтеза пятизвенного передаточного планетарно-рычажного механизма по трем, четырем и пяти параметрам схемы.

Для получения аналитической зависимости между углом поворота ведущего звена (независимой переменной) и параметрами кинематической схемы механизма рассматривается векторный контур механизма (рис.1), на основе которого получено

$$\frac{r^2 (a^2 + b^2 + 1 + k^2)}{2} + b k \cos(\alpha + \delta) +$$

$$+ B \left\{ \cos[(\theta + \delta) - (\varphi + \gamma)] + a \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma + \beta - (\theta + \delta)] \right\} - k \left\{ \cos(\varphi + \gamma) + a \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma + \beta] \right\} - a \cos(i_{2-1}^H \varphi + \beta) = 0. \quad (I)$$

Установлены зависимости между отклонением угла поворота ведомого звена и взвешенной разностью.

Известно, что для улучшения динамических характеристик механизма, необходимо ограничить величину угла передачи. Получена формула, дающая возможность вычислить в каждом положении ведущего звена величину угла передачи и этим самым накладывать дополнительные условия на ее значение.

Для определения отклонения угла поворота ведомого звена от заданного значения уравнение (I) приведено к следующему виду:

$$(C - B) \operatorname{tg}^2 \frac{\theta_u + \delta}{2} + 2A \operatorname{tg} \frac{\theta_u + \delta}{2} + B + C = 0, \quad (2)$$

где

$$A = B \left\{ \sin(\varphi + \gamma) + a \sin[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma + \beta] \right\},$$

$$B = B \left\{ k + \cos(\varphi + \gamma) + a \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma + \beta] \right\},$$

$$C = \frac{r^2(a^2 + b^2 + 1 + k^2)}{2} - k \cos(\varphi + \gamma) -$$

$$- a k \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma + \beta] - a \cos(i_{2-1}^H \varphi + \beta). \quad (3)$$

Из квадратного уравнения (2) можно вычислить истинное значение угла θ_u поворота ведомого звена. Зная задан-

ное и истинное значения угла θ , можно определить отклонения Δ_θ .

Для получения условия существования кривошипа в механизме рассматривается условный четырехзвенник $ABDO$ (см. рис. I) с переменной длиной звена BD .

Установлено, что для существования двух кривошипов AB и OD в механизме, необходимо соблюдать следующую систему неравенств:

$$\begin{aligned} k+1 &< b+r-a; \\ k+r &< b+1-a; \\ k+b &< 1+r-a; \end{aligned} \quad (4)$$

а для существования одного кривошипа AB -

$$\begin{aligned} 1+k &< b+r-a; \\ 1+b &< k+r-a; \\ 1+r &< b+k-a. \end{aligned} \quad (5)$$

Кроме того, исходя из конструктивных соображений, длины звеньев механизма должны находиться в определенных пределах L и $\frac{1}{L}$. Поэтому приводятся условия допускаемого соотношения между длинами звеньев механизма.

Эти соотношения имеют вид:

для двухкривошипного пятизвенного планетарно-рычажного механизма:

$$1 \leq \frac{1}{L} ; \quad k < 1 ;$$

$$r+a \leq \frac{1}{L} ; \quad k < r-a ; \quad (6)$$

$$b \leq \frac{1}{L} ; \quad k < b ;$$

для кривошипно-коромыслового механизма

$$1 \geq L ; \quad 1 < r-a ;$$

$$1 \geq Lb ; \quad 1 < b ; \quad (7)$$

$$1 \geq L(r+a) ; \quad 1 < k.$$

При синтезе пятизвенного планетарно-рычажного механизма уравнение (I) для определения трех, четырех и пяти параметров представлено в виде соответствующих полиномов.

Так, для определения пяти параметров схемы механизма: b, k, r, δ и γ (параметры: a, β и i_{2-1}^H считаем известными) уравнение (I) представлено в виде следующего полинома:

$$\begin{aligned} p_0 + f_0(\varphi) + p_1 f_1(\varphi) + p_2 f_2(\varphi) + p_3 f_3(\varphi) + \\ + p_4 f_4(\varphi) + p_5 f_5(\varphi) + p_6 f_6(\varphi) = 0, \end{aligned} \quad (8)$$

где

$$f_0(\varphi) = a \cos[i_{2-1}^H \varphi + \beta],$$

$$f_1(\varphi) = \cos(\theta - \varphi) + a \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \beta - \theta],$$

$$f_2(\varphi) = \sin(\theta - \varphi) - a \sin[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \beta - \theta],$$

$$f_3(\varphi) = -\left\{ \cos \varphi + a \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \beta] \right\}; \quad (9)$$

$$f_4(\varphi) = \sin \varphi + a \sin[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \beta],$$

$$f_5(\varphi) = \cos \theta;$$

$$f_6(\varphi) = -\sin \theta;$$

$$p_0 = \frac{r^2(a^2 + b^2 + k^2 + 1)}{2};$$

$$p_1 = b \cos(\gamma - \delta); \quad p_2 = b \sin(\gamma - \delta);$$

(10)

$$p_3 = k \cos \gamma; \quad p_4 = k \sin \gamma;$$

$$p_5 = p_1 p_3 + p_2 p_4; \quad p_6 = p_1 p_4 - p_2 p_3$$

Для вычисления неизвестных коэффициентов $p_0; p_1$,

p_2, p_3 и p_4 использован метод интерполяционного приближения функций с простыми узлами, положения которых выбираем по Чебышеву.

На основании полинома (8) получена система из пяти нелинейных уравнений

$$\rho_0 + f_0(\varphi_j) + \rho_1 f_1(\varphi_j) + \rho_2 f_2(\varphi_j) + \dots + \rho_6 f_6(\varphi_j) = 0. \quad (II)$$

$$(j = 1, 2, 3, 4, 5)$$

Решая систему уравнений (II) на ЭМ находим коэффициенты полинома (8), а параметры механизма вычисляем из соотношений (10). Выполненные расчеты показывают, что пятизванный передаточный планетарно-рычажный механизм воспроизводит различные заданные функции с достаточной для практики точностью.

В третьей главе рассматривается решение задачи синтеза передаточного планетарно-рычажного механизма с учетом угла передачи в одном из положений его звеньев.

При передаче механизмом больших усилий требуется ограничить значение угла передачи. Работы Е.П. Новоградского, И.Ш. Пинскера, С.А. Черкудинова и Н.В. Сперанского показывают, что для обеспечения допускаемого угла передачи в четырехзвеннике на всем интервале приближения можно задаваться значением угла в положении, соответствующем одному из интерполяционных узлов.

Уравнение, с помощью которого можно учесть величину угла передачи движения в одном из положений звеньев передаточного механизма, получено на основе векторного контура (см. рис. I).

$$\begin{aligned} & \frac{a^2 + k^2 + r^2 - b^2}{2} + bk \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \beta + \gamma] + \\ & + k \cos(\varphi + \gamma) + rk \cos(\mu + \theta + \delta) + a \cos(i_{2-1}^H \varphi + \beta) + \\ & + r \cos[(\varphi + \gamma) - (\mu + \theta + \delta)] + ar \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \\ & + \beta + \gamma - (\mu + \theta + \delta)] = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

При этом могут быть вычислены четыре или пять параметров схемы механизма.

При определении пяти параметров: b , r , k , γ и δ (параметры: a , β и i_{2-1}^H считаем известными) схемы механизма уравнение (12) приводим к следующему виду:

$$\begin{aligned} & \bar{p}_0 + \bar{f}_0(\varphi) + \bar{p}_1 \bar{f}_1(\varphi) + \bar{p}_2 \bar{f}_2(\varphi) + \bar{p}_3 \bar{f}_3(\varphi) + \\ & + \bar{p}_4 \bar{f}_4(\varphi) + \bar{p}_5 \bar{f}_5(\varphi) + \bar{p}_6 \bar{f}_6(\varphi) = 0, \end{aligned} \quad (13)$$

где $\bar{f}_0(\varphi) = a \cos(i_{2-1}^H \varphi + \beta)$;

$$\bar{f}_1(\varphi) = \cos(\varphi - \mu - \theta) + a \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \beta - \mu - \theta];$$

$$\bar{f}_2(\varphi) = \sin(\mu + \theta - \varphi) - a \sin[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \beta - \mu - \theta];$$

$$\bar{f}_3(\varphi) = \cos \varphi + a \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \beta]; \quad (14)$$

$$\bar{f}_4(\varphi) = -\{\sin \varphi + a \sin[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \beta]\};$$

$$\bar{f}_5(\varphi) = \cos(\mu + \theta);$$

$$\bar{f}_6(\varphi) = -\sin(\mu + \theta);$$

$$\bar{\rho}_0 = \frac{a^2 + k^2 + 1 + r^2 - \delta^2}{2}$$

$$\bar{\rho}_1 = r \cos(\gamma - \delta);$$

$$\bar{\rho}_2 = r \sin(\gamma - \delta);$$

$$\bar{\rho}_3 = k \cos \gamma;$$

$$\bar{\rho}_4 = k \sin \gamma;$$

$$\bar{\rho}_5 = \bar{\rho}_1 \bar{\rho}_3 + \bar{\rho}_2 \bar{\rho}_4;$$

$$\bar{\rho}_6 = \bar{\rho}_1 \bar{\rho}_4 - \bar{\rho}_2 \bar{\rho}_3$$

(15)

Зависимости между коэффициентами полиномов (8) и (13)

имеют вид:

$$\bar{\rho}_0 = \rho_3^2 + \rho_4^2 + a^2 + 1 + \rho_0;$$

$$\bar{\rho}_1 = \rho_1 \rho_7, \quad \bar{\rho}_2 = \rho_2 \rho_7;$$

$$\bar{\rho}_3 = \rho_3; \quad \bar{\rho}_4 = \rho_4;$$

$$\bar{\rho}_5 = (\rho_1 \rho_3 + \rho_2 \rho_4) \rho_7;$$

$$\bar{\rho}_6 = (\rho_1 \rho_4 - \rho_2 \rho_3) \rho_7;$$

$$\rho_7 = \sqrt{\frac{\bar{\rho}_1^2 + \bar{\rho}_2^2 + \bar{\rho}_3^2 + \bar{\rho}_4^2 + a^2 + 1 + 2\rho_0}{\rho_1^2 + \rho_2^2}}$$

(16)

Итак, составляем систему из пяти уравнений. Четыре - из них получаем на основании полинома (8) (при заданных соответствующих значениях величин φ_j и θ_j), а одно - это полином (13) (при заданных значениях φ , θ и μ в любом из четырех узлов).

Система уравнений при этом имеет вид:

$$p_0 + f_0(\varphi_j) + p_1 f_1(\varphi_j) + p_2 f_2(\varphi_j) + \dots + p_6 f_6(\varphi_j) = 0,$$

(17)

$$\bar{p}_0 + \bar{f}_0(\varphi_j) + \bar{p}_1 \bar{f}_1(\varphi_j) + \bar{p}_2 \bar{f}_2(\varphi_j) + \dots + \bar{p}_6 \bar{f}_6(\varphi_j) = 0.$$

$$(j = 1, 2, 3, 4)$$

При решении задач система нелинейных уравнений (17) с учетом зависимостей (16) решалась на ЭВМ итерационным методом Ньютона по стандартной программе.

После определения значений коэффициентов p_0, p_1, p_2, p_3 и p_4 искомые параметры механизма вычислялись из уравнений (10). Отклонения угла поворота ведомого звена вычислялись по формуле (2).

В четвертой главе рассматривается задача синтеза пятизвенного планетарно-рычажного механизма с заданным движением чертящей точки.

Отмечается, что при проектировании некоторых исполнительных механизмов машин-автоматов иногда необходимо, чтобы одна из точек (чертящая точка) патуна механизма перемещалась по заданной траектории и одновременно по заданному закону.

В этом случае искомые параметры механизма определяются из условий малого отклонения от нуля двух функций: отклонения шатунной кривой от заданной траектории и отклонения значе- ний воспроизводимой функции от заданной.

Согласно рис.2 с учетом свойств планетарного механизма имеем

$$(k + a \cos \varphi_1 - x_c)^2 + (a \sin \varphi_1 - y_c)^2 - h^2 = 0, \quad (18)$$

где

$$\varphi_1 = (i_{2-1}^H + 1) \varphi + \beta + \varphi_0.$$

Выражая координаты точки C через координаты точки M (см. рис.2) и используя рекуррентные соотношения, полу- ченные Н.И.Левитским, после преобразований получены соответ- ствующие полиномы для определения трех, четырех и пяти пара- метров схемы механизма. Затем составлены системы уравнений, из которых вычисляются значения коэффициентов полиномов. Дается оценка точности воспроизводимых траектории и функции. При этом отклонения заданной и воспроизводимой траекторий определяются по направлению нормали к траектории, а отклонения заданной и воспроизводимой функции - разностью истинной и заданной зна- чениями.

Пятая глава посвящена синтезу пятизвенного планетарно- рычажного механизма с остановкой ведомого звена конечной про- должительности.

Для получения уравнения кинематической схемы механизма принимается, что в выражении (I) значение угла $\theta = 0$.

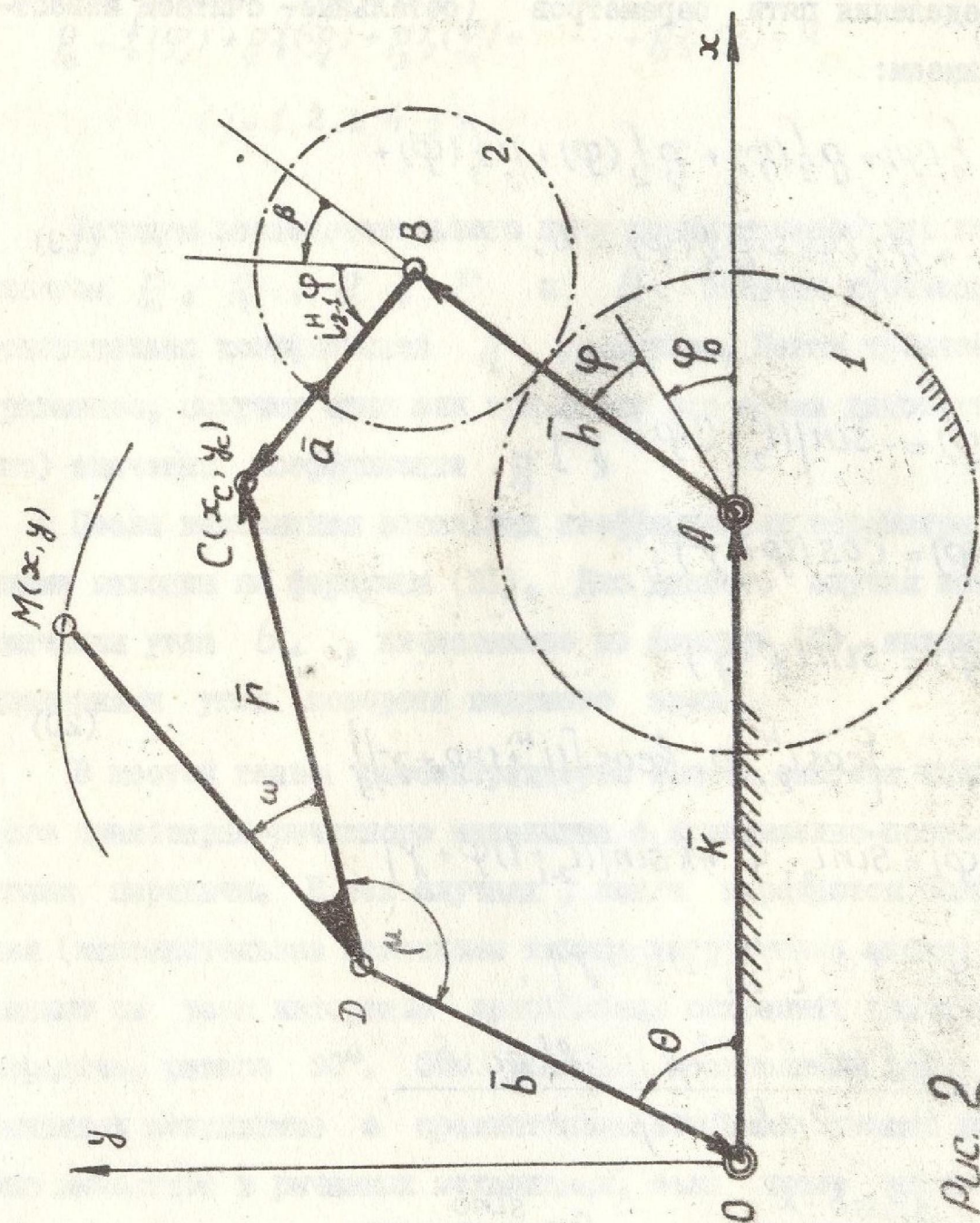


Рис. 2

Для вычисления трех, четырех и пяти параметров схемы механизма получены соответствующие полиномы. В частности, для определения пяти параметров (остальные — считаем известными) имеем:

$$\rho_0 + f_0(\varphi) + \rho_1 f_1(\varphi) + \rho_2 f_2(\varphi) + \rho_3 f_3(\varphi) + \rho_4 f_4(\varphi) + \rho_5 f_5(\varphi) = 0, \quad (19)$$

где

$$\begin{aligned} f_0(\varphi) &= -\sin[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma], \\ f_1(\varphi) &= \cos(\varphi + \gamma); \\ f_2(\varphi) &= \sin(\varphi + \gamma); \\ f_3(\varphi) &= -\left\{ \cos i_{2-1}^H \varphi + k \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma] \right\}; \\ f_4(\varphi) &= \sin i_{2-1}^H \varphi + k \sin[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma]; \\ f_5(\varphi) &= \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma], \end{aligned} \quad (20)$$

$$\rho_0 = \frac{r_-^2 (a^2 + b^2 + k^2 + 1) + 2bk \cos \delta}{2ab \sin(\beta - \delta)};$$

$$\rho_1 = \frac{b \cos \delta - k}{ab \sin(\beta - \delta)}; \quad \rho_2 = \frac{\sin \delta}{a \sin(\beta - \delta)};$$

$$\rho_3 = \frac{\cos \beta}{b \sin(\beta - \delta)}; \quad \rho_4 = \frac{\sin \beta}{b \sin(\beta - \delta)};$$

$$\rho_5 = \frac{(\rho_1 + k)\rho_3 + \rho_2 \rho_4}{(\rho_1 + k)\rho_4 - \rho_2 \rho_3}. \quad (21)$$

На основании полинома (19), задаваясь ^{любыми} ~~полюсами~~ уз-
лов интерполяции, получаем систему из пяти уравнений.

$$\rho_0 + f_0(\varphi_j) + \rho_1 f_1(\varphi_j) + \rho_2 f_2(\varphi_j) + \dots + \rho_5 f_5(\varphi_j) = 0. \quad (22)$$

$$(j = 1, 2, 3, 4, 5)$$

Методом последовательного исключения неизвестных коэффи-
циентов $\rho_0, \rho_2, \rho_3, \rho_4$ и ρ_5 получим кубическое
относительно коэффициента ρ_1 уравнение. Решая кубическое
уравнение, получим один или три (если все корни действитель-
ные) значения коэффициента ρ_1 .

После вычисления остальных коэффициентов параметры меха-
низма находим по формулам (21). Для данного случая истинные
значения угла θ_u , вычисляемые по формуле (2), являются от-
клонениями угла поворота ведомого звена.

В шестой главе рассматривается задача синтеза пятизвен-
ного планетарно-рычажного механизма с приближенно-постоянным
углом передачи. В тех случаях, когда передаются большие уси-
лия (исполнительные механизмы тяжело нагруженных машин), необ-
ходимо на всем интервале приближения сохранить значение угла
передачи, равное 90° . Это условие невыполнимо для кулачково-
рычажных механизмов с сравнительно большими углами размаха,
оно выполнимо в рычажных механизмах, если число их звеньев
больше или равно шести. Как показано ниже, это условие вы-
полнимо также в пятизвенном планетарно-рычажном механизме.

Уравнение кинематической схемы механизма, на основе кото-
рого можно определить параметры такого механизма, как это
следует из схемы механизма (рис.3) имеет вид:



с. в. 12422
V 012 422

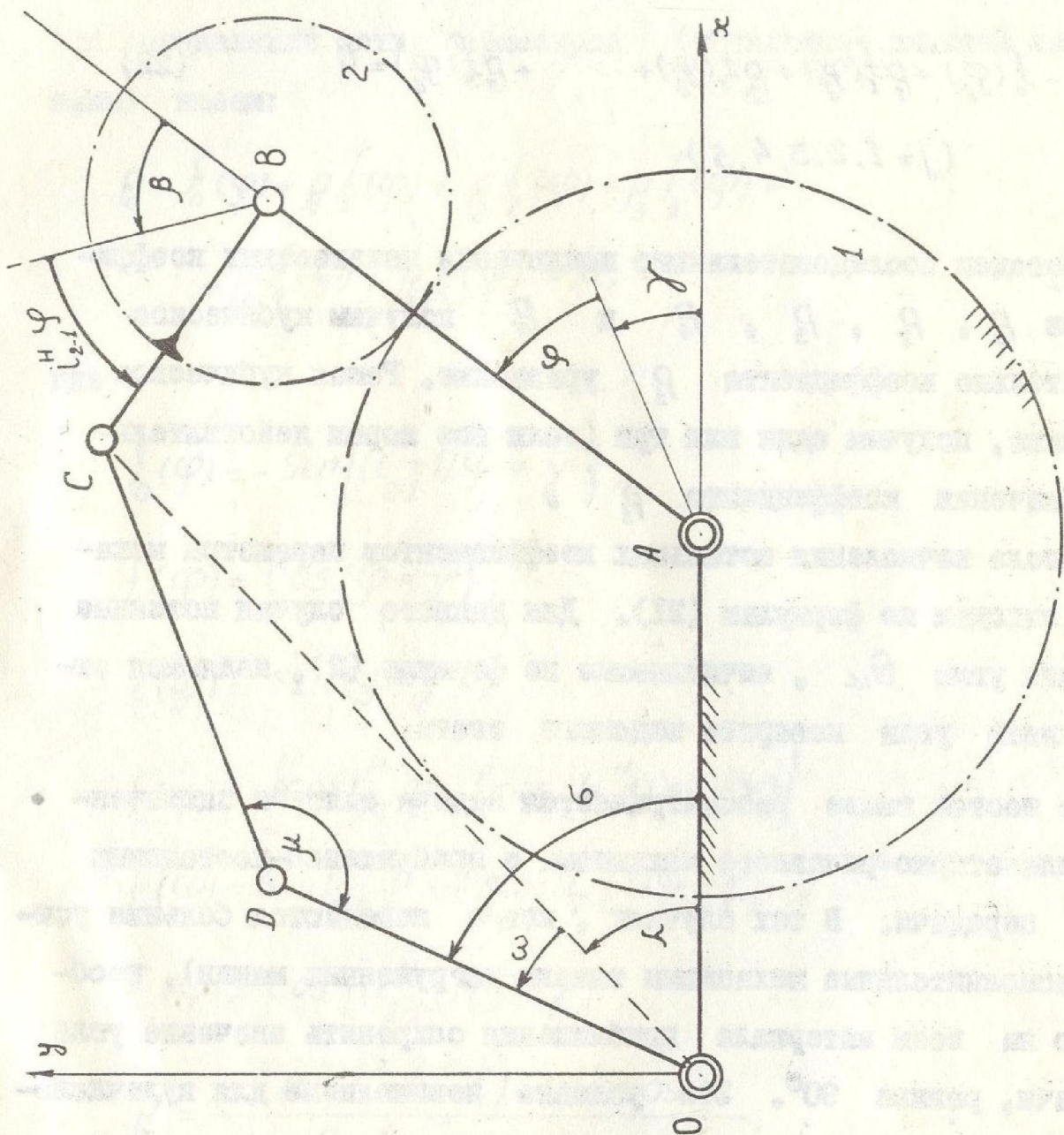


Рис. 3

$$\frac{b^2 + r^2 - a^2 - k^2 - 1}{2} - br \cos \mu - k \cos(\varphi + \gamma) -$$

$$- ak \cos[(i_{2-1}^H + 1)\varphi + \gamma + \beta] - a \cos(i_{2-1}^H \varphi + \beta) = 0. \quad (23)$$

Для определения трех, четырех и пяти параметров схемы механизма уравнение (23) представлено в виде соответствующих полиномов.

При вычислении пяти параметров: a , b , k , β и γ (параметры: r , i_{2-1}^H и μ считаем известными) механизма имеем следующий полином:

$$p_0 + f_0(\varphi) + p_1 f_1(\varphi) + p_2 f_2(\varphi) + p_3 f_3(\varphi) +$$

$$+ p_4 f_4(\varphi) + p_5 f_5(\varphi) = 0. \quad (24)$$

где

$$f_0(\varphi) = \sin(i_{2-1}^H + 1)\varphi;$$

$$f_1(\varphi) = -\cos \varphi;$$

$$f_2(\varphi) = \sin \varphi;$$

$$f_3(\varphi) = -\cos i_{2-1}^H \varphi;$$

$$f_4(\varphi) = \sin i_{2-1}^H \varphi;$$

$$f_5(\varphi) = -\cos(i_{2-1}^H + 1)\varphi;$$

(25)

$$\rho_0 = \frac{b^2 + r^2 - a^2 - k^2 - 1 - 2br \cos \mu}{2ak \sin(\gamma + \beta)};$$

$$\rho_1 = \frac{\cos \gamma}{a \sin(\gamma + \beta)}$$

$$\rho_2 = \frac{\sin \gamma}{a \sin(\gamma + \beta)};$$

$$\rho_3 = \frac{\cos \beta}{k \sin(\gamma + \beta)}; \quad (26)$$

$$\rho_4 = \frac{\sin \beta}{k \sin(\gamma + \beta)};$$

$$\rho_5 = \frac{\rho_1 \rho_3 - \rho_2 \rho_4}{\rho_2 \rho_3 + \rho_1 \rho_4}.$$

На основании полинома (24) и выбора положений узлов интерполяции получена система из пяти уравнений

$$\rho_0 + f_0(\varphi_j) + \rho_1 f_1(\varphi_j) + \rho_2 f_2(\varphi_j) + \dots + \rho_5 f_5(\varphi_j) = 0. \quad (27)$$

$$(j = 1, 2, 3, 4, 5)$$

Последовательным исключением неизвестных коэффициентов ρ_0 , ρ_2 , ρ_3 , ρ_4 и ρ_5 получим кубическое относительно коэффициента ρ_1 уравнение. После определения коэффи-

ентов $\rho_0, \rho_1, \rho_2, \rho_3$ и ρ_4 параметры механизма находим из уравнений (26). Угол размаха ведомого звена вычисляем по формуле

$$\beta_m = \beta_2 - \beta_1, \quad (28)$$

где β_2 и β_1 - значения угла β (см. рис. 3) в конце и в начале рассматриваемого участка. Отклонения угла передачи μ находим из разности истинного и заданного его значений.

Расчеты показали, что угол передачи на участке приближения изменяется незначительно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В диссертации изложен аналитический метод проектирования пятизвенного планетарно-рычажного механизма по различным условиям.

2. Решены задачи синтеза схемы механизма по трем, четырем и пяти параметрам:

- а) передаточного механизма;
- б) передаточного механизма с учетом угла передачи движения;
- в) механизма с чертящей точкой;
- г) механизма с остановкой ведомого звена конечной продолжительности;
- д) механизма с приближенно-постоянным углом передачи движения.

3. Большое число параметров схемы пятизвенного планетарно-рычажного механизма позволяет часть их выбрать по конструктивным соображениям, а также варьировать их.

4. Все задачи решены методом интерполяционного приближения функций с простыми узлами. При этом, как показали приведенные в работе расчеты, обеспечивается достаточная для практики точность как при воспроизведении заданной функции, так и заданной траектории (синтез с чертящей точкой и с остановкой).

5. Во всех рассматриваемых случаях синтеза пятизвеного планетарно-рычажного механизма соответствующие аналитические выражения представлены в таком виде, что решения легко производится ЭВМ.

6. Пятизвеновый планетарно-рычажный механизм, воспроизводящий линейную функцию в отличие от шарнирного четырехзвенника проворачивающийся.

Основные положения диссертации доложены на XXXIII (1972) и XXXIV (1974) научных конференциях Одесского технологического технологического института им. М.В.Ломоносова и на заседаниях Одесского филиала семинара по ТММ института машиноведения АН СССР (январь 1973 г.) и (февраль 1974 г.).

По материалам диссертации опубликованы следующие статьи:

1. Синтез пятизвенового передаточного ^{зубчатого} планетарно-рычажного механизма. Известия АН Арм.ССР, серия технических наук, XXVI, I, 1973.

2. Зубчато-рычажный механизм с постоянным углом передачи. Промышленность Армении, 6, 1974 г.