

УДК 62-231:621.9.04

А.М. Кириченко, канд. техн. наук  
НТУ України „Київський політехнічний інститут”, м. Київ, Україна

## ПРИВЕДЕННЯ ДО ЗОНИ ОБРОБКИ ЖОРСТКОСТІ ТА ПОДАТЛИВОСТІ ОБЛАДНАННЯ З МЕХАНІЗМАМИ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

*Определены приведенные к полюсу инструмента матрицы жесткости и податливости оборудования с механизмами параллельной структуры «гексапод», проанализирована их зависимость от конструктивных параметров. Определена рациональная область размещения инструмента.*

*The stiffness and compliance matrices reduced at tool center point are obtained for six-dimensional parallel manipulator “hexapod” with variable length links. The influence of structural factors upon reduced stiffness and compliance is considered. The efficient position of tool center point is determined.*

Характеристики жорсткості значно впливають на точність, вантажну спроможність та динамічні показники обладнання з паралельною кінематикою. Недостатня жорсткість ланок або опор може викликати великі пружні переміщення робочого органа під дією зовнішніх сил та моментів, які згубно впливають як на точність, так і на вантажну спроможність. Крім того, недостатня жорсткість призводить до зменшення власних частот, погіршення динамічних показників, збільшення часу перехідних процесів в кінематичних структурах, зростання динамічних переміщень та вібрацій у перехідних режимах.

Зокрема, неприпустимо низька статична та динамічна жорсткість верстата ГЕКСАМЕХ-1 за результатами експериментального вимірювання [1] свідчить, що у процесі проектування питанням жорсткості не приділена відповідна увага. Тому для створення ефективного обладнання з паралельною кінематикою необхідно забезпечити високі параметри жорсткості на етапі проектування.

Тоді як для традиційного обладнання звичайно достатньо визначити жорсткість у напрямках координатних осей, жорсткість обладнання з просторовими механізмами паралельної структури має більш складний характер, і для її опису найчастіше використовується матриця просторової жорсткості [2], яка визначає співвідношення між навантаженням та викликаною ним похибкою положення

$$\mathbf{W} = \mathbf{K} \mathbf{\Lambda}. \quad (1)$$

де  $\mathbf{K}$  – симетрична матриця жорсткості  $6 \times 6$ ;  $\mathbf{W} = (P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z)^T$  – вектор узагальненого навантаження ( $P_x, P_y, P_z$  – складові сили у напрямках осей X, Y та Z відповідно;  $M_x, M_y, M_z$  – складові моменти відносно осей X, Y та Z відповідно);  $\mathbf{\Lambda} = (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z)^T$  – вектор узагальненої похибки ( $\delta_x, \delta_y, \delta_z$  – різниця між номінальними та фактичними координатами та  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$  – малі повороти твердого тіла навколо осей координат). Фізичний зміст елементів матриці жорсткості  $k_{ij}$  – жорсткість системи у напрямку  $i$ -ї узагальненої координати під дією  $j$ -го компоненту узагальненої сили.

Матрицю жорсткості можна представити її у вигляді чотирьох блоків  $3 \times 3$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_n & \mathbf{K}_c \\ \mathbf{K}_c^T & \mathbf{K}_k \end{bmatrix}, \quad (2)$$

де  $\mathbf{K}_n$ ,  $\mathbf{K}_c$  та  $\mathbf{K}_k$  – матриці поступальної, сполучної та крутильної жорсткості відповідно.

Пружні переміщення рухомої платформи можна визначити з рівняння

$$\mathbf{\Lambda} = \mathbf{C} \mathbf{W}, \quad (3)$$

де  $\mathbf{C} = \mathbf{K}^{-1}$  – матриця податливості, зворотна до матриці жорсткості.

У [3] показано, що матриця просторової жорсткості гексапода може бути визначена як поєднання якобіана  $\mathbf{J}$  та матриці  $\mathbf{K}_\theta$ , яка містить коефіцієнти пружності ланок механізму паралельної структури

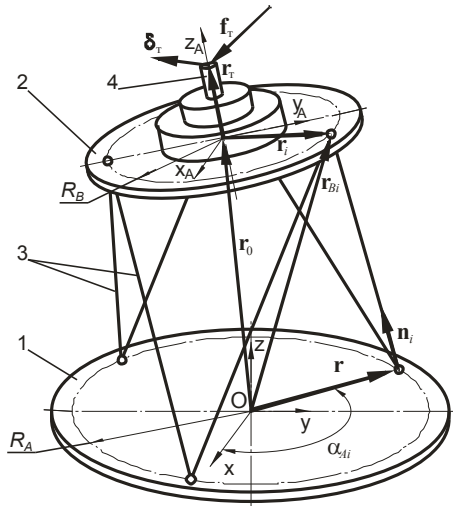
$$\mathbf{K} = \mathbf{J}^T \mathbf{K}_\theta \mathbf{J}. \quad (4)$$

Оцінка коефіцієнтів жорсткості ланок змінної довжини гексапода проведена у [4]. Підходи до оцінки компоновок з точки зору жорсткості розроблені у [5]. У [2] запропоновано ряд глобальних та локальних показників жорсткості на основі математичних властивостей матриці жорсткості, мінімальних та середніх значень жорсткості у робочому просторі.

Проте для визначення похибок обробки необхідно знати пружні переміщення полюсу інструмента в залежності від прикладеного до нього навантаження, а розглянуті методи дозволяють одержати матриці жорсткості та податливості відносно початку координат, розташованого у центрі основи. Можна припустити, що жорсткість у зоні обробки не дорівнює жорсткості у початку координат, і залежить від розміщення інструмента відносно рухомої платформи гексапода.

Тому метою роботи є визначення приведеної до зони обробки жорсткості та податливості, їх залежності від конструктивних параметрів гексапода та обґрунтування розміщення інструмента з точки зору мінімізації його пружних переміщень.

Розглянемо механізм паралельної структури „гексапод”, що складається з основи з шарнірними опорами, розміщеними на окружності радіусом  $R_A$ , та рухомої платформи з шарнірами на окружності радіусом  $R_B$ , попарно з’єднаних між собою пружними ланками (рис. 1).



1 – основа, 2 – рухома платформа, 3 – ланки змінної довжини, 4 – інструмент

Рис. 1. Схема гексапода

$\alpha_B = (60^\circ, 60^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 300^\circ, 300^\circ)^T$ ;  $R$  – матриця повороту рухомої платформи;  $r_0$  – радіус-вектор початку координат рухомої платформи в системі координат основи.

Тоді вектор плюкерових координат штанги

$$N_i = \begin{bmatrix} n_i \\ r_{Bi} \times n_i \end{bmatrix}, \quad (6)$$

де  $n_i = (r_{Bi} - r_{Ai}) / |r_{Bi} - r_{Ai}|$  – одиничний вектор штанги.

Сформуємо якобіан у вигляді транспонованої матриці плюкерових координат штанг

$$J = [N_1, N_2, \dots, N_6]^T. \quad (7)$$

Тоді матрицю жорсткості  $K_o$  одержимо за формулою (4), а матрицю податливості як

$$C_o = J^{-1} C_\theta J^{-T}, \quad (8)$$

де  $C_\theta = K_\theta^{-1}$  – матриця коефіцієнтів податливості штанг гексапода.

Представивши матрицю жорсткості у вигляді (2), матрицю податливості можна знайти за допомогою формули Фробеніуса [6] обернення блочної матриці

$$C = \begin{bmatrix} D_k^{-1} & -K_n^{-1} K_c D_n^{-1} \\ -K_k^{-1} K_c^T D_k^{-1} & D_n^{-1} \end{bmatrix}, \quad (9)$$

де  $D_k = K_n - K_c K_k^{-1} K_c^T$  – доповнення Шура для матриці крутильної жорсткості  $K_k$ ;  $D_n = K_k - K_c^T K_n^{-1} K_c$  – доповнення Шура для матриці поступальної жорсткості  $K_n$ .

Залежність переміщення інструмента від прикладеного до нього навантаження визначимо у вигляді приведеної матриці поступальної податливості, яка встановлює залежність між векторами сили  $f_T$  та лінійного переміщення  $\delta_T$

$$\delta_T = C_T f_T. \quad (10)$$

В якості основного конструктивного параметру прийемо радіус окружності  $R_A$ , оскільки він визначає габаритні розміри верстата. Радіус розміщення шарнірів рухомої платформи задаємо за допомогою коефіцієнта радіуса  $k_R = R_B / R_A$ .

Радіус-вектори шарнірів основи та рухомої платформи

$$r_{Ai} = \begin{bmatrix} R_A \cdot \sin \alpha_i \\ R_A \cdot \cos \alpha_i \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$r_{Bi} = R \begin{bmatrix} R_B \cdot \sin \alpha_{Bi} \\ R_B \cdot \cos \alpha_{Bi} \\ 0 \end{bmatrix} + r_0,$$

де  $\alpha_{Ai}$  – кути розміщення шарнірів основи  $\alpha_A = (0, 120^\circ, 120^\circ, 240^\circ, 240^\circ, 0)^T$ ;  $\alpha_{Bi}$  – кути розміщення шарнірів рухомої платформи

Якщо  $\mathbf{r}_n$  – радіус-вектор полюсу інструмента в рухомій системі координат рухомої платформи (рис. 1), то  $\mathbf{r}_t = \mathbf{r}_0 + \mathbf{r}_n$  – радіус-вектор полюсу інструмента в нерухомій системі координат основи, а сила  $\mathbf{f}_t$ , прикладена у полюсі інструмента, створить навантаження

$$\mathbf{W}_o = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_t \\ \mathbf{r}_t \times \mathbf{f}_t \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Тоді узагальнене переміщення у системі координат основи буде дорівнювати

$$\Delta_o = C_o \mathbf{W}_o, \quad (12)$$

де  $C_o$  – матриця податливості у системі координат основи.

Якщо представити матрицю податливості як блочну матрицю, можна записати (12) у вигляді

$$\begin{bmatrix} \delta_o \\ \theta_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_n & C_c \\ C_c^T & C_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f}_t \\ \mathbf{r}_t \times \mathbf{f}_t \end{bmatrix}, \quad (13)$$

де  $C_n$ ,  $C_c$  та  $C_k$  – матриці поступальної, сполучної та крутильної податливості, звідси

$$\delta_o = C_n \mathbf{f}_t + C_c (\mathbf{r}_t \times \mathbf{f}_t) = (C_n + C_c [\mathbf{r}_t]_x) \mathbf{f}_t, \quad (14)$$

$$\theta_o = C_c^T \mathbf{f}_t + C_k (\mathbf{r}_t \times \mathbf{f}_t) = (C_c^T + C_k [\mathbf{r}_t]_x) \mathbf{f}_t. \quad (15)$$

Тоді поступальне переміщення у центрі інструмента складе

$$\delta_t = \delta_o + \theta_o \mathbf{r}_t = \delta_o - \mathbf{r}_t \theta_o. \quad (16)$$

Підставляючи (14) та (15) до (16), одержимо

$$\delta_t = (C_n + C_c [\mathbf{r}_t]_x - [\mathbf{r}_t]_x C_c^T - [\mathbf{r}_t]_x C_k [\mathbf{r}_t]_x) \mathbf{f}_t. \quad (17)$$

Таким чином, матриця  $C_t = C_n + C_c [\mathbf{r}_t]_x - [\mathbf{r}_t]_x C_c^T - [\mathbf{r}_t]_x C_k [\mathbf{r}_t]_x$  представляє собою *матрицю поступальної податливості, приведену до полюсу інструмента*. Приведена матриця поступальної податливості залежить лише від положення інструмента, тобто інваріантна при зміні системи координат. Аналізуючи (17), можна казати про три компоненти податливості у зоні обробки: *поступальна податливість*, що характеризується матрицею поступальної податливості  $C_n$ , *приведена сполучна податливість*, що характеризується матрицею  $C_c [\mathbf{r}_t]_x - [\mathbf{r}_t]_x C_c^T$ , та *приведена крутильна податливість*, що характеризується матрицею  $-\mathbf{r}_t [\mathbf{r}_t]_x C_k [\mathbf{r}_t]_x$ .

Тоді приведена матриця поступальної жорсткості визначається як

$$K_t = (C_n + C_c [\mathbf{r}_t]_x + [\mathbf{r}_t]_x C_c^T + [\mathbf{r}_t]_x C_k [\mathbf{r}_t]_x)^{-1}. \quad (18)$$

Користуючись формулою Фробеніуса для обернення блочної матриці [6], можна знайти вираз для приведеної матриці поступальної жорсткості

$$K_t = \left( \begin{array}{l} (K_n - K_c K_k^{-1} K_c^T)^{-1} - K_n^{-1} K_c (K_k - K_c^T K_n^{-1} K_c)^{-1} [\mathbf{r}_t]_x - \\ - [\mathbf{r}_t]_x K_n^{-1} K_c^T (K_n - K_c K_k^{-1} K_c^T)^{-1} + [\mathbf{r}_t]_x (K_n - K_c K_k^{-1} K_c^T) [\mathbf{r}_t]_x \end{array} \right)^{-1}. \quad (19)$$

Розглянемо гексапод структури  $3 \times 3$  у центральному положенні з радіусом розміщення шарнірів основи  $R_A = 0,5$  м, рухомої платформи  $R_B = 0,25$  м ( $k_R = 0,5$ ), відстань між основою та рухомою платформою складає  $z_0 = 0,5$  м, а жорсткість штанг приймаємо 100 Н/мкм. Визначивши матрицю жорсткості  $K_o$  у системі координат основи, будемо змінювати положення полюсу інструмента по осі  $Oz$ , приклавши до нього силу величиною 100 Н у напрямку осі  $Ox$ . Переміщення, викликані різними компонентами податливості, одержимо перемноженням відповідних матриць приведеної податливості на вектор навантаження. Одержаний графік залежності складових пружного переміщення полюсу інструмента від його координати  $z_t$  у системі координат основи показано на рис. 2. Переміщення внаслідок поступальної податливості  $\delta_n$  не залежить від розміщення інструмента, переміщення внаслідок крутильної податливості  $\delta_k$  зростає пропорційно квадрату відстані від початку координат, а викликане сполучною податливістю переміщення  $\delta_c$  пропорційне відстані до початку координат і направлено в протилежний від навантаження бік. Внаслідок цього результуюче переміщення  $\delta_t$  має мінімум у положенні полюсу інструмента, більш віддаленому від основи, ніж рухома платформа.

Визначимо приведену матрицю податливості на осі симетрії гексапода в точках на висоті 0,25, 0,5, 0,75 та 1 м над площиною розміщення шарнірів основи і зобразимо її у вигляді еліпсоїда податливості, величини напівосей

якого визначаються власними значеннями, а їх напрямки – відповідними власними векторами матриці податливості (рис. 3) для різних положень рухомої платформи  $z_0 = 0,25$  м (а, г, є),  $z_0 = 0,5$  м (б, д, ж),  $z_0 = 0,75$  м (в, з) та різних співвідношень діаметрів рухомої платформи та основи  $k_R = 0,25$  (а-в),  $k_R = 0,5$  (г-є),  $k_R = 0,75$  (є-з).

Податливість у напрямку осі Z (осьова податливість) постійна вздовж осі гексапода для кожної конфігурації, досить мало залежить від діаметру рухомої платформи, та дещо збільшується із зменшенням висоти розміщення рухомої платформи над напрямними.

Податливість у напрямках осей X та Y однакова внаслідок конструктивної симетрії, тому можна говорити про радіальну податливість гексапода. Радіальна податливість визначається координатою Z розміщення інструмента, причому ступінь цієї залежності значно зростає при зменшенні радіуса рухомої платформи (що пояснюється зменшенням крутильної жорсткості). Область мінімальної радіальної податливості знаходиться завжди над рухомою платформою. При мінімальній висоті рухомої платформи радіальна податливість мінімальна, і навіть менша від осьової податливості.

Очевидно, що бажана форма еліпсоїда приведеної податливості може залежати від виду обробки, але для забезпечення рівномірної високої жорсткості в усіх напрямках кращим є найменший еліпсоїд, максимально наближений до сферичної форми. З рис. 3 випливає, що мінімальні значення радіальної податливості практично не залежать від радіуса рухомої платформи, але при  $k_R = 0,25$  мінімальні значення податливості досягаються лише у невеликій зоні вздовж осі гексапода, найбільша рівномірність досягається при  $k_R = 0,75$ , що дає більш широкий простір для розміщення інструмента, а компромісним варіантом з досить рівномірною радіальною податливістю при невеликих розмірах рухомої платформи слід визнати  $k_R = 0,5$ .

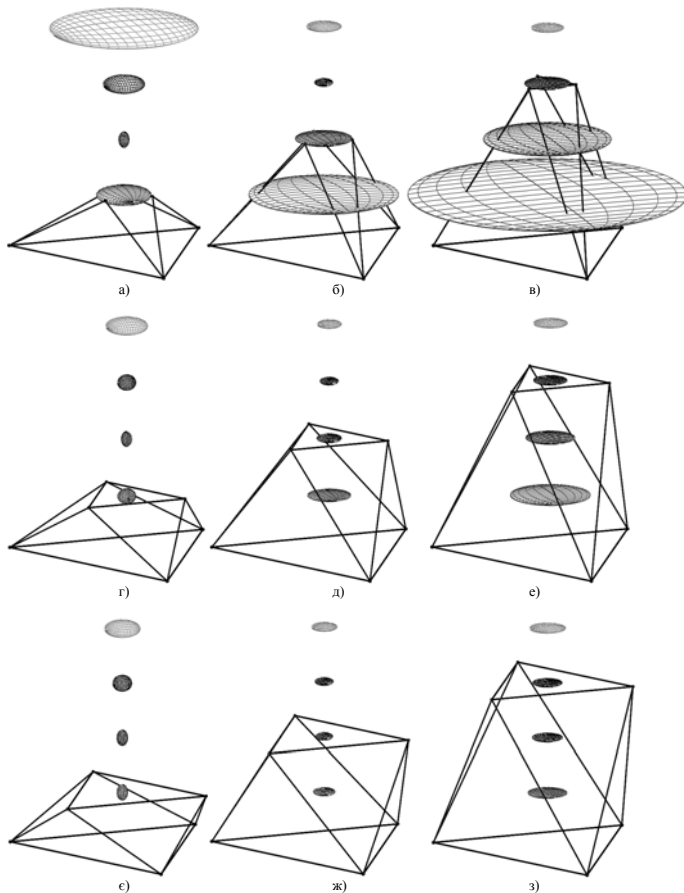


Рис. 3. Еліпсоїди податливості гексапода

радіальну податливість незалежно від діаметра платформи.

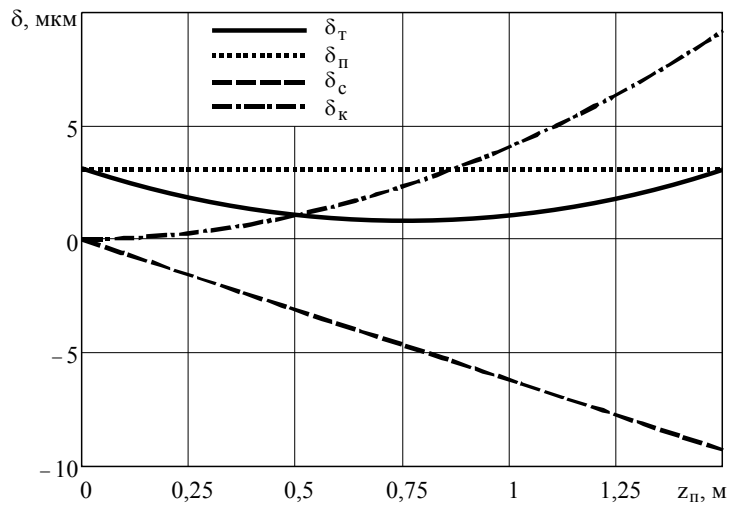


Рис. 2. Складові пружного переміщення полюсу інструмента

залежать від радіуса рухомої платформи, але при  $k_R = 0,25$  мінімальні значення податливості досягаються лише у невеликій зоні вздовж осі гексапода, найбільша рівномірність досягається при  $k_R = 0,75$ , що дає більш широкий простір для розміщення інструмента, а компромісним варіантом з досить рівномірною радіальною податливістю при невеликих розмірах рухомої платформи слід визнати  $k_R = 0,5$ .

Розглянемо більш детально залежність радіальної та осьової податливості від розміщення інструмента та розмірів рухомої платформи (рис. 4). З представлених графіків видно, що осьова податливість завжди менша податливості окремої штанги, і може перевищувати радіальну податливість лише при малій висоті рухомої платформи. При збільшенні висоти рухомої платформи радіальна податливість значно зростає, а осьова – зменшується. При висоті рухомої платформи більше 0,65 м приведена радіальна податливість перевищує податливість окремої штанги. При малому коефіцієнті діаметра рухомої платформи (рис. 4, а) податливість на рівні рухомої платформи велика внаслідок малої крутильної жорсткості, а із віддаленням полюсу інструмента до 0,25 м залежності стають такими ж, як і при більших діаметрах платформи. Рациональним в даному випадку слід визнати розміщення інструмента на відстані 0,25 м над рухомою платформою, оскільки це забезпечує найменшу приведену

Залежність приведеної радіальної жорсткості від радіуса розміщення шарнірів рухомої платформи та її висоти для різних відстаней від інструмента до площини шарнірів показано на рис. 5. Діапазон задовільної радіальної жорсткості лежить у межах висоти рухомої платформи від 0,25 м приблизно до 0,75 м, який можна визнати раціональним робочим простором за критеріями жорсткості. Конструктивна незручність розміщення інструмента в одній площині з шарнірами підтверджується невідгідністю такої компоновки з точки зору жорсткості. При розміщенні полюсу інструмента на відстані 0,25 м від рухомої платформи жорсткість практично не залежить від її розмірів (рис. 5, в), а при коефіцієнті радіуса рухомої платформи  $k_R = 0,75$  жорсткість майже не залежить від розміщення інструмента.

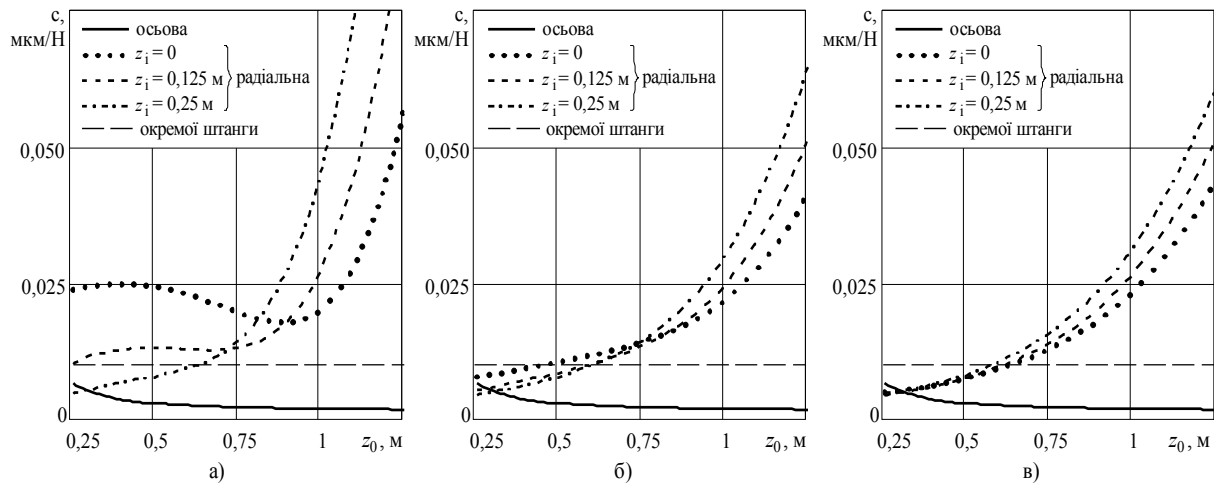


Рис. 4. Приведена податливість гексапода для різних коефіцієнтів радіуса рухомої платформи:  
а)  $k_R = 0,25$ ; б)  $k_R = 0,5$ ; в)  $k_R = 0,75$

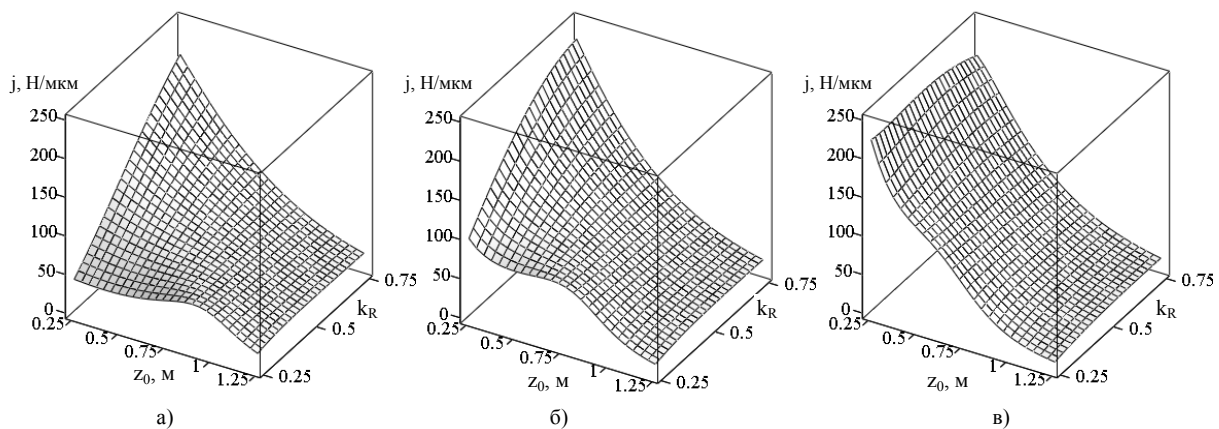


Рис. 5. Приведена радіальна жорсткість гексапода для різних відстаней від полюса інструмента до рухомої платформи: а)  $z_T = 0$ ; б)  $z_T = 0,125$  м; в)  $z_T = 0,25$  м

Висновки і напрямки подальших досліджень:

1. Визначено приведені матриці  $3 \times 3$  поступальної жорсткості та податливості гексапода, які встановлюють у полюсі інструмента зв'язок між прикладеною силою та поступальним переміщенням, з врахуванням поступальної, сполучної та крутильної податливості у початку координат.
2. Приведена осьова податливість (у напрямку осі симетрії гексапода) постійна вздовж осі симетрії, досить мало залежить від діаметра рухомої платформи, дещо зростає із зменшенням висоти розміщення рухомої платформи над напрямними, але у кілька разів менша податливості окремої штанги.
3. Приведена радіальна податливість (перпендикулярна до осі симетрії) залежить від положення полюсу інструмента, причому ступінь цієї залежності значно зростає при зменшенні радіуса рухомої платформи, а область мінімальної радіальної податливості завжди знаходиться над рухомою платформою.
4. Раціональна область розміщення полюсу інструмента знаходиться приблизно на відстані чверті радіуса шарнірів основи від центру рухомої платформи із її зовнішнього боку, у цьому випадку приведена жорсткість практично не залежить від радіуса розміщення шарнірів рухомої платформи.

5. У подальшому слід розглянути вплив кутового положення рухомої платформи на приведену податливість, визначити глобальні показники приведеної жорсткості у робочому просторі гексапода, розробити аналітичні залежності для визначення раціонального положення полюсу інструмента.

#### Список літератури

1. Вайнштейн И.В. Экспериментальное исследование статической жесткости пятикоординатного фрезерного станка с параллельной кинематикой / И.В. Вайнштейн, Н.А. Серков, Р.О. Сироткин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. – №5. – С. 102-109.
2. Кириченко А.М. Показники жорсткості верстатного обладнання з паралельною кінематикою / А.М. Кириченко // Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 22. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С.272-282.
3. Струтинський В.Б. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури / В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко // Вісник Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут”. Серія „Машинобудування”. – 2009. – №57. – С. 198-207.
4. Струтинський В.Б. Оцінка деформативності ланок змінної довжини обладнання з паралельною кінематикою / В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямком "Інженерна механіка"). – Луцьк: Луцький державний технічний університет. – Випуск 25, ч.1. – 2009. – С. 357-362.
5. Иванов А.В. Обеспечение качественных показателей компоновки станка-манипулятора с параллельной кинематикой: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.03.01 „Технологии и оборудование механической и физико-технической обработки” / А.В. Иванов. – Комсомольск-на-Амуре, 2006. – 21 с.
6. Гантмахер Ф.Р. Теория матриц / Ф.Р. Гантмахер. – М.: Наука, 1966. – 576 с.

---

УДК 621.115.001.

О.Ф. Саленко, д-р.техн.наук, проф., зав.каф., О.В. Фомовська, канд.техн.наук, В.О. Дудюк, асп.  
Кременчукський державний університет ім. М.Остроградського, м.Кременчук, Україна

## ФОРМУВАННЯ ДЕСТРУКТИВНОГО ШАРУ НА КРАЙКАХ ОБОЛОНКОВИХ ВИРОБІВ ІЗ НЕМЕТАЛЕВИХ КОМПЗИТИВ ПРИ ГІДРО – ТА ГІДРОАБРАЗИВНОМУ РІЗАННІ

---

*В статье рассмотрены вопросы, касающиеся особенностей формирования дефектного деструктивного слоя при обработке конструкционных композитов струей жидкости сверхвысокого давления или гидроабразивной струей. Представлены теоретико-эмпирические зависимости, позволяющие определить толщину деструкции поверхностных слоев, показаны результаты механических испытаний образцов, полученных различными методами.*

*In article the questions, formations of a defective destructive layer concerning features are considered at processing of constructional composites by the cutting tool, a stream of a liquid of ultrahigh pressure, of a hydro-abrasive stream. The empirical dependences are presented, allowing to define a thickness destroyed blankets, results of mechanical tests of the samples received by various methods are shown.*

---

**Вступ.** Нині при обробці оболонкових виробів із неметалевих композитів, зокрема, при розкромованні листових заготовок, альтернативою механічному або термічному (лазерному) різанню постають технології струминного або струминно-абразивного різання. Головною перевагою зазначених методів є висока продуктивність, яка, порівняно із іншими способами, забезпечує 5...10 кратне скорочення робочого часу (та 2...5 кратне скорочення вартості) на виконання різку довільного профілю та практично довільної довжини. Якщо взяти до уваги, що зазвичай підналагодження гідрорізних верстатів здійснюється в середньому 5-8 разів за зміну, а методи струминного та струминно-абразивного різання мають досить широкі технологічні можливості, і, на відміну від різання механічного, дозволяють відтворювати досить складні елементи профілю, їх переваги стають очевидними. Однак у той же час оброблення заготовок неоднорідної структури (композитів на полімерній основі) стикається з рядом складнощів, пов'язаних із спроможністю рідини вибірково оминати більш міцні перепони та створювати локальні високоградієнтні гідродинамічні навантаження. Ці явища нерідко призводять до появи на поверхні крайки дефектного деструктивного шару значної глибини, який для певних виробів може суттєво погіршити їх експлуатаційні властивості (перед усім, знижуючи міцність та жорсткість виробу, роблячи його крайки водонаповненими тощо). Отже, виявлення функціональних залежностей, що пов'язують режими ведення обробки із очікуваною товщиною деструктивного шару, розробка технічних засобів та технологічних прийомів ведення обробки є