

О.М. Кравець, канд. техн. наук
 Національний технічний університет України
 «Київський політехнічний інститут», Київ, Україна

СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ПОХИБКИ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ

Разработана конструкция стенда для исследований механизма параллельной кинематики с возможностью задания комбинации параметров, его расчетная схема, алгоритм определения размерных параметров настройки стенда и его математическая модель

The construction of stand is developed for researches of mechanism of parallel kinematics with possibility of task of combination of parameters, him rasschetnaya chart, algorithm of determination of size parameters of tuning of stand and his mathematical model

Вступ

Дослідження динамічних характеристик пружної системи механізму паралельної кінематики ускладнюється просторовим розташуванням елементів та складових механізму. Розташування та налагодження вимірювальних датчиків в реальному механізмі пов'язано з вирішенням проблем просторових переміщень кожного окремого елемента та суттєвою зміною характеристик зв'язків між окремими ланками механізму в залежності від взаємного положення ланок в робочому просторі механізму.

Теоретичні характеристики розраховують на стадії проектування за допомогою математичної моделі, яка з тією чи іншою мірою вірогідності описує поведінку верстата.

Отже треба знайти компромісну відповідь: поєднання максимальної простоти та достатньої вірогідності, а саме створити стенд для визначення експериментальних характеристик та математичну модель для виконання чисельного експерименту.

Конструкція стенда

Розроблено конструкцію стенда (рисунок 1), що імітує переміщення робочого органу в різні положення робочого простору верстата паралельної кінематики, для дослідження віброактивності вузлів механізмів паралельної кінематики гексагональної структури, якого призначено для встановлення на столі універсально-фрезерного верстата.

До його складу входять робоча платформа 1 з встановленою на ній деталлю. Платформа кріпиться до стола 2 верстата за допомогою шести штанг. Збудження вібраційного навантаження здійснюється обробкою деталі інструментом 6.

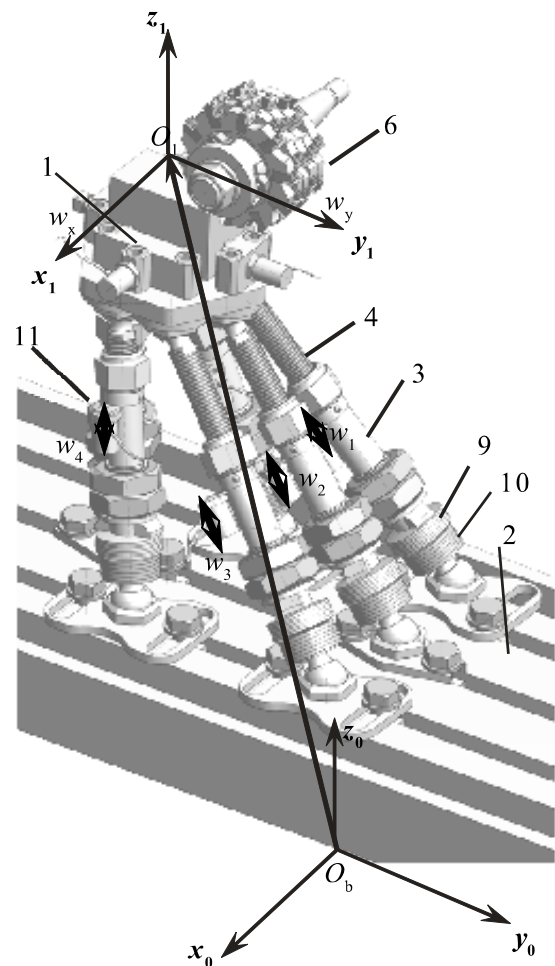


Рисунок 1 — Стенд для дослідження динамічної похибки просторового механізму

Штангу виконано роз'ємною і вона складається з верхньої 4 та нижньої 3 частин. Роз'ємна частина штанги фіксується за допомогою цангового затискача 7 по різьбовій поверхні верхньої частини штанги. Штангу виконано з можливістю змінювати її довжину за допомогою переміщення верхньої частини 4 відносно нижньої.

У нижній частині встановлено два пакети тарілчастих пружин 9 і 10, що дозволяє змінювати жорсткість (рисунок 2). Змінна жорсткість пружин дає можливість завдавати комбінацію параметрів певного виду для кожної досліджуваної точки, у широких межах змінюючи параметри коливань. Закріплення шарової опори штанги здійснюється за допомогою спеціального сферичного цангового затискача. Контроль параметрів вібрацій $w_1, w_2, w_3, w_4, w_5, w_6$ здійснюється за допомогою шести однокоординатних датчиків 11, що встановлюються на кожній штанзі.

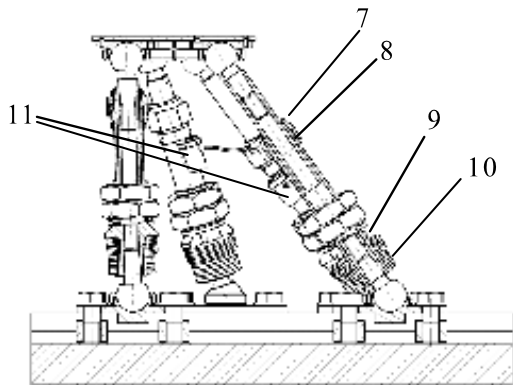


Рисунок 2 — Штанга для кріплення платформи стенда

Розрахунок довжини штанг і точок закріплення їх нижніх кінців на поверхні стола здійснюється таким чином, щоб забезпечити паралельність оброблюваної поверхні деталі і стола верстата.

Систему координат обрано таким чином, щоб точки закріплення середніх стійок розташовувалися на одній прямій. Тоді інші штанги виставляються так, щоб імітувалося просторове розташування штанг реального механізму в робочому просторі, зв'язаному з основою механізму.

Розроблено алгоритм визначення розмірних параметрів налаштування стенда для імітації переміщення робочого органа до довільних точок робочого простору механізму паралельної кінематики та створено розрахункову процедуру в пакеті MatLab.

Методика досліджень

Пропонується спосіб імітаційного навантаження динамічної системи верстата силами різання при обробці заготовки спеціальним інструментом (фрезою), різальні кромки якої розташовано таким чином, щоб відтворювався псевдовипадковий закон (випадкова послідовність підкоряється закону Пуассона розподілу випадкової величини) зміни крутного моменту M_y у площині xoz та складової сили різання P_x поздовж осі x . Схему навантаження представлено на рисунку 3.

Інструмент для здійснення імітаційного навантаження, містить декілька дискових модулів 2 з кількістю n різальних пластин $Z_1, Z_2, Z_3, \dots, Z_n$, насад-

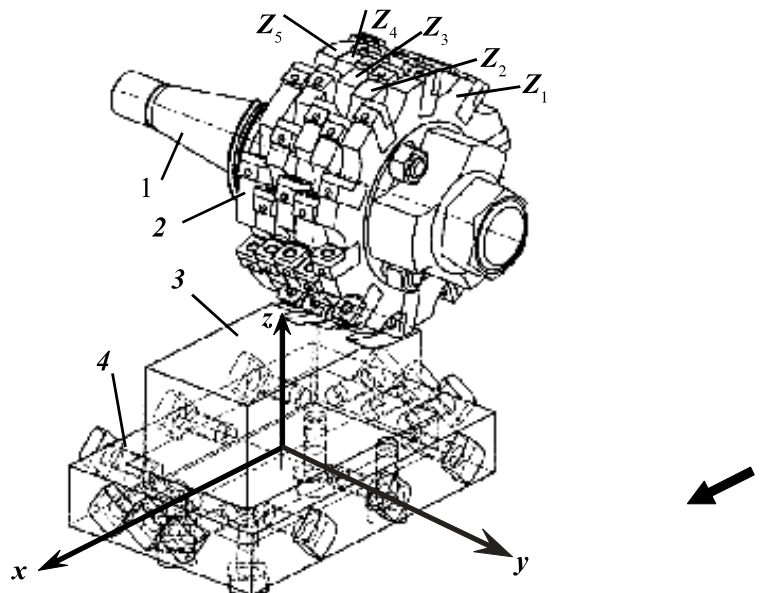


Рисунок 3 — Схема імітаційного навантаження динамічної системи верстата при обробці спеціальним інструментом

жених на втулку 1 і закріплених від осьового зміщення і провороту. На кожному дисковому модулі встановлені по периферії змінні багатогранні пластини, кожен наступний дисковий модуль встановлений з поворотом навколо осі оправки 1 в одному напрямі на кут φ_{no} щодо попереднього дискового модуля при цьому кількість багатограних пластин Z_n на n -му дисковому модулі і кут повороту наступного модуля відносно попереднього різні і визначаються за умови отримання випадкової послідовності кутів $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_n$ розташування пластин по периферії фрези.

Розроблена конструкція фрези містить п'ять дискових модулів. Різальні кромки кожного модуля формують послідовність імпульсів навантаження відповідно $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$ (рисунок 4). В сумі послідовність імпульсів кожного окремого модуля формує випадковий процес φ_{Σ} .



Рисунок 4 — Формування випадкової послідовності імпульсів навантаження

Автокореляційну функцію випадкового процесу імітаційного навантаження наближено може бути визначено як

$$R_x(\tau) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \varphi_{\Sigma}(i \cdot \Delta t) \cdot \varphi_{\Sigma}(i \cdot \Delta t + \tau), \quad (1)$$

де N — сумарна кількість різальних кромок фрези.

Розрахункові значення автокореляційної функції для розробленої конструкції інструмента показано на рисунку 5 (крива 1).

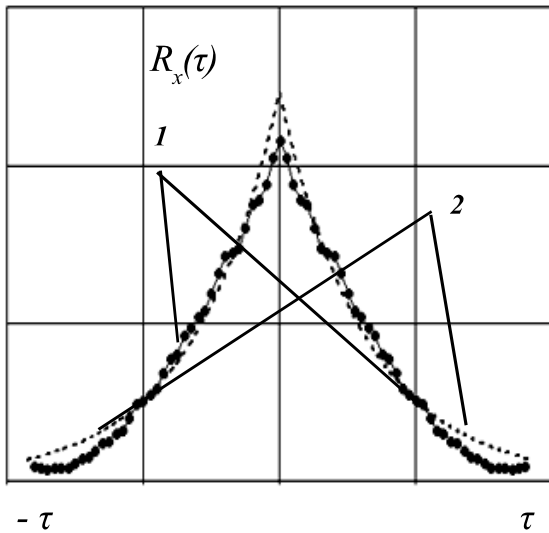


Рисунок 5 — Автокореляційна функція випадкового процесу імітаційного навантаження

Ця розрахункова крива добре апроксимується функцією виду

$$R_x(\tau) = A^2 e^{-a|\tau|}, \quad (2)$$

де A та a — коефіцієнти апроксимуючої залежності.

Графік апроксимуючої залежності побудовано на рисунку 5 (крива 2).

Спектральна щільність процесу імітаційного навантаження визначатиметься як

$$S_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau,$$

або, враховуючи залежність (2),

$$S_x(\omega) = \frac{2A^2\alpha}{\omega^2 + \alpha^2}.$$

Вимірні параметри вібрацій кожної штанги використовуються для визначення передавальних функцій для кожної точки робочого простору механізму паралельної кінематики за схемою зображеною на рисунку 6. За вимірними значеннями параметрів вібропереміщення штанг визначаються взаємні передавальні функції між вібропереміщеннями кожної із штанг.

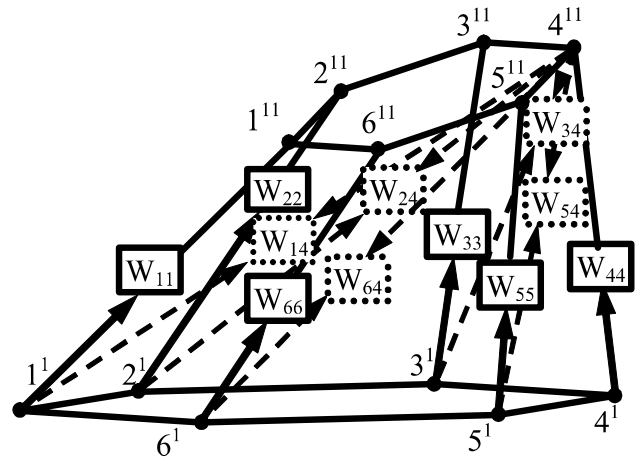


Рисунок 6 — Схема здійснення обробки результатів вимірювання

Для здійснення ідентифікації передавальних функцій використовується набір функцій пакету System Identification Toolbox пакету Matlab. На основі здійснених розрахунків складається матрична передавальна функція у вигляді

$$W = \begin{pmatrix} W_{11} & W_{21} & W_{31} & W_{41} & W_{51} & W_{61} \\ W_{12} & W_{22} & W_{32} & W_{42} & W_{52} & W_{62} \\ W_{13} & W_{23} & W_{33} & W_{43} & W_{53} & W_{63} \\ W_{14} & W_{24} & W_{34} & W_{44} & W_{54} & W_{64} \\ W_{15} & W_{25} & W_{35} & W_{45} & W_{55} & W_{65} \\ W_{16} & W_{26} & W_{36} & W_{46} & W_{56} & W_{66} \end{pmatrix}$$

По головній діагоналі матричної функції розташовуються передавальні функції, що визначають зв'язок вібропереміщення платформи і штанг механізму. Над головною діагоналлю і під нею розташовуються взаємні передавальні функції, що зв'язують вібропереміщення кожної із штанг одну з одною.

Висновки

Вимірювання здійснюються для різних положень механізму, що імітується різними розташуваннями приводних штанг і їх закріпленнями на столі верстака. На основі здійснених вимірів складається тривимірна просторова карта вібраційних передавальних функцій механізму паралельної кінематики.

Розроблений стенд дозволяє ідентифікувати параметри динамічної системи механізму паралельної кінематики гексагональної структури та аналізувати їх вплив на динамічну похибку переміщення вузлів механізму паралельної кінематики в різних точках робочого простору механізму.

Література

1. Лившиц, Н.А., Пугачев, В.Н. Вероятностный анализ систем автоматического управления (том 2). — М.: Советское радио, 1963. — 483 с.

2. Струтинський, В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. — Житомир: ЖІТІ, 2001. — 611 с.

3. Струтинський, В.Б., Кириченко, А.М. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури, Вісник НТУУ “КПІ”, серія “Машинобудування”. — 2009 — № 57. — С. 198—207.

4. Кузнецов, Ю.Н., Дмитриев, Д.А., Диневич, Г.Е. Проектирование токарных многоцелевых станков с механизмами параллельной структуры // Вестник НТУУ “КПИ”, “Машиностроение”. — 2008. — №52. — С. 305—311.

5. Струтинський, В.Б., Кириченко, А.М. Оцінка деформативності ланок змінної довжини обладнання з паралельною кінематикою // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник “Інженерна механіка”. — 2009. — вип. 25. — С. 357—362.

Надійшла 20.09.2012 року