

Автор ер.
М 44

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ имени М.В.ЛОМОНОСОВА

Н.Т. МОНАШКО

СИНТЕЗ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ШЕСТИЗВЕННЫХ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ПОВОРОТА
МАШИН-АВТОМАТОВ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

(05.021 - 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

Одесса - 1971

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ имени М.В.ЛОМОНОСОВА

Н.Т. МОНАШКО

Переучет 1987

СИНТЕЗ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ШЕСТИЗВЕННЫХ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ПОВОРОТА
МАШИН-АВТОМАТОВ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

(05.021 - Теория механизмов, машин и автоматических
линий)

ОНАХТ 13.09.12
Синтез пространствен



v011792

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

к.б. 11792

Одесский технологический
институт пищевой промыш-
ленности им. М.В. Ломоносова

Б И Б Л И О Т Е К А

Одесса - 1971

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.А.Лебедев,
доктор технических наук, профессор К.Х.Шахбазян.

Ведущая организация – УкрНИПродмаш УССР.

Автореферат разослан " " _____ 1971 г.

Защита диссертации состоится " " _____ 1971 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

Л.ЗАПОРОЖЕЦ

В программе КПСС подчеркивается, что главной экономической задачей партии и советского народа является создание в нашей стране материально-технической базы коммунизма. Решение этой задачи требует осуществления комплексной механизации и автоматизации производственных процессов всех отраслей народного хозяйства, в том числе и пищевой промышленности.

В машинах-автоматах пищевых производств для воспроизведения одностороннего периодического вращения рабочих органов нашли широкое применение трехзвенные с высшими кинематическими парами механизмы: мальтийские, храповые, звездчатые, цевочные, зубчатые с неполным числом зубьев, а также пространственные кулачковые. Однако во многих случаях целесообразнее применять для этого рычажные механизмы, поэтому теории и расчету рычажных механизмов периодического поворота уделяется в последнее время большое внимание.

В результате разработаны инженерные методы проектирования плоских рычажных механизмов периодического одностороннего поворота.

Диссертация посвящена аналитическому синтезу пространственных рычажных механизмов, воспроизводящих периодический односторонний поворот и удовлетворяющих дополнительным условиям. Эти условия заключаются в ограничении: углов давления, относительных длин звеньев и максимального углового отклонения ведомого кривошипа в период выстоя.

Работа состоит из введения, трех глав, заключения и приложений.

Первая глава посвящена обзору литературы по синтезу рычажных (шестизвенного двухкривошипного, шести-, семи- и восьмизвенного трехкривошипных; семизвенного с несколько выстоями ведомого кривошипа за один оборот ведущего кривошипа) и зубчато-рычажных механизмов периодического одностороннего поворота.

На основании указанного обзора сделан вывод, что во всех работах по синтезу механизмов периодического поворота (Л.Б.Майсюка, А.И.Мохнатюка, Л.К.Самойленко, А.С.Су -

прунова, С.А.Черкудинова, А.С.Шашкина, И.И.Щербы и других авторов) разрабатывались методы синтеза исключительно плоских механизмов.

По синтезу пространственных рычажных механизмов имеется ряд работ (Г.Д.Ананова, В.Я.Белецкого, В.Д.Иванова, П.А.Лебедева, Н.И.Левитского, В.П.Полухина, К.Х.Шахбазяна и других авторов), но ни в одной из них не ставилась задача синтеза механизмов с периодическим одностронним поворотом ведомого звена. Она впервые рассмотрена в предлагаемой работе.

Задача решена аналитическим методом, основанном на использовании метода матриц 4-го порядка и метода приближения функции. Метод матриц выбран потому, что он значительно проще других столь же эффективных аналитических методов анализа и синтеза пространственных механизмов, но основанных на иных видах исчисления.

Во второй главе приведены основные сведения о методе матриц 4-го порядка и показано, как с помощью указанного метода получить матричные уравнения замкнутых контуров пространственных четырех- и шестизвенных рычажных цепей.

В третьей главе изложены следующие вопросы.

Общие положения. Передачу вращения между пересекающимися осями с периодическим поворотом ведомого звена можно осуществить пространственными рычажными шестизвенными меха-

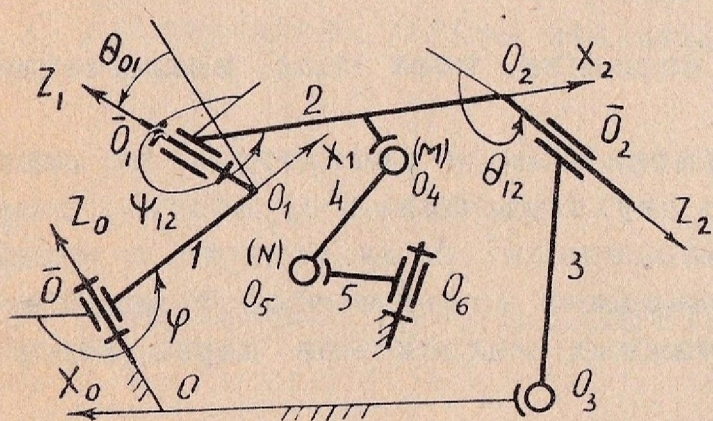


Рис. 1.

низмами. Механизм, показанный на рис. 1, образован присоединением к базисному механизму пространственному четырехзвеннику $O O_1 O_2 O_3$ с двумя вращательными O и O_1 , цилиндрической O_2 и шаровой O_3 кинематическими па-

рами - двухповодковой группы $O_4O_5O_6$ с одной вращательной O_6 и двумя шаровыми O_4 и O_5 кинематическими парами.

При вращении ведущего кривошипа 1 механизма в пределах угла Φ (угла выстоя), соответствующего заданной длительности остановки ведомого звена, шатунная точка M описывает кривую, лежащую приблизительно на сфере радиуса $R = O_4O_5$, и центр шаровой пары O_5 совпадает с центром N сферы, поэтому ведомое звено 5 остается приблизительно неподвижным.

За один оборот ведущего кривошипа 1 ведомое звено 5 также совершает полный оборот.

На рис. 1 показаны правые системы координат $O_0X_0(Y_0)Z_0$, $O_1X_1(Y_1)Z_1$ и $O_2X_2(Y_2)Z_2$, связанные со звеньями механизма; φ - угол поворота кривошипа 1 относительно оси O_0X_0 ; θ_{01} , θ_{12} , ψ_{12} - углы соответственно между осями O_0Z_0 и O_1Z_1 , O_1Z_1 и O_2Z_2 , O_1X_1 и O_2X_2 . Обозначим: a , b , c - координаты точки M в системе $O_2X_2(Y_2)Z_2$; X_M , Y_M , Z_M , X_N , Y_N , Z_N - координаты соответственно точек M и N в системе $O_0X_0(Y_0)Z_0$; $O_0O_1 = l_0$, $O_1O_2 = l_1$, $O_1O_3 = h_{12}$, $O_2O_3 = h_{23}$, $O_3O_4 = h_{30}$.

Приняв $O_1O_1 = 1$, имеем четырнадцать неизвестных параметров направляющего по сфере механизма: l_0 , l_1 , h_{12} , h_{23} , h_{30} , θ_{01} , θ_{12} , ψ_{12} , X_N , Y_N , Z_N , R , a , b , c .

Взаимосвязь между координатами точки M в системе $O_0X_0(Y_0)Z_0$ и $O_2X_2(Y_2)Z_2$ выражается следующим уравнением

$$\begin{vmatrix} 1 \\ X_M \\ Y_M \\ Z_M \end{vmatrix} = M_{01} M_{12} \begin{vmatrix} 1 \\ a \\ b \\ c \end{vmatrix} \quad (*) \quad (1)$$

Траектория точки M в период остановки должна располагаться на сфере. В таком случае её уравнение в принятых обозначениях имеет вид

$$(X_M - X_N)^2 + (Y_M - Y_N)^2 + (Z_M - Z_N)^2 = R^2 \quad (2)$$

*) M_{ij} - матрица преобразования j -ой системы координат в i -ую

Подставив в это уравнение значения координат X_M, Y_M, Z_M согласно (1), после преобразований получим уравнение схемы механизма.

Анализ этого уравнения показывает, что значения параметров $l_0, l_1, h_{12}, h_{30}, h_{23}, \theta_{01}, \theta_{12}$ целесообразно определять путем решения задачи синтеза пространственного четырехзвенного механизма. Значения же параметров $X_N, Y_N, Z_N, R, a, b, c$ могут быть найдены при помощи известных методов приближения функции положения звеньев механизма. Для этого уравнение схемы механизма приводим к следующему виду:

$$P_1 + P_2 f_2(\varphi) + P_3 f_3(\varphi) + \dots + P_7 f_7(\varphi) + P_6 P_7 f_8(\varphi) + f_9(\varphi) = 0, \quad (3)$$

где

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{1}{2} K \{ X_N^2 + Y_N^2 + 2(b \sin \theta_{12} + c \cos \theta_{12}) \times \\ &\quad \times [l_1 - (Z_N - l_0) \cos \theta_{01}] - 2(Z_N - l_0) l_1 \times \\ &\quad \times \cos \theta_{01} - R^2 + b^2 + c^2 + z^2 + l_1^2 + (Z_N - l_0)^2 \}, \\ P_2 &= K(Y_N L - X_N), \quad P_3 = -K(X_N L + Y_N), \\ P_4 &= -K(z S + T), \quad P_5 = -K(T S - z), \\ P_6 &= \frac{T}{S}, \quad P_7 = -\frac{Y_N}{X_N}, \quad K = \frac{1}{z X_N}, \\ L &= (b \sin \theta_{12} + c \cos \theta_{12}) \sin \theta_{01} + l_1, \\ S &= (Z_N - l_0) \sin \theta_{01}, \quad z = h_{12} + a, \\ T &= b \cos \theta_{12} - c \sin \theta_{12} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned}
 f_2(\varphi) &= \cos \varphi, \quad f_3(\varphi) = \sin \varphi, \quad f_4(\varphi) = \sin \varphi, \\
 f_5(\varphi) &= \cos \varphi, \\
 f_6(\varphi) &= \cos \varphi \sin \psi_{12} + \cos \theta_{01} \sin \varphi \cos \psi_{12}, \\
 f_7(\varphi) &= \sin \varphi \sin \psi_{12} + \cos \theta_{01} \cos \varphi \sin \psi_{12}, \\
 f_8(\varphi) &= \sin \varphi \sin \psi_{12} - \cos \theta_{01} \cos \varphi \cos \psi_{12}, \\
 f_9(\varphi) &= \cos \theta_{01} \sin \varphi \sin \psi_{12} - \cos \varphi \cos \psi_{12}
 \end{aligned} \right\} (5)$$

(Угол ψ_{12} , который содержится в функциях (5), зависит от известных параметров).

Для вычисления коэффициентов P_1, P_2, \dots, P_7 в работе использован метод интерполяционного приближения функции (3) с одним пятикратным и двумя простыми узлами. Простые узлы выбирались в точках, соответствующих началу (φ_n) и концу ($\varphi_n + \varphi$) выстоя, а пятикратный узел - в средней точке ($\varphi_p = \varphi_n + 0,5 \varphi$).

После определения коэффициентов P_1, P_2, \dots, P_7 находим из уравнений (4) координаты X_N, Y_N, Z_N, a, b, c и радиус R сферы.

Варьируя значение угла φ_n в пределах $0 \leq \varphi_n < 2\pi$, получаем семейство направляющих по сфере механизмов. Это дает возможность выбрать из полученного семейства механизмы, удовлетворяющие условию ограничения относительных размеров X_N, Y_N, Z_N, a, b, c и R .

Отметим, что полином (3) можно использовать и для определения тех же семи параметров механизма с двумя вращательными и двумя шаровыми парами, механизма Беннета-Верховского и других четырехзвенных пространственных механизмов.

В диссертации приведено решение задачи синтеза базисного механизма $00_10_20_3$ с двумя вращательными и двумя шаровыми парами (рис.2).

Определение параметров $l_0, l_1, h_{12}, h_{23}, \theta_{01}$ механизма (рис.2). На рисунке показаны правые системы координат $O_0X_0(Y_0)Z_0, O_1X_1(Y_1)Z_1, O_2X_2(Y_2)Z_2, O_3X_3(Y_3)Z_3, O_5X_5(Y_5)Z_5, O_6X_6(Y_6)Z_6$ и $O_7X_7(Y_7)Z_7$; ψ и ψ_{70} - углы поворота соответственно ведущего кривошипа 1 относительно оси O_1X_1 ; $\theta_{01}, \theta_{67}, \psi_{70}, \psi_{12}$ - углы соответственно между осями OZ_0 и O_1Z_1, OZ_0 и O_6Z_6, O_7X_7 и OX_0, O_1X_1 и O_2X_2 ; $O_2Z_2 \parallel O_1Z_1, O_3Z_3 \perp OX_0$.

Из матричного уравнения замкнутого контура $O_0O_1O_2O_3$

$$M_{01}M_{12} = M_{03}M_{32}$$

получены условия проворачиваемости механизма и формула для определения угла ψ_{12} . В работе приводятся также формулы для определения углов давления между звеньями 2 и 3.

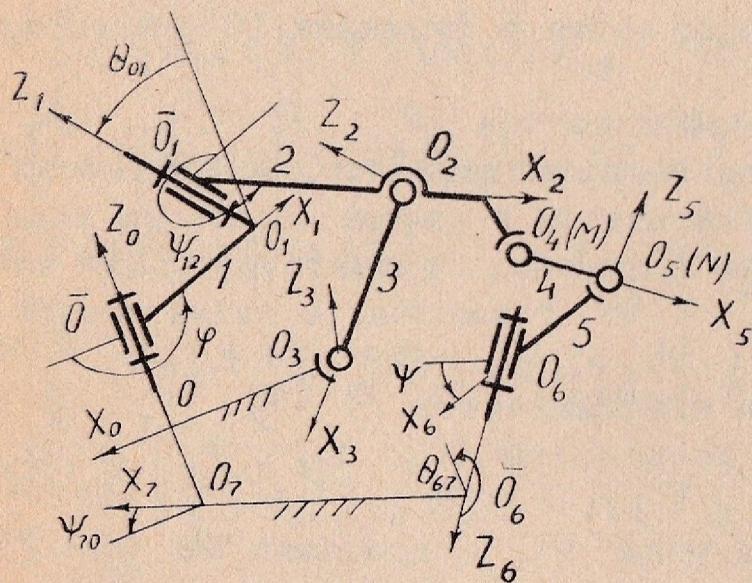


Рис.2.

При вычислении параметров базисного механизма варьировались значения относительных длин $h_{12}, h_{23}, h_{30}, l_0, l_1$ и угла θ_{01} .

Из полученного семейства выбраны механизмы, которые удовлетворяют условиям проворачиваемости и ограничения угла давления.

Синтез двухповодковой группы. При решении задачи синтеза двухповодковой группы кратчайшее расстояние $h_{67} = O_6O_7$ между осями ведущего звена 1 и ведомого звена 6, а также угол θ_{67} , под которым они перекрещиваются, заданы.

Из матричного уравнения замкнутого контура

$$M_{67}M_{70} \begin{pmatrix} 1 \\ X_M \\ Y_M \\ Z_M \end{pmatrix} = M_{65} \begin{pmatrix} 1 \\ -R \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

получены формулы для определения значений угла поворота ведомого кривошипа и найдены условия существования этого кривошипа.

В работе приведены также формулы для определения длин $l_6 = O_6 \bar{O}_6$ и $h_{56} = O_5 O_6$, угла давления и аксиального угла давления между звеньями 4 и 5. При этом значения величин ψ_{70} и $l_7 = O_7 O$, входящие в указанные формулы, варьировались, что дает возможность получить семейство пространственных рычажных механизмов периодического поворота, из которого можно выбрать механизмы по условию существования ведомого кривошипа 5, ограничения относительных длин звеньев l_6 и h_{56} , угла давления и аксиального угла давления между звеньями 4 и 5, максимального углового отклонения ведомого кривошипа в период остановки.

Решение задачи синтеза механизма при помощи ЦВМ. Разработана операторная схема программы решения задачи синтеза механизма. На печать выдаются значения параметров пространственных рычажных механизмов периодического одностороннего поворота, удовлетворяющих указанным условиям.

В результате расчетов при различных величинах h_{67} и O_{67} определяющих взаимоположение ведущей и ведомой осей, получено восемьсот пространственных механизмов с углами выстоя от 1 рад. до 4 рад^{х/}. В этих механизмах относительные длины звеньев находятся в пределах $0,3 \leq l \leq 5$, максимальные углы давления не превышают 1,2 рад., а максимальное угловое отклонение не более 0,0009 рад. При этом графики зависимости угла поворота ведомого кривошипа от угла поворота ведущего кривошипа представляют собой плавные кривые. Вид этих кривых представлен на (рис.3).

х/ В приложениях к диссертации приведены значения параметров только пятидесяти механизмов.

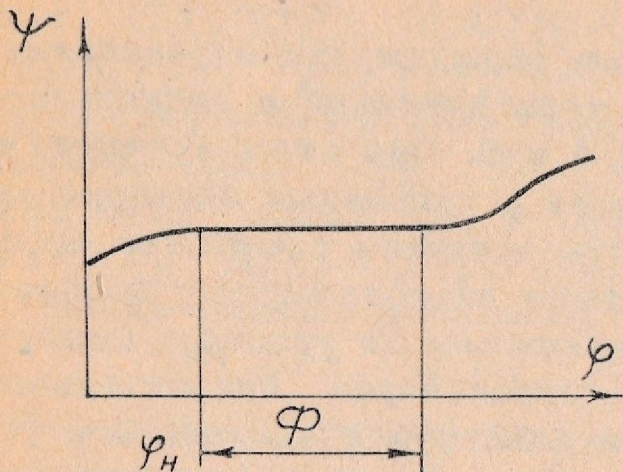


Рис.3.

В работе показано, что такие механизмы могут быть применены для привода каруселей расфасовочно-упаковочных машин-автоматов, широко применяемых в пищевой промышленности, в частности, в автомате марки АП2Б.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе получены следующие основные результаты.

1. Синтез пространственных рычажных шестизвенных механизмов периодического поворота может быть выполнен приведенным в работе аналитическим методом, основанном на использовании метода матриц 4-го порядка и метода приближения функций.

Для решения задачи синтеза надо определить параметры четырехзвенного пространственного механизма по условиям проворачиваемости, ограничения угла давления и относительных длин звеньев. Затем вычислить, используя метод приближения функции, координаты шатунной точки механизма, которая на заданном угле выстоя описывает кривую, лежащую приближенно на сфере, координаты центра сферы и её радиус.

Далее определить параметры двухповодковой группы, удовлетворяющие дополнительным условиям: существования ведомого кривошипа, ограничения его относительной длины, ограничения максимального углового отклонения в период выстоя и угла давления.

2. Приближающая функция представлена в виде нелинейного полинома с семью коэффициентами, определяя которые, находим семь искоемых параметров: три координаты шатунной точки базисного пространственного четырехзвенного механизма, которая описывает кривую, лежащую приближенно на сфере, три координаты центра сферы и её радиус.

Вычисление указанных коэффициентов осуществлено методом интерполяционного приближения с одним пятикратным и двумя простыми узлами.

3. В работе приведены операторные схемы вычислений на ЦВМ.

На печать выдаются значения параметров механизмов, которые удовлетворяют условиям существования ведущего и ведомого кривошипов, ограничения относительных длин звеньев, значений углов давлений и максимального углового отклонения ведомого кривошипа в период выстоя.

По указанным схемам нетрудно составить программу решения задачи для любой конкретной ЦВМ.

В результате расчетов, выполненных на ЦВМ „Раздан-2“, получено восемьсот пространственных рычажных механизмов одностороннего периодического поворота, удовлетворяющих указанным условиям.

4. Графики зависимости угла поворота ведомого кривошипа от угла поворота ведущего кривошипа представляют собой плавные кривые. Это означает, что на звенья механизма действуют незначительные динамические нагрузки.

5. В работе предлагается применить полученные механизмы для привода рабочих органов машин-автоматов пищевой промышленности с целью повышения их надежности и долговечности.

Содержание диссертационной работы доложено автором на XXIX и XXX научных конференциях Одесского технологического института пищевой промышленности и на заседании Одесского филиала семинара по ТММ института машиноведения АН СССР.

