

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ НА МАНИПУЛАЦИОНЕН МЕХАНИЗЪМ С ГЪВКАВО ЗВЕНО НА СПЕЦИАЛИЗИРАН РОБОТ

Венцислав Славков Светослав Савчев Витан Гълъбов

Предлага се е нов основен механизъм на манипулатор за обслужване на технологични машини, който се характеризира с опростена структура, даваща възможност за проектиране на сравнително леки, високоскоростни и ниско стойностни специализирани роботи. Съставен е механо-математичен модел за синтез и анализ на механизма, прилагането на който води до резултати, несравнимо по-добри от постигнатите до момента от други специализирани роботи, както по отношение на праволинейната трансляция на крайния ефектор в зоната на технологичната машина, така и по отношение на траекторията на характеристикната му точка.

Ключови думи: механизъм с гъвкаво звено, синтез, анализ, специализиран робот

1. Увод

Използването на универсални роботи е неоправдано икономически за относително прости технологични и спомагателни операции. Алтернатива са значително по-ниско стойностните специализирани роботи [Козьрев 1988], изградени от механизми, които освен силови функции генерират целеви движения, априори заложили при синтеза на механичната система. Пример за това е основният шарнирен четиризвенов механизъм на манипулаторите за изваждане на отливки от леярски машини. Независимо от неговите недостатъци (невъзможност за изваждане на отливки с възможно най-големи размери, ненужно повдигане на манипулирания обект при изваждане и др.) такива манипулатори се произвеждат от водещи фирми в леярското производство, вкл. българо-германската фирма SPESIMA (роботи от серията GRIPMAT).

Посочените недостатъци в значителна степен могат да бъдат отстранени от специализирани роботи, на които основният шарнирен четиризвенов механизъм е синтезиран така, че „ръката“ на робота да извършва приблизителна праволинейна трансляция, необходима за изваждане на отливки с възможно най-големи габарити без колизия с колоните на машините за леене под налягане [Гълъбов и др. 2012]. Синтезът се провежда по метод, базиран на кинематичната геометрия за синтез по безкрайно близки положения [Weuer 1953], [Геронимус 1962], [Гълъбов 1992, 1998].

Основна цел на изследването е методът [Гълъбов и др. 2012] да се приложи за съставяне на механо-математичен модел за синтез на четиризвенов манипулационен механизъм с гъвкав елемент, който да има предимства пред основния лостов механизъм на специализираните роботи-екстрактори по отношение на възможността за генериране на движение по-близко до праволинейна трансляция на крайното звено. Механизмът да има опростена структура, която да позволява проектиране на сравнително леки, високоскоростни и ниско стойностни специализирани роботи.

За синтез на механизма могат да се приложат различни методи [Hartenberg, Denavit 1964], [Hirschorn 1972], [Саркисян 1982], [Пейсах, Несторов 1988], [Angeles 1993 et al]. В повечето случаи известните методи не отчитат непрекъснатостта на генерираните криви, роговите, инфлексните и ректификуемите (плоските) точки. Затова много от синтезираните лостови механизми или не са годни за практическа употреба или намират ограничено приложение с цената на значителни компромиси.

За постигане на целта е приложен функционалният подход за структурно-метричен синтез на механизми [Гълъбов 1998], в основата на който стои оригиналната идея за представянето на структурата на манипулационните механизми като наслагване на една първична кинематична верига с други видове кинематични вериги [Galabov 1995 et al], при което се образуват управляващи предавателни механизми с релативни стойки върху подвижните звена на първичната верига. В случая управляващият предавателен механизъм представлява механизъм с коляно на входа и ролка на изхода [Андонов и др. 2002], свързани с гъвкаво звено – зъбен ремък, верига, лента или многожилно стоманено въже. Благоприятният и постоянен ъгъл на предаване на движението (90°) дава възможност за реализиране на неограничен ъглов ход на ролката, пренасяне на големи сили и моменти, сравнително висок коефициент на полезно действие и голяма дълготрайност [Гълъбов 1992].

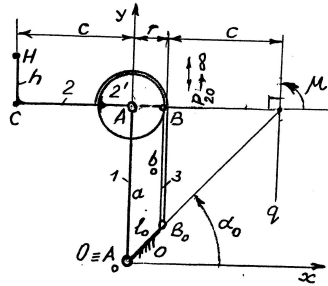
2. Структура и метричен синтез на механизма

Структурата на проектния механизъм е представена на фиг.1. Звената 1 и 2 образуват първична кинематична верига, която по дефиниция [Galabov 1995 et al] е най-късата по брой на звена верига само с низши кинематични двоици, която свързва крайния ефектор (работен инструмент или хващач) със стойката. Към звено 2 е фиксирана ролка 2У, с която контактува гъвкаво звено 3, шарнирно свързано със стойката 0. Звената 0, 1, 2У и 3 образуват управляващ предавателен механизъм, който в случая е механизъм с входно коляно (стойката 0), релативна стойка е звено 1, а изходно звено е ролката 2У. Шарнирен четиризвенов механизъм A_0, A, B, B_0 е кинематично еквивалентен поне до вторите производни включително на проектния механизъм.

В близката околност на проектното положение звено 2, трябва да извършва движение, близко до праволинейна трансляция по направление на ос X . Това условие може да се изпълни, ако тангентата в проектното положение към генерираната траектория има оскуляция поне до вторите производни включително към генерираната траектория в проектното положение на механизма.

За оскуляция от първи ред е достатъчно абсолютният моментен център на скоростите P_{20} да е безкрайно отдалечен в направление на направление на оста на технологичната машина (ос Y), което означава, че звено 1 и гъвкавото звено 3 трябва да имат същото направление, т.е двете звена в това положение трябва да бъдат успоредни на разстояние r (радиус на ролката).

За оскуляция от втори ред е необходимо оста на колинеация $q \in P_{13}P_{20}$, минаваща през относителния моментен център P_{13} , да сключва ъгъл $\mu = 90^\circ$ с правата AB , върху която е разположена условната мотовилка на кинематично еквивалентния лостов механизъм A_0, A, B, B_0 , [Гълъбов и др. 2012].



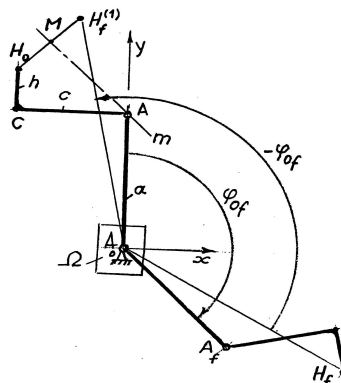
Фиг.1 Схема на манипулационния механизъм в проектно положение

Синтезът на първичната кинематична верига е представен на фиг.2. Зададени са:

- две положения на характеристичната точка H - проектно H_0 и крайно H_f ;
- ъгълът φ_{of} на завъртане на звено 1 от проектното до крайното положение на т. H .

Синтезът се извършва в следната последователност:

- В предварително определена ограничена област Ω се избира положението на базовия център A_0 , който се приема за начало $O \in A_0$ на координатна система с ос Y , разположена успоредно на оста на технологичната машина. Върху тази ос трябва да лежи звено 1 в проектното положение.
- Определя се положението $H_f^{(1)}$ на т. H_f в равнината на звено 1, като отсечката A_0H_f се завърта на ъгъл $(-\varphi_{of})$ спрямо центъра A_0 : $x_{H_f}^{(1)} = x_{H_f} \cos \varphi_{of} + y_{H_f} \sin \varphi_{of}$; $y_{H_f}^{(1)} = -x_{H_f} \sin \varphi_{of} + y_{H_f} \cos \varphi_{of}$.
- Определя се положението на средната точка M на отсечката $H_0H_f^{(1)}$: $x_M = 0.5(x_{H_f}^{(1)} + x_{H_0})$; $y_M = 0.5(y_{H_f}^{(1)} + y_{H_0})$ и ъгловият коефициент на симетралата m на отсечката $H_0H_f^{(1)}$: $k_m = (x_{H_f}^{(1)} + x_{H_0}) / (y_{H_0} + y_{H_f}^{(1)})$.
- Определя се положението на центъра A на шарнира, свързващ звената 1 и 2: $x_A = 0$; $y_A = y_M - k_m x_M$. Центърът е пресечна точка на симетралата m с оста Y , а дължината на звено 1 е $a = y_A$.
- Определят се стойностите на геометричните параметри c Рх и h Ру като катети $c = -x_{H_0}$ и $h = x_{H_0} - x_A$ на правоъгълен триъгълник с хипотенуза



Фиг.2 Геометрични построения при синтез на първичната кинематична верига

Цялостният синтез на механизма се свежда до синтез на еквивалентния шарнирен четиризвенеен механизъм A_0, A, B, B_0 . Прав е ъгълът при върха B (последната контактна точка на гъвкавото звено с ролката – условният шарнир), поради което за синтез на механизма се използва вариант 4 на математичния модел за синтез на шарнирен четиризвенеен механизъм, изведен от Гълъбов и др. [2012]. Съществена разлика на проектния механизъм с лостовия е

променливата дължина b на свободната праволинейна част на гъвкавото звено 3 в сравнение с постоянната дължина на съответния лост на шарнирния четиризвнен механизъм. В замяна на това ъгълът на предаване на движението на механизма с гъвкаво звено е постоянен и възможно най-благоприятен (90°), докато този ъгъл при лостовия механизъм е променлив.

Избира се подходяща стойност на радиуса r на ролката, който може да се променя при необходимост в тесни граници. Определя се начална стойност b_0 на дължината b на праволинейната свободна част на гъвкавото звено

$$(1) \quad b_0 = \frac{a c}{c + r},$$

когато механизмът заема проектното си положение, при които лостът 1 и гъвкавото звено 3 са разположени по направление на ос Y . Дължината на стойката 0 е

$$(2) \quad l_0 = \sqrt{(a - b_0)^2 + r^2}.$$

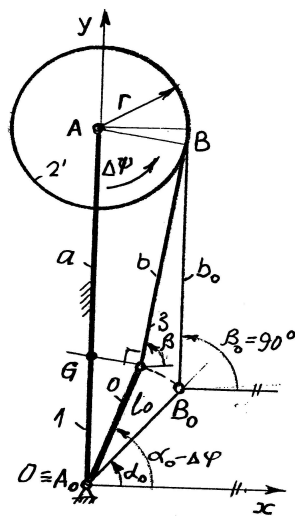
Стойката 0 сключва с ос X ъгъл

$$(3) \quad \alpha_0 = \arccos \frac{r}{l_0}.$$

С това кинематичната схема на механизма в проектното му положение е оразмерена. Следва определяне на функцията на положението и на производните предавателни функции на управляващия механизъм, който в случая има релативна стойка звено 1, входно коляно е реалната стойка 0, свързана посредством гъвкавото звено 3 с ролка 2' на изхода. Тези функции са необходими за определяне на генерираните от механизма траектории на точките C и H , както и на техните скорости и ускорения.

3. Предавателни функции на управляващия механизъм

Позиционните и кинематичните параметри на входното звено (стойката 0) на този механизъм имат обратен знак на съответните входни параметри на входното звено 1 на проектния механизъм, тъй като спрямо звено 1 се прави кинематична инверсия, за да се превърне в релативна стойка на управляващия предавателен механизъм (фиг.3). Така входната ъглова координатата ($\Delta\varphi$), свързана със звено 1 на проектния механизъм се превръща в входната ъглова координатата ($-\Delta\varphi$), свързана със звено 0 на управляващия предавателен механизъм с гъвкаво звено.



Фиг.3 Схема на управляващия предавателен механизъм

Изходната ъглова координатата на механизма с гъвкаво звено $\Delta\psi$ отразява завъртането на звеното (2'–2) спрямо звено 1. Двете координати $\Delta\varphi$ и $\Delta\psi$ имат стойност нула в проектното положение на механизма, показано на фиг.3. Във функцията на положението (ротацията) на ролката спрямо звено 1

$$(4) \quad \Delta\psi = \frac{b_0 - b}{r} - \beta_0 + \beta$$

е включена дължината на свободната праволинейна част на гъвкавото звено

$$(5) \quad b = \sqrt{d^2 - r^2},$$

където

$$(6) \quad d = \sqrt{l_0^2 + a^2 - 2l_0 a \sin(\alpha_0 - \Delta\varphi)} \quad .$$

Началните стойности d_0 и b_0 съответно на d и b се получават при $\Delta\varphi = 0$.

Ъгълът β , който сключва гъвкавото звено с ос x , се определя тригонометрично:

$$(7) \quad \beta = \operatorname{arctg} \frac{b}{r} + \arcsin \frac{l_0 \cos(\alpha_0 - \Delta\varphi)}{d}.$$

Началната му стойност при $\Delta\varphi = 0$ е $\beta_0 = 90^\circ$.

Предавателните функции на управлявания предавателен механизъм са определени посредством относителен моментен център G на условен кулисен механизъм с кулиса ABB_0 , при който ротацията на кулисата съвпада с тази на свободната праволинейна част на гъвкавото звено [Андонов и др. 2002]. Координатите

$$(8) \quad y_G = y_{B_0} + x_{B_0} \operatorname{ctg} \beta, \quad x_G = 0, \quad y_G = 0$$

на G се получават от пресичане на ос Oy с права през B_0 , перпендикулярна на BB_0 . Ъгълът β се определя от (6) и (7).

От първата предавателна функция

$$(9) \quad \psi \check{y} = 1 - \frac{a}{r} \cos \beta,$$

след диференциране се определя втората предавателна функция

$$(10) \quad \psi \check{y} \check{y} = \frac{a}{r} \sin \beta \cdot \beta \check{y}.$$

където производната $\beta \check{y}$ представлява първа предавателна функция на условния кулисен механизъм. Тази производна се определя посредством ординатата на центъра G на кулиския механизъм:

$$(11) \quad \beta \check{y} = \frac{y_G}{y_G - a},$$

където y_G се определя от (8).

4. Траектория, скорост и ускорение на точките C и H

Траекторията на т. C е определена посредством проекционните уравнения

$$(12) \quad \begin{aligned} x_C &= -a \sin \Delta\varphi - c \cos(\Delta\varphi + \Delta\psi) \\ y_C &= a \cos \Delta\varphi - c \sin(\Delta\varphi + \Delta\psi) \end{aligned} \quad ,$$

в които $\Delta\psi$ се определя от (4).

Определят се производните на (12) спрямо входния ъгъл $\Delta\varphi$:

(13)

$$\begin{aligned} x_C \check{y} &= -a \cos \Delta\varphi - c(1 + \psi \check{y}) \sin(\Delta\varphi + \Delta\psi) \\ y_C \check{y} &= -a \sin \Delta\varphi - c(1 + \psi \check{y}) \cos(\Delta\varphi + \Delta\psi) \end{aligned} \quad ;$$

$$(14) \quad \begin{aligned} x_C \check{y} \check{y} &= -a \sin \Delta\varphi - c[(1 + \psi \check{y})^2 \cos(\Delta\varphi + \Delta\psi) + \psi \check{y} \check{y} \sin(\Delta\varphi + \Delta\psi)] \\ y_C \check{y} \check{y} &= -a \cos \Delta\varphi + c[(1 + \psi \check{y})^2 \sin(\Delta\varphi + \Delta\psi) - \psi \check{y} \check{y} \cos(\Delta\varphi + \Delta\psi)] \end{aligned} \quad .$$

Траекторията на т. H е определена от уравненията

$$(15) \quad \begin{aligned} x_H &= x_C - h \sin(\Delta\varphi + \Delta\psi) \\ y_H &= y_C + h \cos(\Delta\varphi + \Delta\psi) \end{aligned}$$

с производни

$$(16) \quad \begin{aligned} x_{\check{Y}} &= x_{\check{Y}} - h(1 + \psi_{\check{Y}}) \cos(\Delta\varphi + \Delta\psi) \\ y_{\check{Y}} &= y_{\check{Y}} - h(1 + \psi_{\check{Y}}) \sin(\Delta\varphi + \Delta\psi) \end{aligned}$$

$$(17) \quad \begin{aligned} x_{\check{Y}} &= x_{\check{Y}} + h[(1 + \psi_{\check{Y}})^2 \sin(\Delta\varphi + \Delta\psi) - \psi_{\check{Y}} \cos(\Delta\varphi + \Delta\psi)] \\ y_{\check{Y}} &= y_{\check{Y}} - h[(1 + \psi_{\check{Y}})^2 \cos(\Delta\varphi + \Delta\psi) + \psi_{\check{Y}} \sin(\Delta\varphi + \Delta\psi)] \end{aligned}$$

Скоростите на точките C и H се определят посредством първите производни (13) и (16):

$$(18) \quad \dot{S} = \dot{\varphi} S_{\check{Y}} = \dot{\varphi} \sqrt{(x_{\check{Y}})^2 + (y_{\check{Y}})^2}$$

при внасяне на долни индекси съответно C и H след \dot{S} , $S_{\check{Y}}$, $x_{\check{Y}}$, $y_{\check{Y}}$. С $\dot{\varphi}$ е означена управляемата входна ъглова скорост на звено 1.

Ускоренията на точките C и H се определят посредством първите и вторите производни (14), (15), (16) и (17):

$$(19) \quad \ddot{S} = \dot{\varphi}^2 S_{\check{Y}} + \ddot{\varphi} S_{\check{Y}}$$

където

$$(20) \quad S_{\check{Y}} = \sqrt{(x_{\check{Y}})^2 + (y_{\check{Y}})^2},$$

при внасяне на съответни долни индекси (C и H) след \ddot{S} , $S_{\check{Y}}$, $S_{\check{Y}}$, $x_{\check{Y}}$, $y_{\check{Y}}$. С $\ddot{\varphi}$ е отбелязано входното ъглово ускорение.

Пример. След синтез на първичната кинематична верига, съобразно параметрите на работната сцена, са определени стойностите на параметрите $a = 500 \text{ mm}$, $c = 350 \text{ mm}$ и $h = 100 \text{ mm}$. От конструктивни съображения се приема $r = 75 \text{ mm}$.

От уравнения (1), (2) и (3) са определени съответно: $b_0 = 411.765 \text{ mm}$; $l_0 = 115.804 \text{ mm}$; $\alpha_0 = 49.635^\circ$, с което е получена кинематичната схема на механизма в проектното положение (фиг.4). От уравнения (4), (5), (6) и (7) е определена функцията на положението $\Delta\psi = \Delta\psi(\Delta\varphi)$ на управляващия предавателен механизъм с гъвкаво звено.

От уравнения (7) и (9) е определена първата предавателна функция $\psi_{\check{Y}} = \psi_{\check{Y}}(\Delta\varphi)$ на механизма с гъвкаво звено. От уравнения (8), (10) и (11) е определена втората предавателна функция $\psi_{\check{Y}} = \psi_{\check{Y}}(\Delta\varphi)$ на механизма с гъвкаво звено. Траекториите на точките C и H са определени съответно от уравненията (12) и (15). На фиг.4 са представени генерираните траектории с дължини в хоризонтално направление 1230 mm ? и 1270 mm ? съответно при $h = 0 \text{ mm}$ и $h = 100 \text{ mm}$. В лявата си част траекториите на C и H почти 800 mm са достатъчно близки до хоризонтална права, от която отклоненията в положителна посока на оста Y на лявата част на генерираните траектории са съответно 45 mm ? и 20 mm ?. Не по-малко важна е приблизителната праволинейна трансляция на звено 2 ($\approx 300 \text{ mm}$) при изнасяне на манипулирания обект от технологичната машина.

Уравнения (13), (16) и (18) са използвани за определяне на скоростите на точките C и H , а уравнения (14), (17), (19) и (20) – за ускоренията на точките C и H . Същите уравнения дават възможност да се реши обратната кинематична задача: по зададени кинематични характеристики на целевото движение да се определят входната скорост на серводвигателя.

5. Заключение

Предлага се нов основен механизъм с гъвкаво звено на манипулатор за обслужване на технологични машини (хоризонтални машини за леене под налягане, стругове и др.), който се характеризира с опростена структура, даваща възможност за проектиране на сравнително леки, високоскоростни и ниско стойностни специализирани работи.

Съставен е механо-математичен модел за синтез и анализ на механизма, прилагането на който води до резултати, несравнимо по-добри от постигнатите до момента от манипулатори на други специализирани работи, както по отношение на праволинейната трансляция на крайния ефektor в зоната на технологичната машина, така и по отношение на траекторията на характеристичната му точка. Ако движението на „ръката“ на робота не удовлетворява допълнителни условия, то чрез вариране на стойностите на посочени параметри в ограничени области лесно се стига до желано решение. Итерациите не са комплицирани, тъй като съставеният механо-математичен модел за синтез гарантира удовлетворяването на основното условие на синтеза – праволинейна трансляция на „ръката“ в околността на проектното положение на механизма.

Благодарности

Настоящата работа е свързана с договор №112нд045-05 "Моделиране и изследване на манипулационни механизми на работи - екстрактори на отливки със средствата на виртуалното инженерство"

Литература

- Андонов, И., Славов, Г., Гълъбов, В. Предавателни функции на механизми с коляно, рулиращ лост и ролка. *Механика на машините*, №43, 2002, с. 30-34.
- Геронимус, Я. Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов. Москва, *Физматгиз*, 1962. 400 с.
- Гълъбов, В. Синтез на механизми в робототехниката. *ТУ - София*, 1992, 264 с.
- Гълъбов, В. Структурно-метричен синтез на механизми, *Дисертация за д.т.н - автореферат*, ТУ-София, 1998, 491 с.
- Гълъбов, В., Софронов, Я., Милев, А. Синтез на основния механизъм на робот-екстрактор на отливки, *Механика на машините*, №97, 2012, с. 3-8.
- Козырев, Ю.Г. Промышленные роботы (*справочник - 2-е изд.*). М., *Машиностроение*, 1988. 392 с.
- Пейсах, Э. Е., Несторов, В. А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. Москва, *Машиностроение*, 1988. 232 с.
- Саркисян, Ю. Л. Аппроксимационный синтез механизмов. Москва, *Наука*, 1982. 304 с.
- Angeles, J., Hornel, G., Kocs, P., *Computational Kinematics*, *Kluwer Academic Publishers*, 1993, p. 320.
- Beyer R., *Kinematische Getriebesynthese*, Berlin, *Springer-Verlag*, 1953, s. 318
- Dijkman, E. Jerk Free Geneva Wheel Driving, *J. of Mechanism*, Vol. 3 & 4, 1966, pp 23.
- Galabov, V., Avramov, I., Sotirov, Z., Michailov, V. Functional Structure Synthesis of Mechanisms. *Proc. of the Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Vol. I, Milano, Italy, 1995, pp. 320-326.
- Hartenberg, R.S., and J. Denavit, *Kinematic Synthesis of Linkages*, *McGraw-Hill*, 1964, p. 435.
- Hirschorn, J., *Kinematics and Dynamics of Plane Mechanisms*, *McGraw - Hill*, N., Y., 1972, p. 365.