

УДК 621.9.06

Павленко І.І., д.т.н, проф., Вахніченко Д.В., к.т.н.
Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна

ОСОБЛИВОСТІ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ВЕРСТАТИВ-ГЕКСАПОДІВ ПРИ СВЕРДЛІННІ ПІД КУТОМ

Pavlenko I., Vakhnichenko D.
Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine

FEATURES POWER LOAD HEXAPOD DESIGN FOR DRILLING AT AN ANGLE

Проаналізовано силове навантаження верстатів з механізмами паралельної структури при свердлінні отворів під кутом. Виведені аналітичні залежності по визначенню довжин штанг та кутів їх нахилу за умови співвісного розташування платформ та під кутом. Досліджено вплив конструктивних параметрів механізму паралельної структури та просторового положення виконавчого органа на довжини штанг та кути їх нахилу, а відповідно їх силові навантаження. *Ключові слова:* верстат, гексапод, МПС, верстат з МПС, верстат з механізмом паралельної структури

Вступ

При проектуванні механізмів паралельної структури (МПС), які є основою таких верстатів, важливо визначити умови ефективного функціонування верстата, тобто здійснення ним необхідних рухів, які реалізуються відповідним переміщенням та орієнтацією виконавчого органу. Верстати традиційної компоновки зазвичай мають послідовну структуру, де кожна кінематична пара сприймає і передає навантаження, а також переміщує масу кінематичного ланцюга вздовж всіх осей координат верстата. Тобто, велика маса і розміри ланцюгів погіршують динамічні характеристики звичайних верстатів. Обладнання побудоване на основі МПС більш схоже на деякі промислові роботи [1], воно має кілька кінематичних ланок, кожна з яких може по різному сприймати навантаження при виконанні тих чи інших операцій в межах свого робочого простору [2].

Мета

При виконанні свердлильних операцій конструкція гексапода сприймає силове навантаження, яке визначає умови роботи системи та особливості виконання заданої операції. Для визначення цього силового навантаження складаємо відповідну розрахункову схему. В процесі обробки деталі виникають осьова сила різання P_O та крутний момент різання M_P , які діють на свердло і відповідно передаються на конструкцію гексапода. Осьова сила різання створюється приводами, які забезпечують рух штанг в осьовому напрямку, що реалізує рух платформи на якій закріплено привід обертання свердла. Останній і реалізує створення крутного моменту різання. Пропонується визначити силове навантаження конструкції верстата-гексапода при виконанні свердлильної операції.

Дослідження

Першим етапом вирішення поставленого завдання є визначення силового навантаження при створенні осьової сили різання. Для цього використовуємо розроблену розрахункову схему (рис.1), на якій позначено цифрами номери штанг 1...6, а також основні конструктивні розміри гексапода.

Відповідно до наведеної схеми складаємо рівняння рівноваги системи. При цьому необхідна сила різання, яка для даного симетричного варіанту розкладається на 6 штанг (рис.1). Окремий, більш конкретизований варіант схеми штанги із діючим силовим навантаженням наведено на рис.1.б. Тоді для наведеної схеми можна записати:

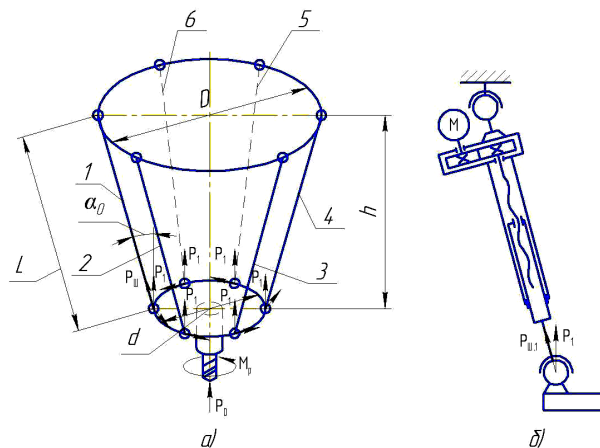


Рис. 1. Силова розрахункова схема

$$P_o = 6 \cdot P_1, \quad (1)$$

Сила на кожній штанзі буде:

$$P_1 = \frac{P_o}{6}, \quad (2)$$

Так як ці сили створюються рухом штанг, то їх необхідно спроекувати на ці штанги, що залежить від кута їх нахилу α . Таким чином сили створювані рухом штанг будуть:

$$P_1 = P_{uu} \cdot \cos \alpha, \quad (3)$$

Звідки

$$P_{uu} = \frac{P_1}{\cos \alpha}, \quad (4)$$

А кут нахилу штанг

$$\alpha = \arctg \frac{D-d}{2h}, \quad (5)$$

Знаючи ці сили і які використовуються проміжні передачі в приводах руху штанг, визначаємо необхідну потужність даних приводів.

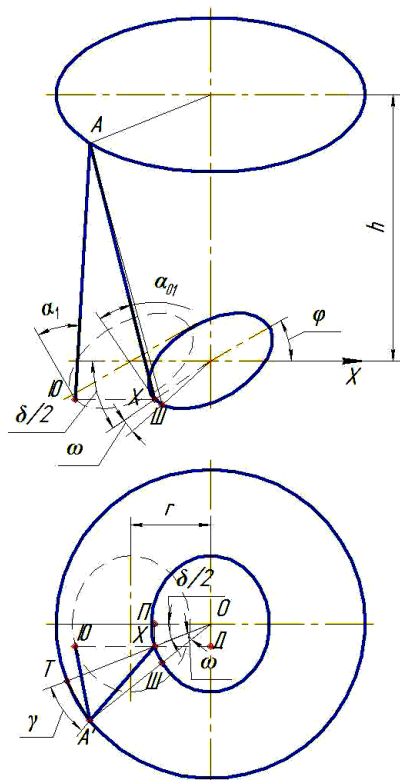


Рис. 2. Розрахункова схема для першої штанги

Для підвищення силової жорсткості МПС, особливо при обробці отворів під кутом, опорні шарніри штанг попарно зміщують одна до одної. Таке виконання конструкції веде до ускладнення розрахунків з визначення передачі сили під час виконання свердильних та інших операцій. Це, в першу чергу, пов'язано з визначенням довжини штанг та кутів їх нахилу залежно від просторового положення рухомої платформи.

Узагальнений приклад розрахунку, для штанги 1 представлено на схемі (рис. 2). На даній схемі показано вихідне розміщення рухомої платформи відносно вісі симетрії МПС, тобто коли центри нерухомої та рухомої платформ розміщені на вертикальній вісі. Всі зазначені параметри МПС аналогічно до попередніх розрахунків. По таких розрахункових схемах послідовно визначаємо довжини штанг та кути їх нахилу відносно вертикальної вісі.

Так, довжина 1-ї штанги AX у вихідному положенні буде:

$$AX = \sqrt{A'X^2 + (h + XD \cdot \operatorname{tg} \varphi)^2}, \quad (6)$$

Для спрощення формул введемо додаткові позначення:

$$C = \frac{D-d \sqrt{\left(\sin \frac{\delta}{2}\right)^2 + \left(\cos \varphi \cdot \cos \frac{\delta}{2}\right)^2}}{2}, \quad (7)$$

Визначивши всі допоміжні величини, розраховуємо значення довжини нахиленої штанги та кута її нахилу відносно вісі проведеної з центру нижньої опори перпендикулярно до рухомої платформи:

$$AX = \left[(C)^2 + \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right)^2 - 2(C) \cdot \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right) \cdot \cos \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) + \left[h + \frac{d}{2} \sin \varphi \cdot \cos \frac{\delta}{2} \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

$$\alpha_{01} = \arctg \left(\frac{A'X}{h + XD \cdot \operatorname{tg} \varphi} \right) - \varphi = \arctg \left[\left[(C)^2 + \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right)^2 - 2(C) \cdot \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right) \cdot \cos \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} / \left(h + \frac{d}{2} \sin \varphi \cdot \cos \frac{\delta}{2} \right) \right] - \varphi \quad (9)$$

Якщо рухома платформа здійснить переміщення в горизонтальній площині на величину $r=XIO$, при тій же висоті її розміщення h , то це можливо при зміні довжин штанг та кутів їх нахилу.

Довжина 1-ї штанги AIO у зміщеному положенні буде:

$$AIO = \left[r^2 + \left((C)^2 + \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right)^2 - 2(C) \cdot \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right) \cos \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) \right) - 2r \cdot \left((C)^2 + \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right)^2 - 2(C) \cdot \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right) \cos \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \cos \left(\arcsin \left[\left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \cdot \sin \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) \right) \cdot \left((C)^2 + \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right)^2 - 2(C) \cdot \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right) \cos \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{\delta}{2} \right) + \left[h + \frac{d}{2} \sin \varphi \cdot \cos \frac{\delta}{2} \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

Визначаємо кут нахилу 1-ї штанги:

$$\alpha_1 = \arctg \left(\frac{AIO}{h + \frac{d}{2} \sin \varphi \cdot \cos \frac{\delta}{2}} \right) - \varphi, \quad (11)$$

$$\alpha_1 = \arctg \left(\left[r^2 + \left((C)^2 + \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right)^2 - 2(C) \cdot \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right) \cos \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) \right) - 2r \cdot \left((C)^2 + \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right)^2 - 2(C) \cdot \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right) \cos \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \cos \left(\arcsin \left[\left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \cdot \sin \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) \right) \cdot \left((C)^2 + \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right)^2 - 2(C) \cdot \left(D \cdot \sin \frac{\omega}{2} \right) \cos \left(90 - \frac{\omega}{2} \right) \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{\delta}{2} \right) + \left[h + \frac{d}{2} \sin \varphi \cdot \cos \frac{\delta}{2} \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}} / \left[h + \frac{d}{2} \sin \varphi \cdot \cos \frac{\delta}{2} \right] \right) - \varphi \quad (12)$$

Подібним чином визначаються довжини інших штанг та кути їх нахилу, для чого складаються відповідні розрахункові схеми. За отриманими рівняннями виконується аналіз впливу конструктивних параметрів верстата з МПС на кут між штангою та вектором дії сили нормальної до рухомої платформи та максимальну довжину штанг, який представлено графіками на рис. 3 – рис.5. Всі ці залежності визначають вплив на силове навантаження МПС.

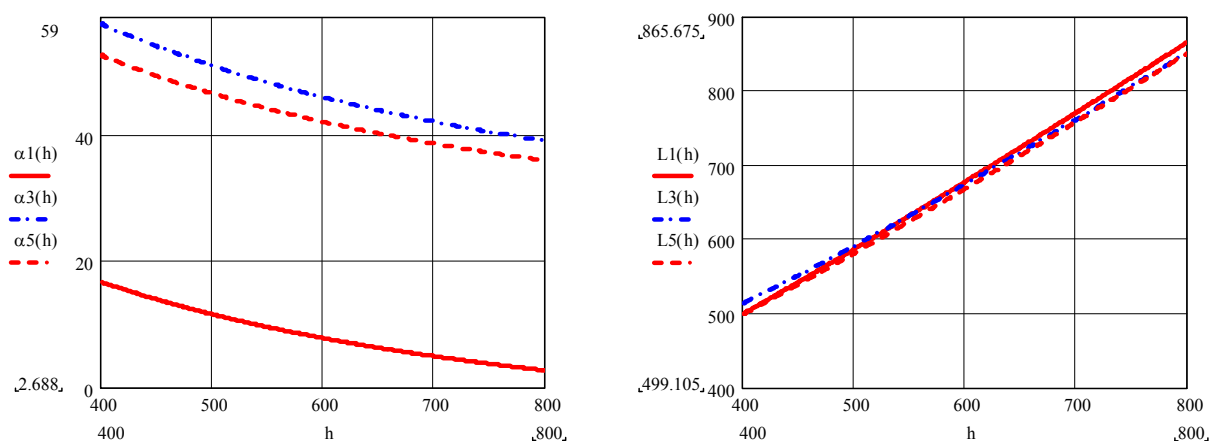


Рис. 3. Графіки впливу положення рухомої платформи на зміну кутів між штангами і векторами дії сил (а) та на довжин штанг (б) при $D = 800$; $d = 200$; $r = 50$; $\omega = 15^\circ$; $\delta = 34^\circ$; $\varphi = 15^\circ$.

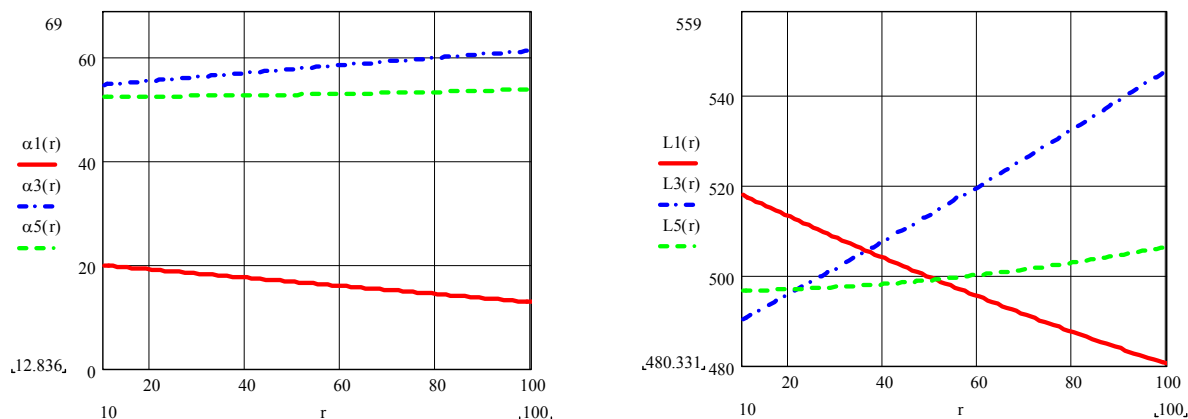


Рис. 4. Графіки впливу зміщення рухомої платформи на зміну кутів між штангами і векторами дії сил (а) та на довжини штанг (б) при $D = 800$; $d = 200$; $h = 400$; $\omega = 15^\circ$; $\delta = 34^\circ$; $\phi = 15^\circ$

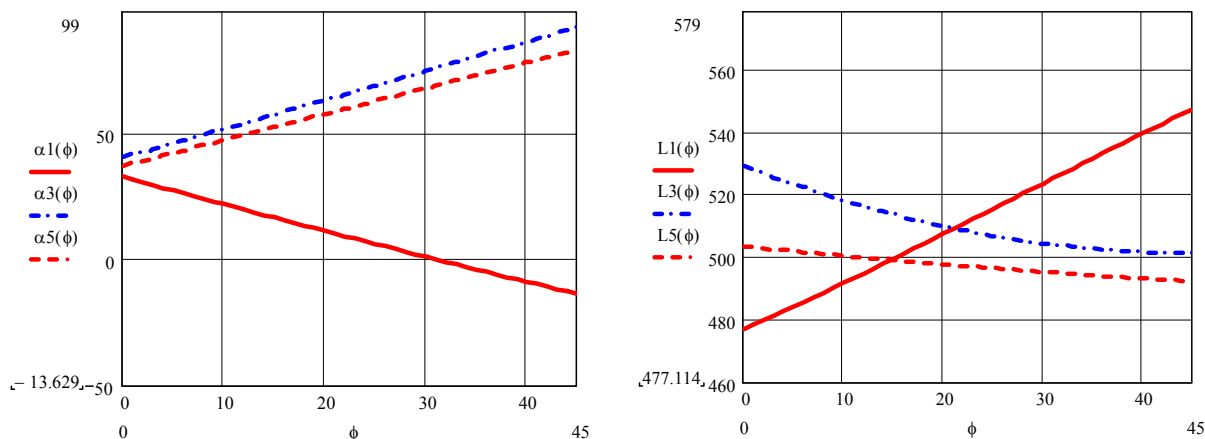


Рис. 5. Графіки впливу кута нахилу рухомої платформи на зміну кутів між штангами і векторами дії сил (а) та на довжини штанг (б) при $D = 800$; $d = 200$; $r = 50$; $h = 400$; $\omega = 10^\circ$; $\delta = 34^\circ$.

Висновки

Аналіз отриманих даних дозволяє зробити наступні висновки:

1. В роботі запропоновано методику аналізу силового навантаження верстатів з механізмами паралельної структури при виконанні свердлильних операцій.

2. З графіків для компоновки $(3 \times 2) \times (3 \times 2)$ у зміщеному від вісі симетрії МПС положенні впливає:

- при збільшенні висоти з 400 до 800 мм, за умови при $D = 800$; $d = 200$; $r = 50$; $\omega = 10^\circ$; $\delta = 34^\circ$; $\phi = 15^\circ$, величини кутів нахилу штанг зменшуються (відповідно для вказаних штанг): 1,6 – на 14° , 3,4 – на 19° , 2,5 – на 17° ; довжини штанг збільшуються: 1,6 – на 366 мм (73,2%), 3,4 – на 338 мм (65,8%), 2,5 – на 352 мм (70,5%).

- при збільшенні величини зміщення ВО від вісі симетрії МПС з 10 до 100 мм, за умови $D = 800$; $d = 200$; $h = 400$; $\omega = 10^\circ$; $\delta = 34^\circ$; $\phi = 15^\circ$, величини кутів нахилу штанг змінюються: 1,6 – зменшується на 7° , 3,4 – збільшується на 7° , 2,5 – збільшується на 2° ; довжини штанг змінюються: 1,6 – зменшується на 38 мм (7,3%), 3,4 – збільшується 56 мм (11,3%), 2,5 – збільшується на 10 мм (2%).

- при збільшенні кута нахилу рухомої платформи з 0° до 45° , за умови $D = 800$; $d = 200$; $h = 400$; $r = 50$; $\omega = 10^\circ$; $\delta = 34^\circ$, величина кутів нахилу штанг змінюється: 1,6 зменшується на 46° , 3,4 збільшується на 52° , 2,5 – збільшується на 47° ; довжини штанг змінюються: 1,6 – збільшується на 71 мм (14,9%), 3,4 – зменшується 27 мм (5,1%), 2,5 – зменшується на 12 мм (2,4%).

- відповідно наведені зміни кутів нахилу штанг передаються на їх силові навантаження.

Аннотация. Проанализировано силовую нагрузку станков с механизмами параллельной структуры при сверлении отверстий под углом. Выведены аналитические зависимости для определения длин штанг и углов их наклона при соосном расположении платформ и под углом. Исследовано влияние конструктивных параметров механизма параллельной структуры и пространственного положения исполнительного органа на длины штанг и углы их наклона.

Ключевые слова: станок, гексапод, МПС, станок с МПС, станок с механизмом параллельной структуры

Abstract. This article examines the design of mechanisms of parallel structure, as the basis of machine tools. For a more effective functioning of the machine, namely the implementation of the necessary technological movements it asked to perform power analysis of the mechanism of parallel structure. Achieved power distribution scheme, which are transmitted to the rod when performing drilling operations. Equating the transfer of forces from the tool on each post. The analytic dependence to determine the angles of the rods and angles of inclination with a coaxial arrangement of platforms and at an angle. According dependencies determined the effect of the design parameters of the mechanism of parallel structure and the spatial position of the executive body for the length of the rods and angles of inclination. These relationships help to choose a more rational design parameters to perform the necessary drilling operations.

Keywords: machine, hexapod, PKM, machine with parallel structure

Бібліографічний список використаної літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування./ Павленко І.І. – Кіровоград; КНТУ, 2007. – 420с.
2. Павленко І.І., Вахніченко Д.В. Аналіз робочого простору верстата з паралельною кінематикою. / Павленко І.І., Вахніченко Д.В. / Збірник наукових праць КНТУ: техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2012. – Вип.25. ч.1. - С.117-124.
3. Павленко І.І., Вахніченко Д.В. Експериментальне дослідження силового навантаження МПС. / Павленко І.І., Вахніченко Д.В. / Збірник наукових праць КНТУ: техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2014. – Вип.27. - С.45-49.

References

1. Pavlenko I.I. Promislovi roboti: osnovi rozrahunku ta proektuvannya. (Industrial robots: the bases of calculation and design). Kirovograd; KNTU, 2007. – 420p.
2. Pavlenko I.I., Vahnichenko D.V. Zbirnik naukovih prats' KNTU: tehnika v sil'skogospodars'komu virobnitstvi, galuzeve mashinobuduvannya, avtomatizatsiya (Journal of scientific papers KNTU: machinery in agricultural production, an industry engineering, automation). Kirovograd, 2012. no.25. P.1. - pp.117-124.
3. Pavlenko I.I., Vahnichenko D.V. Zbirnik naukovih prats' KNTU: tehnika v sil'skogospodars'komu virobnitstvi, galuzeve mashinobuduvannya, avtomatizatsiya (Journal of scientific papers KNTU: machinery in agricultural production, an industry engineering, automation). Kirovograd, 2014. no.27. - pp.45-49.

Подана до редакції 30.04.2015