

УДК 621.9.06

Ю.М. Кузнєцов, М.І. Подольський, Д.О. Дмитрієв, О.І. Рожко
КІНЕТОСТАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
СУПОРТНОЇ СИСТЕМИ, ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА ТИПУ «ГЕКСАГЛАЙД»

В статті розглянуто особливості верстатів токарної групи, заснованих на механізмах паралельної структури (МПС). Проведено дослідження їх жорсткості, що напряму залежить від конструктивного виконання зчленувань та їх похибок, викликаних зазорами в підшипникових парах та лінійних розмірів складових елементів МПС: довжини штанг та кута їх встановлення, що в свою чергу обумовлюють розміри робочого простору. Проведений кінематичний і структурний аналіз верстату. Виконано комп'ютерне моделювання динамічної поведінки супортної системи верстата.

Ключові слова: токарний верстат, механізми паралельної структури, жорсткість, робочий простір, динаміка верстата.

Форм. 21. Табл. 1. Рис. 6. Літ.13

Ю.Н. Кузнєцов, М.И. Подольский, Д.А. Дмитриев, О.И. Рожко
КІНЕТОСТАТИЧНИЙ АНАЛІЗ І ІССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК СУПОРТНЫХ СИСТЕМ, ТОКАРНЫЕ СТАНКИ ТИПА
«ГЕКСАГЛАЙД»

В статье рассмотрены особенности станков токарной группы, основанных на механизмах параллельной структуры (МПС). Проведено исследование их жесткости, напрямую зависит от конструктивного исполнения сочленений и их погрешностей, вызванных зазорами в подшипниковых парах и линейных размеров составляющих элементов МПС: длины штанг и угла их установки, что в свою очередь обуславливают размеры рабочего пространства. Проведенный кинематический и структурный анализ станка. Выполнено компьютерное моделирование динамического поведения суппортных системы станка.

Ключевые слова: токарный станок, механизмы параллельной структуры, жесткость, рабочее пространство, динамика станка.

Y. Kuznetsov, M. Podolsky, D. Dmitriev, O. Rozhko
KINETOSTATYCHNYI AND ANALYSIS OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF
SUPORTNOI LATHE TYPE "HEKSAHLAYD"

The article discusses the features Lathes groups based on the mechanism of parallel structures (IPS). A study of stiffness, which depends on the embodiment of the joints and their errors are caused by gaps in the bearing pairs and linear dimensions of the components of IPS: rod length and angle of installation, which in turn determine the size of the workspace. Conducted kinematic and structural analysis machine. Computer simulation of the dynamic behavior of the system suportnoyi machine.

Keywords: lathe, Mechanisms parallel structure, rigidity, workspace, machine dynamics.

Постановка проблеми. Жорсткість просторових конструкцій заснованих на механізмах паралельної структури (МПС), які використовуються в металорізальних верстатах, в тому числі й верстатах токарної групи, напряму залежить від конструктивного виконання кінематичних ланцюгів та їх елементів, похибок, викликаних зазорами в підшипникових парах, неточністю виготовлення складових. Серед них велику роль відіграють лінійні розміри складових елементів МПС, такі як довжина штанг та кут їх встановлення, що в свою чергу обумовлюють розміри робочого простору.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теорією проектування та конструювання верстатного обладнання нового покоління вже давно займаються багато вчених світу та держав колишнього СРСР, зокрема Росії [1,3,4]. Одною з перших робіт, у якій описуються характеристики технологічного обладнання, побудованого на основі МПС є дисертація Dan Zhang [13]. Саме в ній проведено аналіз кінематики плоских та просторових механізмів у залежності від кількості їх ступенів вільності. Засновуючись на цих теоретичних та експериментальних даних зпрогнозовано динамічну поведінку цих механізмів, виконано розрахункові експерименти, запропоновано математичні моделі визначення жорсткості. В основу розрахунків покладено залежність просторової матриці жорсткості МПС від закону зміни системи координат $K_C = J^T K_J J$, де K_J – просторова матриця жорсткості приводних ланок.

В Україні також проводяться дослідження верстатів з МПС. Зокрема питанню забезпечення жорсткості, точності та дослідженню динамічних характеристик присвячені роботи [5,12]. У роботі [6] розроблені рекомендації щодо модульного принципу побудови технологічного обладнання з МПС та його структурного, кінематичного та кінетостатичного аналізу. В Інституті надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України проведені дослідження і конструктивні

розробки по впровадженню обладнання з МПС для обробки складнопрофільних будматеріалів [11].

Невирішені частини проблеми. Більшість наукових розробок у галузі технологічного обладнання нового покоління присвячені переважно верстатам з МПС свердлильно-фрезерної групи, заснованих на штангах керовано-змінної довжини. Однак, верстати з виконавчим органом (ВО), що базується на штангах постійної довжини мають ряд переваг – це можливість довільного збільшення робочого простору в одному з напрямків, простота конструкції ланок, менша вага та інертність несучих систем. Отже виникає необхідність у додатковому дослідженні верстатів токарної групи із штангами постійної довжини.

Метою дослідження аналіз компоновки токарного багатоцільового верстату з МПС типу «гексаглайд», зважаючи на специфічну будову його просторової шарнірно-стрижневої системи, її кінематичні властивості, що впливають на компоновочні рішення і якість верстату, кінестатичний аналіз, пошук залежностей габаритів робочого простору від розмірів та компоновання складових елементів стрижневої системи, визначення умов забезпечення високих динамічних характеристик, проведення комп'ютерного моделювання поведінки супортної системи верстата.

Основна частина. Для проведення теоретичних досліджень було розроблено конструкцію токарного багатоцільового верстату типу «гексаглайд» [10], де рухома інструментальна платформа має чотири ступені вільності відносно системи координат верстату і керується переміщенням лише по лінійній координаті Z нижніх кінців штанг постійної довжини шарнірно зв'язаних з приводами подач.

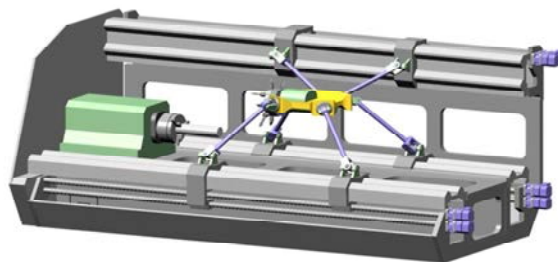


Рис. 1. Токарний багатоцільовий верстат

Аналіз прямої кінематики багатоланкових механізмів передбачає розв'язок системи алгебраїчних рівнянь $F(q)=(f_1(x_1, \dots, x_n), \dots, f_n(x_1, \dots, x_n))$, що описує трансформації локальних систем координат кожної ланки по відношенню до мирової системи відліку або в системі координат верстату. Функція переміщень $F(f_i(x_1, \dots, x_n))$ вихідної ланки - ВО буде безперервною, а відповідно диференціюватись по кожній з координат в області визначення, якщо всі функції $f_i(x_1, \dots, x_n)$ безперервні і диференціюються по кожній змінній (координаті) x_1, \dots, x_n в області визначення []. Умовою однозначного розв'язку системи рівнянь замкнених багатоланкових кінематичних ланцюгів буде:

$$F_j(p_i, q)=0 \quad (i=1, 2, \dots, K; \quad j=1, 2, \dots, N), \quad (1)$$

де: N – кількість ланок в замкненому кінематичному ланцюзі; K – загальна кількість кінематичних ланцюгів в механізмі паралельної структури; $p_i = [p_{i1}, p_{i2}, \dots, p_{in}]^T, p_i \in R^N$ змінні перетворень локальних систем координат кожної ланки в області визначень функції F_j ; q – множина керованих змінних $q = [q_1, q_2, \dots, q_{m_b}]^T$, що активують приводні ланки механізму в області значень функції $F_j, q \in R^N$.

Кінематичний і структурний аналіз верстатів з паралельною кінематикою різних компоновок потребує формалізації функціональних зв'язків між внутрішніми і вхідними параметрами кінематичних ланцюгів.

Визначимось, що лініями чотирибічного контуру є штанги біглайду l_1 і l_2 , лінія вихідної ланки (рухома платформа) – $g=a-b$ та вісь напрямних верстату $d_z=A-B$, що з'єднуються по центрах обертальних кінематичних пар (КП), якими є шарніри МПС.

Умова замкненості векторного контуру:

$$A - a - b - B - A \text{ і } A' - a' - b' - B' - A'$$

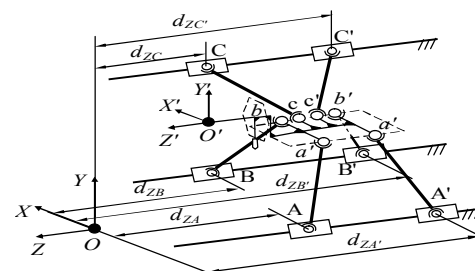


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення положення повзунів на напрямних токарного верстату

$$\begin{aligned} \overline{l'_1} + \overline{g'} + \overline{l'_2} + \overline{d'_z} &= 0, \\ \overline{l_1} + \overline{g} + \overline{l_2} + \overline{d_z} &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} l_1^2 - g^2 - l_2^2 + d_z^2 + 2 l_1 l_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_4) - 2 l_1 d_z \cos \varphi_1 - 2 l_2 d_z \cos \varphi_4 &= 0, \\ l_1'^2 - g'^2 - l_2'^2 + d_z'^2 + 2 l_1' l_2' \cos(\varphi_1' + \varphi_4') - 2 l_1' d_z' \cos \varphi_1' - 2 l_2' d_z' \cos \varphi_4' &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Умови початкового положення МПС:

- відомі кути φ_1 і φ_4 між штангами l_1, l_2 і лінією напрямних верстату;
 - відомі довжини штанг l_1, l_2 і вихідної ланки g ;
 - невідома відстань між нижніми кінцями штанг d_z по лінії напрямних верстату.
- З рівняння (3) отримаємо:

$$d_z = P \pm \sqrt{P^2 - H}, \quad \text{де } P = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_4; H = l_1^2 + l_2^2 - g^2 + 2 l_1 l_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_4). \quad (4)$$

При комп'ютерному моделюванні формотворних рухів і проектуванні верстатів зі штангами постійної довжини необхідно визначити положення нижніх кінців штанг на напрямних верстата.

Для цього сполучимо центр сфери $\overline{r_S}$ радіусом R_S , що прийемо рівним довжині відповідної штанги $l_1, l_2 \dots l_i$ із центром кожного шарніра $a, b, \dots n$ рухливої платформи. Тоді точка перетинання поверхні сфери $C = \{\overline{r_S}, R_S\}$ з лінією, що представлена напрямною $G_A, G_B \dots G_i$ на станині буде положенням відповідної каретки по керованій осі Z у системі координат верстата. Розрахунок точок перетинання двох геометричних об'єктів C_1 і C_2 складається в розв'язанні рівняння $D(C_1, C_2) = 0$. Конкретний вид його лівої частини залежить від компоновки верстата, розмірів і розташування напрямних у просторі. У векторній формі точка перетинання прямої G_i і поверхні сфери $C = \{\overline{r_S}, R_S\}$ визначається з рівняння:

$$\overline{r^*} = \overline{r_S} + (\overline{\tau_P} \times \Delta \overline{r} \times \overline{\tau_P}) \pm \sqrt{R_S^2 - (\Delta \overline{r} \times \overline{\tau_P})^2} \overline{\tau_P}, \quad (5)$$

де: $\overline{r_S}, R_S$ – радіус-вектор положення центра й радіус сфери відповідно;
 $\overline{\tau_P}, \overline{r_P}$ – точка і вектор напрямку прямої; $\Delta \overline{r} = \overline{r_P} - \overline{r_S}$.

Скалярно дана задача описується спільним розв'язком параметричних рівнянь - ліній, що визначають напрямні верстата, і сфери із центром, сполученим з віссю обертальної кінематичної пари рухливої платформи з ВО

$$\begin{cases} F(t) = 0 \\ (x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 + (z - z_0)^2 = R^2. \end{cases} \quad (6)$$

Для МПС із прямолінійними напрямними вираз (6) у системі координат верстата прийме вид:

$$\begin{cases} y_i = k \cdot z + b & (i = 1 \sim n) \\ x_i = t \cdot z + d & (i = 1 \sim n) \\ (x - x_{0i})^2 + (y - y_{0i})^2 + (z - z_{0i})^2 = l_i^2 & (i = 1 \sim n) \end{cases} \quad (7)$$

Підставивши праву частину рівнянь прямої у рівняння поверхні сфери й розкривши дужки, одержимо

$$A \cdot z^2 - 2B \cdot z + C = 0 \quad \text{де } A = (1 + k^2 + t^2); B = (z_0 + (b + y_0) \cdot k + (x_0 + d) \cdot t); C = (z_0^2 + (b + y_0)^2 + (x_0 + d)^2 - l_i^2). \quad (8)$$

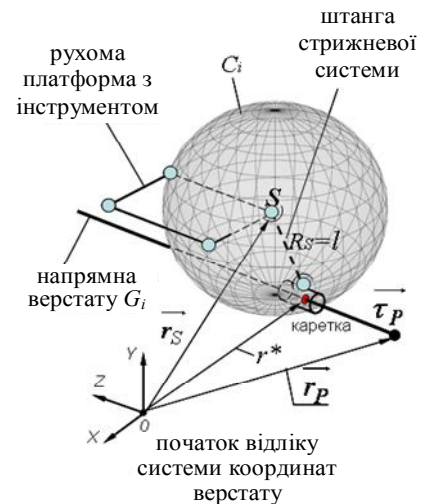


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення положень штанг на напрямних

Остаточно, корні рівняння визначають положення нижніх кінців штанг МПС на напрямних верстата:

$$d_{z_{i(1,2)}} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (9)$$

Обертальні технологічні рухи ВО визначимо по методу кутів Ейлера матрицею повороту системи координат рухливої платформи O', x', y', z' щодо системи координат верстата O, X, Y, Z'

$$Q = \begin{pmatrix} q_{11} & q_{12} & q_{13} \\ q_{21} & q_{22} & q_{23} \\ q_{31} & q_{32} & q_{33} \end{pmatrix}, \quad \begin{aligned} \text{де } q_{11} &= \cos\theta; q_{12} = -\sin\theta\cos\psi; q_{13} = \sin\theta\sin\psi; q_{21} = \sin\theta; q_{22} = \\ &\cos\theta\cos\psi; \\ q_{23} &= -\cos\theta\sin\psi; q_{31} = 0; q_{32} = \sin\psi; q_{33} = \cos\psi; \end{aligned} \quad (10)$$

θ, ψ – кути повороту рухливої платформи навколо осі Z і X відповідно.

Згідно рис. 3 довжина кожної штанги буде визначатися дистанцією:

$$\begin{aligned} Aa &= OO' + QO'a - OA \\ A'a' &= OO' + QO'a' - OA' \\ Bb &= OO' + QO'b - OB \\ B'b' &= OO' + QO'b' - OB' \\ Cc &= OO' + QO'c - OC \\ C'c' &= OO' + QO'c' - OC' \end{aligned} \quad \begin{aligned} \text{або } l_i^2 &= (x + x_i)^2 + (z + z_i - d_{zi})^2 + (y + y_i)^2 \quad (i = 1\sim 6), \\ \text{де } x_i &= q_{11} x_{\{abca'b'c'\}} + q_{12} y_{\{abca'b'c'\}} + q_{13} z_{\{abca'b'c'\}} - x_{\{ABCA'B''\}}; \\ y_i &= q_{21} x_{\{abca'b'c'\}} + q_{22} y_{\{abca'b'c'\}} + q_{23} z_{\{abca'b'c'\}} - y_{\{ABCA'B''\}}; \\ z_i &= q_{31} x_{\{abca'b'c'\}} + q_{32} y_{\{abca'b'c'\}} + q_{33} z_{\{abca'b'c'\}} - z_{\{ABCA'B''\}}. \end{aligned} \quad (11)$$

З виразу отримаємо:

$$dz_{i(1,2)} = z + z_i \pm \sqrt{l_i - (x + x_i)^2 - (y + y_i)^2} \quad (i = 1\sim 6) \quad (12)$$

Аналіз швидкостей виконаємо, продиференціювавши рівняння

$$(x + x_i)(\dot{x} + \dot{x}_i) + (z + z_i - d_{zi})(\dot{z} + \dot{z}_i - \dot{d}_{zi}) + (y + y_i)(\dot{y} + \dot{y}_i) \dots (i = 1\sim 6) \quad (13)$$

Тут, відповідно швидкості переміщення нижніх кінців штанг уздовж осей координат X, Y, Z.

$$\dot{x}_i = \dot{q}_{11} x_{\{abca'b'c'\}} + \dot{q}_{12} y_{\{abca'b'c'\}} + \dot{q}_{13} z_{\{abca'b'c'\}} \quad (i = 1\sim 6), \quad (14)$$

$$\dot{y}_i = \dot{q}_{21} x_{\{abca'b'c'\}} + \dot{q}_{22} y_{\{abca'b'c'\}} + \dot{q}_{23} z_{\{abca'b'c'\}} \quad (i = 1\sim 6), \quad (15)$$

$$\dot{z}_i = \dot{q}_{31} x_{\{abca'b'c'\}} + \dot{q}_{32} y_{\{abca'b'c'\}} + \dot{q}_{33} z_{\{abca'b'c'\}} \quad (i = 1\sim 6) \quad (16)$$

Коефіцієнти в (14), (15), (16) відповідно будуть:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{11} &= -\sin\theta\dot{\theta}; \quad \dot{q}_{12} = -\cos\theta\cos\psi\dot{\theta} + \sin\theta\sin\psi\dot{\psi}; \\ \dot{q}_{13} &= -\cos\theta\sin\psi\dot{\theta} + \sin\theta\cos\psi\dot{\psi}; \quad \dot{q}_{21} = \cos\theta\dot{\theta}; \\ \dot{q}_{22} &= -\sin\theta\cos\psi\dot{\theta} - \cos\theta\sin\psi\dot{\psi}; \quad \dot{q}_{23} = \sin\theta\sin\psi\dot{\theta} - \cos\theta\cos\psi\dot{\psi}; \\ \dot{q}_{31} &= 0; \quad \dot{q}_{32} = \cos\psi\dot{\psi}; \quad \dot{q}_{33} = -\sin\psi\dot{\psi}. \end{aligned}$$

Аналіз отриманих залежностей показує, що вираз (3) зручно використовувати для плоских або наведених до плоских замкнутих кінематичних ланцюгів. Векторне рівняння (4) хоча й дає точний результат положення штанг на напрямних верстата, але не пристосовано для комп'ютеризованих середовищ моделювання.

Для визначення параметрів точності розглянемо механізм – гексаглайд, що керується шістьма двигунами, розташованими в зчленуваннях A, D, E, H, J, N (рис.4) . Дані приводи мають помилки відтворення кутових переміщень відповідно

$$\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, \Delta\varphi_3, \Delta\varphi_4, \Delta\varphi_5, \Delta\varphi_6.$$

Зчленування мають рівномірно розподілені зазори $\Delta_A, \Delta_B, \Delta_C, \Delta_D, \Delta_E, \Delta_F, \Delta_G, \Delta_H, \Delta_K, \Delta_J, \Delta_M, \Delta_N$. Φ_B – похибка по кутовій координаті.

Розташування зазорів може бути довільним по всій зоні (в межах 360°), тому будемо розглядати тільки максимально можливі відхилення і до похибок довжин ланок додаються зазори в зчленуваннях: $\Delta L_1 + \Delta_A; \Delta L_2 + \Delta_D; \Delta L_3 + \Delta_E; \Delta L_4 + \Delta_J; \Delta L_5 + \Delta_N; \Delta L_6 + \Delta_H;$

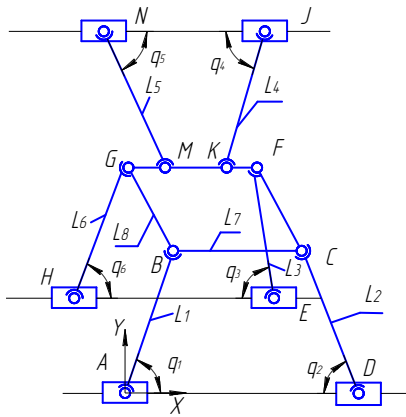


Рис.4. Похибки в токарному верстаті з МПС

$$\begin{aligned}\Delta_{B,X}^1 &= (\Delta_A + \Delta L_1) \cdot \cos q_1 - L_1 \cdot \sin q_1 \cdot \Delta q_1; \\ \Delta_{B,Y}^1 &= (\Delta_A + \Delta L_1) \cdot \sin q_1 + L_1 \cdot \cos q_1 \cdot \Delta q_1;\end{aligned}\quad (17)$$

Визначаємо похибки в точці В, створювані кінематичним ланцюгом BCD.

Похибка в точці С (центр шарніру С), що належить ланці L₂:

$$\begin{aligned}\Delta_{C,X} &= (\Delta_D + \Delta L_2) \cdot \cos q_2 - L_2 \cdot \sin q_2 \cdot \Delta q_2; \\ \Delta_{C,Y} &= (\Delta_D + \Delta L_2) \cdot \sin q_2 + L_2 \cdot \cos q_2 \cdot \Delta q_2;\end{aligned}\quad (18)$$

Похибка в точці В (центр шарніру В), що належить ланці L₇, що визначається кінематичним ланцюгом DCB:

$$\begin{aligned}\Delta_{B,X}^2 &= \Delta_{C,X} + (\Delta_C + \Delta L_7) \cdot \cos \varphi_B = (\Delta_D + \Delta L_2) \cos q_2 - L_2 \cdot \sin q_2 \cdot \Delta q_2 + \\ &+ (\Delta_C + \Delta L_7) \cdot \cos \varphi_B \\ \Delta_{B,Y}^2 &= \Delta_{C,Y} + (\Delta_C + \Delta L_7) \cdot \sin \varphi_B = (\Delta_D + \Delta L_2) \sin q_2 + L_2 \cdot \cos q_2 \cdot \Delta q_2 + \\ &+ (\Delta_C + \Delta L_7) \cdot \sin \varphi_B\end{aligned}\quad (19)$$

Визначимо похибки в точці В, створювані кінематичним ланцюгом HGB. Похибка в точці G (центр шарніру G), що належить ланці L₆:

$$\begin{aligned}\Delta_{G,X} &= (\Delta_H + \Delta L_6) \cdot \cos q_6 - L_6 \cdot \sin q_6 \cdot \Delta q_6; \\ \Delta_{G,Y} &= (\Delta_H + \Delta L_6) \cdot \sin q_6 + L_6 \cdot \cos q_6 \cdot \Delta q_6;\end{aligned}\quad (20)$$

Похибка в точці В, що належить ланці L₈, що визначається кінематичним ланцюгом HGB:

$$\begin{aligned}\Delta_{B,X}^3 &= \Delta_{G,X} + (\Delta_G + \Delta L_8) \cdot \cos \varphi_B = (\Delta_H + \Delta L_6) \cos q_6 - L_6 \cdot \sin q_6 \cdot \Delta q_6 + \\ &+ (\Delta_G + \Delta L_8) \cdot \cos \varphi_B \\ \Delta_{B,Y}^3 &= \Delta_{G,Y} + (\Delta_G + \Delta L_8) \cdot \sin \varphi_B = (\Delta_H + \Delta L_6) \sin q_6 + L_6 \cdot \cos q_6 \cdot \Delta q_6 + \\ &+ (\Delta_G + \Delta L_8) \cdot \sin \varphi_B\end{aligned}$$

Максимально можлива похибка в точці В визначається виразом (21):

$$\begin{aligned}\Delta_{B,X} &= \Delta_{B,X}^1 + \Delta_{B,X}^2 + \Delta_{B,X}^3 \\ \Delta_{B,Y} &= \Delta_{B,Y}^1 + \Delta_{B,Y}^2 + \Delta_{B,Y}^3\end{aligned}\quad (21)$$

Сумарна похибка для вихідної ланки визначається мінімальними значеннями похибок по кожній координаті з складових похибок кінематичних ланцюгів. В даному випадку кінематичні ланцюги працюють паралельно, тому допустимі переміщення для вихідної ланки визначаються мінімальними допустимими переміщеннями по кожній координаті з загальної кількості кінематичних ланцюгів.

Всі геометричні розміри механізму, а також величина і напрям сили задаються за допомогою змінних, значення яким надаються *m-функції* програмного комплексу. Представимо вхідні координати штанг і платформи у вигляді змінних величин, пов'язаних з лінійними

Так як механізм симетричний достатньо знайти лінійні похибки лише в одній точці вихідної ланки.

Розглянемо лінійні похибки в точці В, обумовлені похибками приводів Δq_1 , Δq_2 і Δq_6 зазорами в зчленуваннях Δ_A , Δ_B , Δ_C , Δ_D , Δ_G , Δ_H , похибками довжин ланок ΔL_1 , ΔL_2 , ΔL_6 , ΔL_7 , ΔL_8 . Похибки визначаються в нерухомій системі координат XOY.

Похибка в точці В (центр шарніру В), що належить ланці L₁:

розмірами ланок залежностями. Задаватимемося значеннями довжин штанг L_{sht} в межах,

допустимих габаритними розмірами верстата. Як змінна величина виберемо кут нахилу штанг A в площині YOZ. Результати вимірювання занесемо в таблицю 1.

Основні результати дослідження. Згідно результатів моделювання, максимальні зусилля в штанзі виникають при довжині штанги 200мм і куту нахилу 45 градусів. Але вплив кутового параметра на зусилля виявляється більш ніж вплив розміру штанги.

Відносна зміна положення вихідної ланки прямо залежить від розмірів та виконання конструктивних елементів: відстані між шарнірами, висоти платформи і довжини штанг. Так найбільшу по амплітуді траєкторію руху здійснює вихідна ланка при довжині штанг 350 мм і куту нахилу 50 градусів.

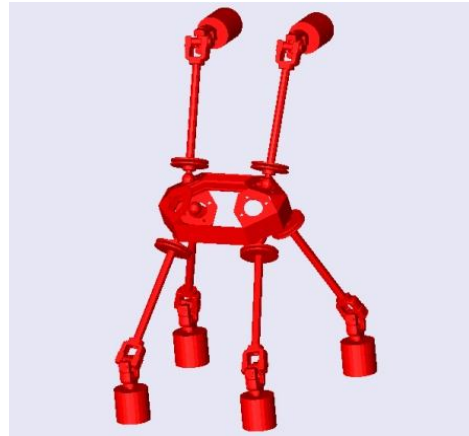


Рис. 5. Моделювання МПС в середовищі Simulink (модель МПС)

Таблиця 1. Залежність вихідних параметрів верстату від довжини штанг при куті нахилу $A = 60$

A=60grad			
L_{sht}	0.35	0.25	0.2
F(max)	262.18	262.18	262.18
F(min)	-144.61	-176.56	-213.05
V(max)	0.11	0.25	0.14
V(min)	-0.15	-0.18	-0.2
Pos(max)	0.571	0.485	0.44
Pos(min)	-0.09	-0.182	-0.159

Таким чином, розміри ланок механізму можна визначити на підставі висновків з проведених дослідів: оптимальним лінійним розміром є довжина штанги 350 мм, кут нахилу штанги в площині YOZ – 60 градусів.

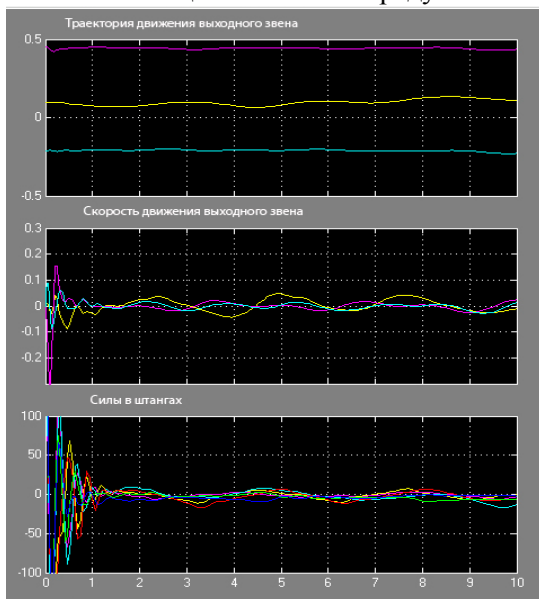


Рис. 6. Графік траєкторії руху ВО, швидкості руху ВО та сили в штангах відповідно

Висновки: В верстатах на основі МПС можливе виникнення вібрацій і зниження в точності, що обумовлено наявністю можливих зазорів у зчленуваннях та за рахунок більшої ніж у верстатів традиційного компонування кількості складових елементів, кожен з яких має свій показник жорсткості. Тому при проектуванні полегшених стрижневих верстатних конструкцій в першу чергу необхідно аналізувати пружні деформації і вібрації конструкції.

Проведено аналіз кінематичних характеристик та властивостей, були визначені похибки переміщення вихідної ланки. В значній мірі ці властивості обумовлюються конструкцією приводів лінійних переміщень, які в просторовому механізмі паралельної кінематики є елементами несучої системи.

Сили, що виникають в штангах в процесі руху платформи, залежать від довжин штанг.

Зокрема збільшення лінійних розмірів штанг приводить до зменшення навантаження в штангах.

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: Навч. пос. / Під заг. ред. Ю.М. Кузнєцова в 3-х. Ч. 1 – Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання. – Кіровоград, 2003. – 422 с.
2. *Артоболевский И. И.* Теория пространственных механизмов. Ч. 1 / И. И. Артоболевский. – М. : ОНТИ, 1937. - 236 с.
3. *Афонин В.Л., Подзоров П.П., Слепцов В.В.* Обрабатывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры /Под общей редакцией В.Л. Афонина . М.: Учебное пособие. Издательство МГТУ СТАНКИН, 2006.- 452 с.
4. *Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф.* Пространственные механизмы параллельной структуры. – М.: Наука, 1991.
5. *Кириченко А.М.* Просторова жорсткість обладнання з паралельною кінематикою / А.М. Кириченко, В.Б. Струтинський // Вісник ЖДТУ. – 2010. – №8. – С. 88-97
6. *Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О., Діневич Г.Ю.* Компонувки верстатів з механізмами паралельної структури/ Під ред. Ю.М. Кузнєцова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. – 456 с.
7. *Кузнєцов Ю.Н., Дмитрієв Д.А.* Декомпозиція движений штанг постоянной длины в станках с параллельной кинематикой // Тезисы докладов международной конференции “Научное пространство Европы” (Обработка материалов в машиностроении). – Харьков, 2008, Рос.наука. – С. 16-20
8. *Кузнєцов Ю.Н., Дмитрієв Д.А.* Кинематика, компоновка и формообразующие движения токарных многоцелевых станков с механизмами параллельной структуры // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету ім. Михайла Остроградського Вып. 2/2008 (49).- Кременчук: КДТУ, 2008 – С.66-75
9. *Ласточкин А.Б.* Разработка и исследование механизмов параллельной структуры для их совместного относительного манипулирования. Автореферат дис. канд. техн. наук: 05.02.18, МИМАШРАН им. А.А. Благовраова. 2009 – 19 с.
10. *Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О.*, Патент на корисну модель № 27808. Токарний багатоцільовий верстат, МПК В23В3/00, В23В5/00 / Заявл. 27.07.2007, опубл. 12.10.2007, Бюл. № 18.
11. Розробка теоретичних основ і конструктивних рішень макету багатокоординатного верстата зі складним просторовим рухом інструменту для обробки складнопрофільних виробів з будматеріалів. Звіт про науково-дослідну роботу № 1964, Кер. В. І. Сідорко, ІНМ ім. В.М. Бакуля НАН.
12. *Струтинський В.Б.*, Теоретичне обґрунтування кінематичних параметрів механізмів паралельної кінематики / В.Б.Струтинський, І.І. Верба , Самі (Мох'д Амін) Мох'д Іхміш.// Вестник НТУУ "КПИ". Машиностроение, Киев., № 45, 2004. – С. 104-108.
13. *Zhang, D.* Kinetostatic Analysis and Optimization of Parallel and Hybrid Architectures for Machine Tools, Ph.D. Thesis, Laval University, Canada, 2000. – 288 p.

Стаття надійшла до редакції 24.04.2013.