

УДК 62-231:621.9.04

А. Кириченко, канд. техн. наук

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

ОСОБЛИВОСТІ КІНЕМАТИКИ ГЕКСАПОДА З КАРДАНИМИ ОПОРАМИ ТА ГВИНТОВИМИ ПРИВОДАМИ ЛАНОК

***Резюме.** Проаналізовано конструкції ланок змінної довжини обладнання з механізмами паралельної структури та запропоновано використання незамкнених гвинтових приводів зміни довжини ланок у верстатах-гексаподах. Розглянуто особливості прямої та зворотної кінематики гексапода з гвинтовими приводами та карданими опорами, отримано уточнені кінематичні залежності з урахуванням кутів відносного повороту осей шарнірних опор.*

***Ключові слова:** гексапод, карданна опора, гвинтовий привод, кут повороту.*

A. Kyrychenko

KINEMATICS OF HEXAPOD MACHINE TOOL WITH GIMBAL JOINTS AND SCREW ACTUATORS

***The summary.** The article analyzed the structure of variable length struts of parallel kinematic machines. It is proposed to use open-loop screw variable length actuators for hexapod machine tool. The features of the direct and inverse kinematics of hexapod with screw actuators and gimbal joints are considered. Kinematic relations taking into account relative rotation angle of joint axes are obtained.*

***Key words:** hexapod, gimbal joint, screw actuator, rotation angle.*

Постановка проблеми. Обладнання з механізмами паралельної структури поступово набуває розповсюдження у галузях, де потрібні дуже високі характеристики швидкодії, дозволяючи зменшити масу вузлів та потужність приводів порівняно з обладнанням традиційної структури. На поточному етапі розвитку таке обладнання внаслідок великих витрат на дослідні та проектно-конструкторські розробки, новизни та невисокої серійності випуску звичайно має високу вартість. Проте концепція паралельної кінематики несе в собі ряд важливих передумов для досягнення високої ефективності – проста модульна конструкція, високий ступінь уніфікації вузлів, вбудована можливість програмної компенсації невисокої точності базових деталей за рахунок автокалібрування, врахування похибок приводів і податливості ланок. Тому з поглибленням досліджень, відпрацюванням технічних рішень, збільшенням випуску комплектуючих виробів та вузлів (шарнірних опор, приводів, ланок) обладнання з механізмами паралельної структури буде поступово переміщуватися до середньої цінової категорії, що значно розширить галузь його застосування. У зв'язку з цим важливою задачею подальшого вдосконалення такого обладнання є розроблення та застосування конструктивно-схемних рішень, що дозволять зменшити технічну складність та собівартість його виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Кінематика гексапода розглянута у багатьох працях, зокрема [1, 2, 3]. Зворотна кінематична залежність має прямий аналітичний розв'язок. Довжина ланок дорівнює

$$\rho_i = |\mathbf{rb}_i - \mathbf{ra}_i|, \quad (1)$$

де $\mathbf{ra}_i, \mathbf{rb}_i$ – радіус-вектори полюсів шарнірних опор основи і робочого органу відповідно.

Пряма залежність звичайно визначається чисельними методами. Розрахунок вектора X положення робочого органу при відомому векторі Θ довжин ланок проводиться згідно з ітераційною залежністю [1]

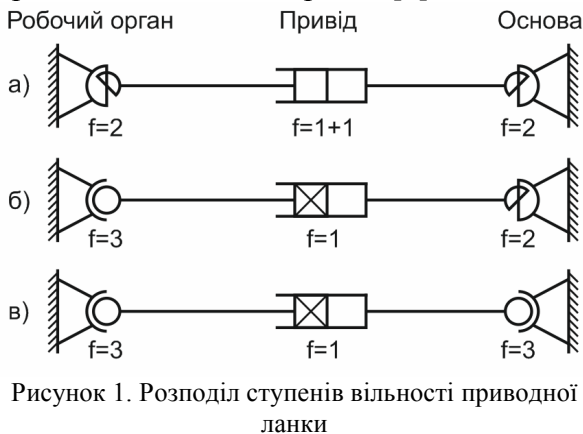
$$X_{k+1} = X_k + J(X_k) \cdot (\Theta - G(X_k)), \quad (2)$$

де X_k, X_{k+1} – вектори шостого порядку поточного та наступного розрахункових положень робочого органу; $J(X_k)$ – матриця Якобіана у поточному положенні; Θ – вектор шостого порядку довжин ланок; $G(X_k)$ – результати розрахунку довжин ланок згідно з відомими залежностями зворотної кінематики для поточного положення робочого органу. Умовою припинення ітерацій є досягнення заданої абсолютної величини вектора похибки $\Theta - G(X_k)$.

Для наведених залежностей необхідно визначити поправки з урахуванням відносного повороту осей шарнірних опор.

Метою роботи є аналіз особливостей прямої та зворотної кінематики гексапода з «незамкненими» гвинтовими приводами зміни довжини ланок та карданними опорами.

Постановка задачі. Звичайна схема обладнання паралельної структури з ланками змінної довжини передбачає конструктивне оформлення ланки змінної довжини у вигляді окремого вузла, який може мати один ступінь вільності – рух у напрямку поздовжньої осі, або дві – рух уздовж та навколо осі. Оскільки для забезпечення рухливості робочого органу необхідно мати загальну кількість ступенів вільності ланки 6, відповідно відбувається розподіл цих ступенів вільності між опорами, як показано на рис. 1 [4].



Якщо штанга змінної довжини має два ступеня вільності (приміром, круглий гідроциліндр), опори повинні мати по два ступеня вільності (рис. 1а). Якщо ж штанга змінної довжини має лише один ступінь вільності, одна з опор повинна мати три ступеня вільності, а інша – два (рис. 1б). Три ступеня вільності має сферична опора, але її використання обмежується

невеликими кутами повороту. У випадку застосування карданних опор необхідність третього ступеня вільності ускладнює конструкцію і призводить до зайвих втрат жорсткості. Застосування ж двох сферичних опор з трьома ступенями вільності (рис. 1в) призводить до можливості неконтрольованого обертання робочого органу навколо осі гвинта, що є неприпустимим.

У якості привода штанги змінної довжини можна використовувати: лінійний двигун (найбільш швидкісний), гідроциліндр (відносно повільний) та кулькогвинтова передача (досить швидкісна та конструктивно складна).

Конструкція типової телескопічної штанги змінної довжини фірми INA [5] зображена на рис. 2. Штанга складається з двох телескопічних труб. На зовнішній встановлено підшипникову опору гвинта, а на внутрішній жорстко закріплена гайка. Взаємному обертанню телескопічних труб запобігають лінійні напрямні, які повинні бути достатньо жорсткими і компактними. До телескопічних труб ставлять суперечливі вимоги – велика жорсткість на розтяг та обертання і мала маса. Наявність додаткових прецизійних елементів – телескопічних штанг і лінійних напрямних – призводить до ускладнення конструкції, збільшення ваги й значного зростання вартості штанги змінної довжини.

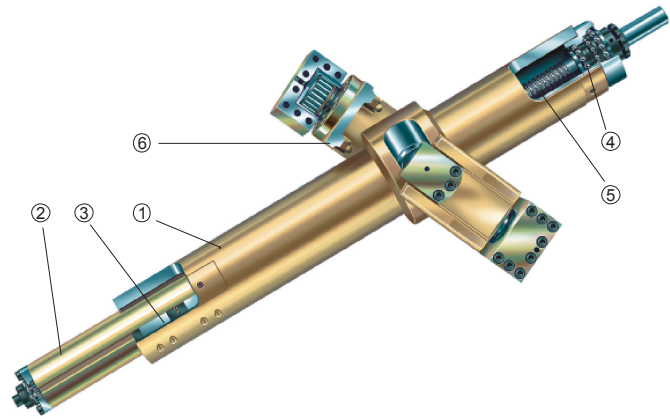


Рисунок 2. Телескопічна штанга змінної довжини: 1 – зовнішня труба; 2 – внутрішня труба; 3 – лінійні напрямні; 4 – упорний підшипник; 5 – гвинтова передача; 6 – карданний шарнір

Взаємному обертанню телескопічних труб запобігають лінійні напрямні, які повинні бути достатньо жорсткими і компактними. До телескопічних труб ставлять суперечливі вимоги – велика жорсткість на розтяг та обертання і мала маса. Наявність додаткових прецизійних елементів – телескопічних штанг і лінійних напрямних – призводить до ускладнення конструкції, збільшення ваги й значного зростання вартості штанги змінної довжини.



Рисунок 3. Верстат P1000 фірми METROM (Німеччина) [6]

Позбутися цих недоліків дозволяє схема, у якій «замикання» гвинтової передачі здійснюється не всередині штанги змінної довжини, а через робочий орган. Зокрема, за такою схемою побудовани верстат METROM P1000 (рис. 3). Це дозволяє уникнути застосування лінійних напрямних та телескопічних труб, значно зменшити габарити і масу штанги, істотно спростити й здешевити конструкцію. У цьому випадку керування переміщенням робочого органу здійснюється шляхом зміни кута повороту гайок гвинтових передач відносно корпусу шарнірних опор, що призводить до зміни довжини робочої частини гвинта і відповідно відстані між центрами шарнірних опор основи верстата та робочого органу.

Оскільки кінематичне «замикання» гвинтової передачі відбувається через карданні опори та робочий орган, зміна положення та/або орієнтації робочого органу може призвести до додаткового відносного повороту гвинта й гайки, що необхідно врахувати при керуванні приводами верстата.

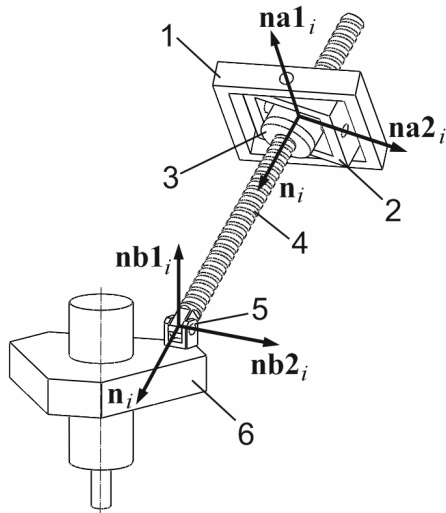


Рисунок 4. Розрахункова схема ланки

Дослідження кінематики гексапода з «незамкненими» гвинтовими приводами зміни довжини ланок і карданними опорами. Схема однієї з 6 окремих ланок гексапода з гвинтовим приводом та карданними опорами зображена на рис. 4. У нерухомій основі верстата 1 шарнірно закріплений підвіс 2 з двома взаємно перпендикулярними осями, у якому встановлено обертальну гайку 3 гвинтової передачі, гвинт 4 якої з'єднаний карданним шарніром 5 з робочим органом 6 верстата.

Нехай вісь гвинта штанги змінної довжини визначається одиничним вектором \mathbf{n}_i , а нерухомі осі шарнірних опор основи та робочого органа визначаються одиничними векторами \mathbf{n}_{A1i} та \mathbf{n}_{B1i} відповідно. Тоді одиничні вектори рухомих осей \mathbf{n}_{A2i} та \mathbf{n}_{B2i} можна визначити згідно із залежностями

$$\mathbf{n}_{A2i} = \frac{\mathbf{n}_{A1i} \times \mathbf{n}_i}{|\mathbf{n}_{A1i} \times \mathbf{n}_i|}, \quad (3)$$

$$\mathbf{n}_{B2i} = \frac{\mathbf{n}_{B1i} \times \mathbf{n}_i}{|\mathbf{n}_{B1i} \times \mathbf{n}_i|}. \quad (4)$$

Відносний поворот гвинта та гайки, викликаний просторовим переміщенням робочого органа, можна оцінити за величиною кута між векторами \mathbf{n}_{A2i} та \mathbf{n}_{B2i}

$$\Delta\Phi = \arccos(\mathbf{n}_{A2i} \cdot \mathbf{n}_{B2i}). \quad (5)$$

Але за таким способом визначення втрачається знак кута, тому зручніше буде знаходити відносний поворот за допомогою допоміжного одиничного вектора \mathbf{n}_{A3i} , перпендикулярного осі гвинта \mathbf{n}_i та осі шарніра \mathbf{n}_{A2i} (рис. 4)

$$\mathbf{n}_{A3i} = \frac{\mathbf{n}_i \times \mathbf{n}_{A2i}}{|\mathbf{n}_i \times \mathbf{n}_{A2i}|}. \quad (6)$$

Тоді кут відносного повороту дорівнює

$$\Delta\Phi = \arcsin(\mathbf{n}_{A3i} \cdot \mathbf{n}_{B2i}). \quad (7)$$

Графіки залежностей кутів відносного повороту в приводах гексапода від просторового положення робочого органа зображені на рис. 5. Можна бачити, що коли \mathbf{n}_{A1i} та \mathbf{n}_{B1i} паралельні, то результати їх векторного добутку на \mathbf{n}_i – вектори \mathbf{n}_{A2i} та \mathbf{n}_{B2i} – також паралельні. Отже, якщо при певній орієнтації робочого органа нерухомі осі шарнірів основи та робочого органа паралельні (відповідні пари одиничних векторів рівні або протилежно направлені), поступальне переміщення робочого органа не призводить до відносного повороту осей. Проте в загальному випадку поступальне переміщення або зміна орієнтації робочого органа викликають відносний поворот осей шарнірів, що треба враховувати при керуванні приводами.

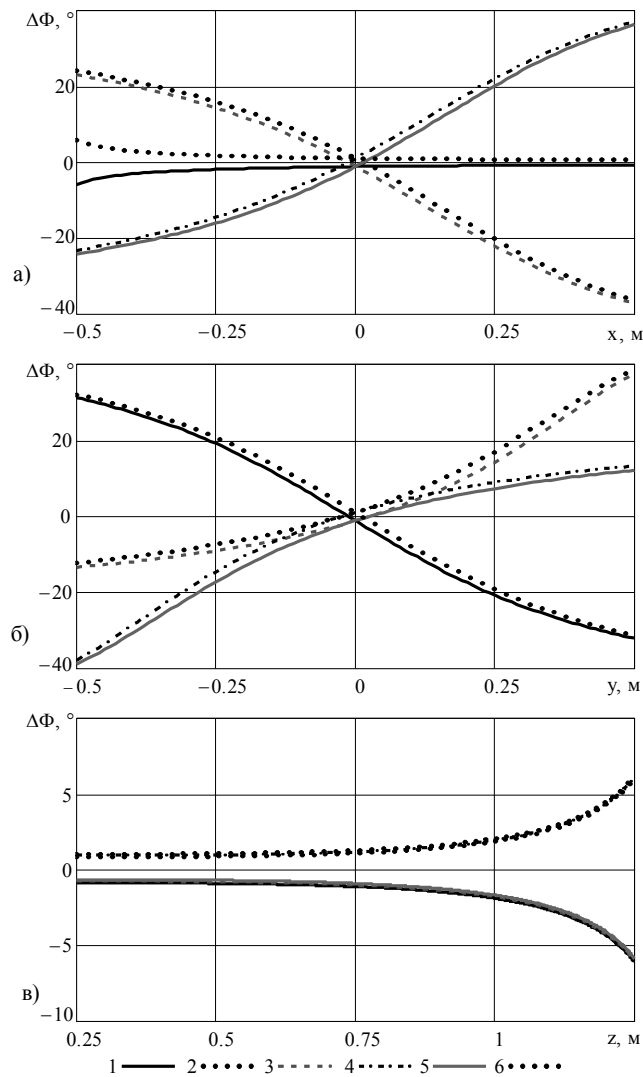


Рисунок 5. Залежність кута відносного повороту осей шарнірів ланок гексапода від положення робочого органу: а) по осі X; б) по осі Y; в) по осі Z

Повний кут повороту гайки відносно початкового положення слід розраховувати за формулою

$$\Phi = (\rho_i - \rho_{0i}) \cdot \frac{2\pi}{p} + \Delta\Phi_i - \Delta\Phi_{0i}, \quad (8)$$

де ρ_i – поточна розрахункова довжина ланки; ρ_{0i} – розрахункова довжина ланки в початковому положенні; $\Delta\Phi_i$ – кут корекції в поточному положенні; $\Delta\Phi_{0i}$ – кут корекції в початковому положенні. Знаки кутів корекції відповідають правому напрямку гвинта.

Ефект відносного повороту осей шарнірів впливає також на пряму кінематику гексапода, при розрахунках якої треба враховувати поправку до довжини штанги, викликану відносним поворотом осей опор

$$\Delta L_i = \frac{\Delta\Phi_i \cdot t}{2\pi}. \quad (9)$$

При врахуванні відносного повороту осей карданних опор залежності для визначення Якобіана не змінюються, лише у функції зворотної кінематики $G(X)$ необхідно вносити поправки до довжини ланок згідно з (3). Результати розрахунків прямої кінематики (рис. 6) дозволяють оцінити вплив відносного повороту осей шарнірів на положення робочого органу.

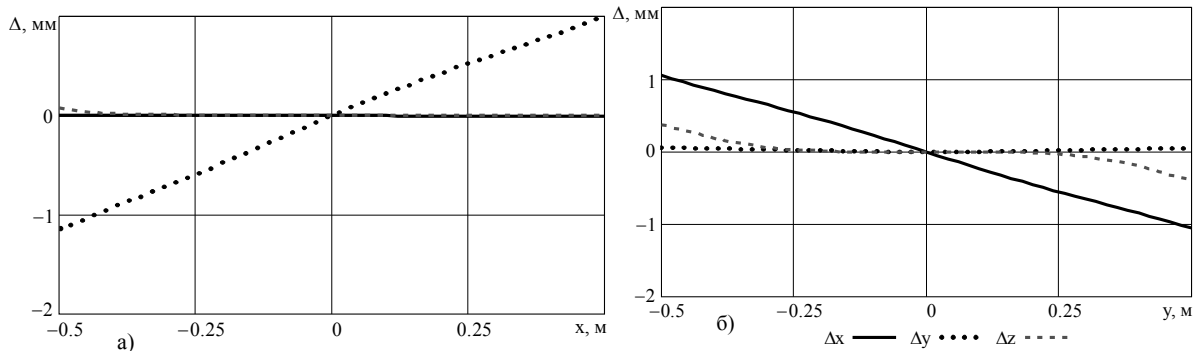


Рисунок 6. Залежність відхилень робочого органу у напрямку координатних осей від його положення: а) по осі X; б) по осі Y

Як бачимо із залежностей (рис. 6), відсутність корекції впливу відносного повороту осей шарнірів може викликати відхилення робочого органу від заданого положення на досить значну величину.

Висновки. Застосування конструкцій ланок змінної довжини з гвинтовими приводами та карданними опорами дозволяє спростити конструкцію обладнання з механізмами паралельної структури, але викликає додатковий відносний поворот осей шарнірних опор, що необхідно врахувати при управлінні приводами верстата. Встановлено залежності кутів відносного повороту осей шарнірних опор ланки змінної довжини від просторового положення та орієнтації робочого органу, визначено відповідні поправки до довжини ланок у прямих та зворотних кінематичних залежностях.

Література

1. Merlet, J.-P. Parallel Robots. – Springer-Verlag New York Inc., 2006. – 394 p.
2. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою [Текст] / В.А. Крижанівський, Ю.М. Кузнецов, І.А. Валявський, Р.А. Склярів. – Кіровоград: ІМЕКС, 2004. – 449 с.
3. Струтинський, В.Б. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури [Текст] / А.М. Кириченко, В.Б. Струтинський // Вісник НТУУ „КПІ”. Серія „Машинобудування”. – 2009. – № 57. – С. 198-207.
4. Neugebauer, R. Parallelkinematische Maschinen: Entwurf, Konstruktion, Anwendung. – Berlin: Springer, 2006. – 262 p.
5. <http://www.ina.com/>.
6. <http://www.metrom.com/>.

Отримано 01.03.2011