

Міністерство освіти і науки України  
Центральноукраїнський національний технічний університет

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Шелепко Ольга Володимирівна

УДК 62-231:621.9.04

## **ДИСЕРТАЦІЯ**

# **ПІДВИЩЕННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОКООРДИНАТНИХ ВЕСТАТІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

05.03.01 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти»

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ / О. В. Шелепко /

Науковий керівник – Кириченко Андрій Миколайович, доктор технічних наук, професор

Кропивницький – 2019 рік

## АНОТАЦІЯ

*Шелепко О. В.* Підвищення вихідних характеристик багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим органом. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.03.01 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти». – Центральноукраїнський національний технічний університет, Кропивницький, 2019.

Дисертацію присвячено підвищенню вихідних характеристик багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим органом, шарніри якого мають спільну вісь, завдяки обґрунтуванню раціональної конструкції і геометричних параметрів верстата, а також шляхом цілеспрямованої зміни геометричних параметрів залежно від орієнтації робочого органу та виду обробки.

Верстатобудування відіграє значну роль при виготовленні ряду товарів різних галузей, таких як автомобільна, електрохімічна, авіаційна, обробна промисловість та інші, а отже потребує постійного розвитку та вдосконалення. Одним із перспективних напрямків розвитку даної галузі є використання багатокоординатних верстатів паралельної структури.

Багатокоординатні верстати паралельної структури забезпечують інтегрування до системи автоматизованого виробництва та швидку адаптацію до змін продукції за рахунок особливостей конструкції та використання уніфікованих вузлів, а завдяки калібруванню у просторі досягається висока точність оброблених деталей.

Значний внесок у розвиток даного напрямку здійснили роботи вітчизняних учених, зокрема В. А. Крижанівського, І. І. Павленка, Ю. М. Кузнецова, В. Б. Струтинського, Д. О. Дмитрієва, А. М. Кириченка, В. П. Ягліньського, І. А. Валявського та інших.

Проведено аналіз досліджень який засвідчує, що багатокоординатні верстати паралельної структури зі спеціальним робочим типу пентапод потенційно мають ряд переваг над платформою Стюарта, зокрема, нижчу вартість за рахунок меншої кількості приводів, більш широкі можливості орієнтації робочого органа, у діапазоні більше  $90^\circ$  відносно одної осі. Авторами, які досліджують багатокоординатні верстати паралельної структури зі спеціальним робочим, було визначено кінематичні залежності шляхом знаходження довжини штанг за допомогою розв'язку двох квадратних рівнянь з урахуванням додаткових обмежень для вибору вірного рішення з кількох варіантів, що викликає зайві обчислювальні витрати. Велика кількість праць стосовно визначення робочого простору та жорсткості присвячені дослідженню платформи Стюарта, що не дає змогу зробити однозначні висновки для багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим органом, оскільки вони мають ряд не розглянутих досі особливостей розрахунку, насамперед, через несиметричність розміщення шарнірів на основі та співвісності шарнірів робочого органа із шпинделем верстата.

Основою для проектування, перевірки працездатності та керування верстатом паралельної структури є визначення його кінематичних залежностей. Для цього було розроблено розрахункову схему багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом та на основі тригонометричних функцій вдосконалено однозначний аналітичний метод визначення зворотної кінематики та встановлено характер зміни довжин штанг залежно від переміщення робочого органа вздовж осей, а також кутів його нахилу. Розроблено узагальнену компоновальну схему верстата та математичні моделі, які характеризують розміщення опорних шарнірів у просторі.

На основі вдосконалених кінематичних залежностей проведено моделювання відпрацювання робочим органом заданої функціональної траєкторії з використанням програмного комплексу SolidWorks Motion при

обраних конструктивних параметрах верстата та отримано діаграми зміни довжин штанг.

Для визначення раціональної конструкції верстата необхідно дослідити вплив його геометричних параметрів на величину та форму робочого простору та просторову жорсткість, оскільки ці показники є важливими при проектуванні обладнання.

Розроблено схему побудови робочого простору штанги змінної довжини багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом на основі геометричного методу. Спроековано спрощену 3D модель верстата у середовищі SolidWorks та отримано тривимірну модель робочого простору верстата із вертикальною та горизонтальною орієнтацією робочого органа, шляхом виокремлення спільної частини їх перетину отримано трьохвимірну модель сукупного робочого простору. Побудовано трьохвимірні моделі робочого простору верстата в залежності від змін діапазону довжин штанг та визначено величину їх об'єму. Встановлено, що робочий простір штанги характеризується кутами нахилу шарнірів основи верстата в просторі, діапазоном зміни довжини штанг та розміщенням шарнірів, які з'єднують штанги із робочим органом.

Розроблено розрахункову схему визначення жорсткості багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом. Матрицю жорсткості визначено, розглядаючи штанги як поступальні або крутильні пружини із врахуванням того, що всі штанги верстата працюють на розтяг-стиск, а перша штанга додатково працює і на кручення, оскільки перший шарнір робочого органа нерухомо з'єднаний із його корпусом.

Отримана матриця просторової жорсткості  $6 \times 6$  не дає можливості оцінити характер пружних переміщень інструмента під дією сили технологічного навантаження. Для цього запропоновано схему визначення приведеної до зони обробки жорсткості багатокоординатного верстата



паралельної структури зі спеціальним робочим органом та методику розрахунку приведеної матриці жорсткості  $3 \times 3$ .

Визначено раціональну конструкцію спеціального робочого органа верстата, шляхом порівняння п'яти можливих варіантів компоновки з різним розташування шарнірів на робочому органі за критерієм приведеної поступальної жорсткості у напрямках координатних осей. Запропоновано рекомендації по вибору раціональних геометричних параметрів робочого органа.

Для вибору раціональної конструкції верстата розглянуто можливі варіантів з різним розташуванням першого шарніра основи та визначено раціональне розташування інших шарнірів, для чого було побудовано залежності впливу зміни координат їх розташування на величину приведеної до зони обробки жорсткості верстата та робочого простору.

Запропоновано та обґрунтовано метод підвищення приведеної просторової жорсткості та розширення робочого простору багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом шляхом цілеспрямованої зміни геометричних параметрів верстата за рахунок зміни конфігурації розташування окремих шарнірних опор нерухомої основи.

Виконано експериментальне вимірювання жорсткості робочого органа при осьовому та радіальному навантаженні та приведеної просторової жорсткості верстата, шляхом вимірювання переміщень робочого органа із горизонтальною та вертикальною його орієнтацією при навантаженні по осях  $X$ ,  $Y$  та  $Z$ , для чого розроблено та виготовлено діючий зразок верстата та розроблено відповідне оснащення. Загалом проведено 52 вимірювання.

На основі отриманих значень пружних переміщень робочого органа під дією сили навантаження визначено приведену матрицю жорсткості верстата та побудовано еліпсоїди приведеної поступальної жорсткості.

Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць жорсткості із горизонтальною та вертикальною орієнтацією робочого органа

для різних положень у просторі виконано за елементами головної діагоналі матриць жорсткості та власними значеннями.

Для перевірки працездатності та кінематичних залежностей верстата спроектовано 3D модель тестової деталі у середовищі SolisWorks, програму обробки якої згенеровано за допомогою САМ-системи HSMWorks з використанням постпроцесора для LinuxCNC.

Дерев'яна заготовка оброблялася двозубою кінцевою фрезою діаметром 3 мм, режими різання: частота обертання шпинделя  $10000 \text{ хв}^{-1}$ , подача 1000 мм/хв, глибина різання 1...3 мм. Обробку деталі виконано успішно відповідно до заданої траєкторії, контур оброблених карманів має чисту поверхню, розміри відповідають заданим.

На основі проведених досліджень сформульовані основні особливості проектування багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим органом. Запропоновано нову конструкцію верстата та їх елементів, які захищені патентами України. Запропоновано методи розширення можливостей обробки на існуючій конструкції багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим органом.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає у тому, що у дисертації поставлено та розв'язано задачу підвищення вихідних характеристик багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим органом, шарніри якого мають спільну вісь, шляхом обґрунтування раціональної компоновки та геометричних параметрів, а також управління вихідними характеристиками шляхом цілеспрямованої зміни конфігурації розташування окремих шарнірних опор нерухомої основи верстата залежно від орієнтації робочого органа та виду обробки. У процесі розв'язання цієї задачі отримано ряд нових наукових результатів:

1. Вперше розроблено узагальнену компоувальну схему і математичні моделі багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним

робочим органом, які характеризують розміщення опорних шарнірів у просторі, та відповідно вдосконалено його кінематичні залежності.

2. Вперше встановлено вплив компоновки та геометричних параметрів багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом на величину та форму робочого простору та приведену до зони обробки жорсткість, що дало змогу встановити ділянки робочого простору із максимальними показниками жорсткості, а значить, і відповідно з мінімальними похибками обробки деталей.

3. Вперше запропоновано та науково обґрунтовано метод підвищення приведеної просторової жорсткості та розширення робочого простору багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом шляхом цілеспрямованої зміни конфігурації розташування окремих шарнірних опор нерухомої основи.

#### **Практичне значення одержаних результатів:**

1. Отримані теоретичні залежності об'єму та форми робочого простору від геометричних параметрів багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом, що дають змогу визначитися із необхідною компоновкою обладнання на етапі проектування.

2. Запропонована методика визначення приведеної до зони обробки жорсткості багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом у просторі при різних варіантах орієнтації робочого органа, що дає змогу встановити ділянки робочого простору із максимальними показниками жорсткості для забезпечення точної обробки деталей та вузлів.

3. Встановлено раціональну компоновку багатокоординатного верстата паралельної структури та схему спеціального робочого органа, обґрунтовано вибір їх раціональних геометричних параметрів з точки зору приведеної жорсткості, описані основні особливості проектування та запропоновано методи розширення можливостей обробки на існуючій конструкції

багатокоординатних верстатах паралельної структури зі спеціальним робочим органом.

4. На основі розроблених теоретичних залежностей вперше запропоновано нові конструкції багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим та їх елементів, які мають розширені функціональні можливості за критеріями приведеної жорсткості та робочого простору і захищені патентами України.

5. Методики визначення приведеної до зони обробки жорсткості і робочого простору, практичні рекомендації з вибору раціональної компоновки, конструкції та геометричних параметрів багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим і її компонентів та розроблені конструкції багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим з можливістю зміни геометричних характеристик під час роботи передано для подальших досліджень та впроваджень на НВФ «КІТ-КОНСАЛТИНГ» ТОВ, м. Кропивницький.

6. Розроблені методики використовуються у навчальному процесі Центральноукраїнського національного технічного університету, а саме: окремі розділи використовуються у процесі викладання таких дисциплін: «Технологічне обладнання з паралельною кінематикою», «Мехатронні системи верстатів» та «Проектування машин та обладнання».

*Ключові слова:* верстат паралельної структури, спеціальний робочий орган, робочий простір, штанга змінної довжини, жорсткість.

## ABSTRACT

*Shelepko O. V.* Improvement of output characteristics of multiaxis parallel kinematic machines with special effector. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.03.01 "Processes of Machining, Machines and Tools". – Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, 2019.

The dissertation is devoted to the solution of the actual scientific and technical problem, namely, to increase the output characteristics of multiaxis parallel kinematic machine with a special effector whose hinges have a common axis, by substantiating rational layout and geometric parameters, as well as output characteristics management by purposeful displacement of base joints depending on the effector orientation and the type of machining.

Machine-tool engineering plays a significant role in the manufacturing of a different products to various industries, such as automotive, electrochemical, aircraft, machining and others, and also needs constant development and improvement. One of the most promising directions for the its development is the multiaxis parallel kinematic machine using.

The multiaxis parallel kinematic machine provides integration to the automated production systems and quick adaptation to changes in product structure for a specific design and use of unified nodes, as well as calibration in space achieves high precision of machined parts.

Significant contribution to the development of this direction have made domestic scientists, such as A. Kryzhanivskoho, I.I. Pavlenka, Yu. M. Kuznetsova, V. B. Strutynskoho, D. O. Dmytriieva, A. M. Kyrychenka, V. P. Yahlinskoho, I. A. Valiavskoho and others.

An analysis of research has been conducted that the multiaxis parallel kinematic machines with special pentapod type effector is potentially has several advantages over the Stewart platform, namely lower cost due to fewer drives, more extensive orientation of special effector in the range of more than  $90^\circ$  relative to one axis. The authors who researches the multiaxis parallel kinematic machines with special effector have recognized the cinematicity of length link using two quadratic equation, taking into account additional constraints for choosing solutions. A large number of works that do not allow for single-use studies help to draw unambiguous conclusions for multiaxis parallel kinematic machines with special effector, because they can not be calculated for important calculations

compared to the Stewart platform, on the basis and cooperation of the effector and the machine tool spindle joints.

The basis for designing, testing, and controlling a parallel kinematic machine is the determination its kinematic dependencies. For this purpose, a calculation scheme of a multiaxis parallel kinematic machine with special effector was designed and on the basis of trigonometric functions, an unambiguous analytical method for determining the reverse kinematics was improved and the character of the change in the link length was determined depending on the movement of the effector along the axes, as well as the angles of its inclination. The machine general composite scheme and mathematical models that characterize the placement of supporting joints in space are designed.

On the basis of improved kinematic dependencies, a simulation of the effector work with functional trajectory using the SolidWorks Motion software program at selected structural parameters of the machine was performed and a diagram of variable link length was obtained.

To determine the rational design of the machine it is necessary to investigate the influence of its geometrical parameters on the size and shape of the workspace and the spacial stiffness of the machine, as this indicator is important in the design of equipment.

The scheme of variable link length workspace construction of a multiaxis parallel kinematic machine with special effector on the basis of a geometric method is developed. The simplified 3D model of the machine in the SolidWorks was designed and 3D model of the machine workspace with vertical and horizontal effector orientation was obtained, and a 3D model of the cumulative workspace was obtained by isolating the common part of their intersection. 3D models of the machine workspace are designed depending on changes in the range of the link length and the size of their volume is determined. It was established that the link workspace is characterized by the angles of the joints of the base of the machine in space, the range of variable link length and the placement of joints that connect the link with the effector.

A scheme for determining the stiffness of a multiaxis parallel kinematic machine with special effector was designed. The stiffness matrix is determined by considering the links as progressive or vative springs, taking into account that all the machine links are working on tension-compression, and the first one works additionally and for torsion, since the first effector joint is fixedly connected to its body.

The obtained matrix of spacial stiffness  $6 \times 6$  does not allow to estimate the nature of the tool elastic displacements under the influence of the technological load force. For this purpose, a scheme for the spacial stiffness is reduced to the zone of processing of a multiaxis parallel kinematic machine with special effector and the method of calculating the spacial matrix of stiffness  $3 \times 3$  is proposed.

The rational design of the machine special effector is determined by comparing five possible layout variants with different arrangement of joints on the effector according to the criterion of the spacial stiffness is reduced to the zone of processing in the directions of coordinate axes. Recommendations for the choice of rational geometrical parameters of a effector are offered.

To select a rational version of the layout of the machine, several layouts with a different arrangement of the first hinge of the base were considered and the rational arrangement of the other joints was determined, for which the dependences of the influence of the change of coordinates of their position on the magnitude of the reduced to the zone of processing of the rigidity of the machine tool and workspace were constructed.

The method of the spacial stiffness increasing is reduced to the zone of processing and expansion of the workspace of a multiaxis parallel kinematic machine with special effector is substantiated by purposeful change of the geometric parameters of the machine due to the change of the fixed base individual joints arrangement configuration .

The experimental measurements of the effector stiffness with axial and radial loading and the spacial stiffness is reduced to the machine processing zone are made by measuring the displacements of the effector with its horizontal and

vertical orientation when loading on the axes X, Y and Z, for which a working model of the machine tools was developed and manufactured and appropriate equipment. In total, 52 measurements were made.

On the basis of the effector elastic displacements values obtained under the load force action, the spacial stiffness matrix is reduced to the zone of processing was determined and the ellipsoids of reduced forward stiffness were constructed.

Comparison of theoretically and experimentally determined stiffness matrix of horizontal and vertical effector orientation for different positions in space is made of the main diagonal stiffness matrix elements and eigenvalues.

To verify dependencies and kinematic machine designed SolidWorks 3D model test parts, processing program which is generated using CAM-system HSMWorks using a postprocessor for LinuxCNC.

Timber parts billet treated bidentate end mills with a 3 mm diameter, cutting conditions: speed spindle 10,000 min<sup>-1</sup> feed 1000 mm/min, cutting depth 1 ... 3 mm. The machining of the part is performed successfully according to the given trajectory, the contour of the processed pockets has a clean surface, the sizes correspond to the given.

On the basis of the conducted research, the main features of the design of multiaxis parallel kinematic machine with special effector are formulated. A new design of the machine tool and its elements, protected by Ukrainian patents, is proposed. The methods of expanding the processing possibilities on the existing structure of multiaxis parallel kinematic machines with special effector are proposed.

**The scientific novelty of the obtained results** is in the dissertation solution the problem of increasing the multiaxis parallel kinematic machines with special effector output characteristics, the joints of which have a common axis, by substantiating the rational layout and geometric parameters, as well as the output characteristics management through the purposeful change of the location configuration of the fixed base individual the joint supports of the machine



depending on the effector orientation and the type of processing. In the process of solving this problem a number of new scientific results were obtained:

1. For the first time, a general composite scheme and mathematical models of the multiaxis parallel kinematic machines with special effector have been developed that characterize the location of the supporting joints in space and accordingly its kinematic dependencies have been improved.

2. For the first time the influence of the layout and geometric parameters of the multiaxis parallel kinematic machines with special effector on the workspace size and shape, and the spacial stiffness is reduced to the zone of processing, which made it possible to install the areas of workspace with the maximum stiffness indicators, and thus, in accordance with the minimum errors of the parts processing.

3. For the first time, the method of increasing the spacial stiffness is reduced to the zone of processing and expanding the workspace multiaxis parallel kinematic machines with special effector was proposed and scientifically substantiated by means of purposeful change of the fixed base individual joints arrangement configuration.

**The practical value of the results obtained:**

1. Theoretical dependences of the workspace volume and shape on the geometrical parameters of the multiaxis parallel kinematic machines with special effector are obtained, which make it possible to determine with the necessary layout of the equipment at the design stage.

2. The method of determination the spacial stiffness is reduced to the processing zone of the multiaxis parallel kinematic machines with special effector in the space for different routing orientation variants, which allows to determine the workspace areas with the maximum stiffness indexes for ensuring accurate processing of parts and knots, was proposed.

3. The rational layout of the multiaxis parallel kinematic machines with special effector have been established, the choice of their rational geometric parameters is grounded in terms of the spacial stiffness is reduced to the zone of

processing, the main features of the design have been described, and methods of expanding the processing possibilities on the existing design of the multiaxis parallel kinematic machines with special effector have been proposed.

4. On the basis of the developed theoretical dependences, for the first time new designs of the multiaxis parallel kinematic machines with special effector and their elements, which have expanded functionality according to the spacial stiffness criteria was reduced to the zone of processing and workspace and protected by Ukrainian patents, were proposed.

5. Methods of determination of the spacial stiffness is reduced to the zone of processing and workspace, practical recommendations for choosing the rational layout, construction and geometrical parameters of the multiaxis parallel kinematic machines with special effector and its components, and the design of the multiaxis parallel kinematic machines with special effector with the ability to change the geometrical characteristics during operation is transmitted for further research and Implementation of the "KIT-CONSULTING" LLC, Kropivnitsky.

6. The developed methodologies are used in the educational process of the Central Ukrainian National Technical University, namely: separate sections are used in the teaching of such disciplines: "Parallel kinematic technological machines ", "Mechatronic systems of machine tools" and "Design of machines and equipment".

*Key words:* parallel kinematic machine, special effector, workspace, variable length link, spacial stiffness.

## **СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Пономаренко О. В. Робочий простір п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою. *Конструювання, виробництво та експлуатація*

- сільськогосподарських машин (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2011. Вип. 41, ч. II. С. 232–236.
2. Кириченко А. М., Шелепко О. В., Черновол М. І. Просторова жорсткість верстата з механізмом паралельної структури «пентапод». *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2012. Вип. 42, ч. II. С. 187–190.
  3. Кириченко А. М., Шелепко О. В., Сапон С. П. Кінематика п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою. *Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки»*. Чернігів, 2013. № 3 (67). С. 100–104. (стаття включена до міжнародної наукометричної бази даних eLIBRARY.RU).
  4. Кириченко А. М., Шелепко О. В. Вибір компоновки багатокоординатного верстата паралельної структури з ланками змінної довжини. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2015. № 28. С. 3–8.
  5. Кириченко А. М., Шелепко О. В. Експериментальне дослідження жорсткості шарнірів робочого органа багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». *Вісник Херсонського національного технічного університету*. Херсон, 2015. № 4 (55). С. 31–35. (стаття включена до наукометричної бази РІНЦ).
  6. Шелепко О. В., Кириченко А. М., Гречка А. І. Експериментальне визначення жорсткості багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кропивницький, 2018. № 31. С. 104–110.
  7. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Вибір раціональної конструкції робочого органа верстата-пентапода за критерієм приведеної жорсткості. *Вісник*

*Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук, 2018. Вип. 5 (112). С. 81–86. (стаття включена у міжнародну наукометричну базу даних eLIBRARY.RU, «Ulrich's Web Global Serials Directory», «Index Copernicus», «Polish Scholarly Bibliography», «Infobase Index», eLIBRARY.RU, «Inspec», «Open Academic Journals Index», «Google Scholar», «CiteFactor» і «Scientific Indexing Services»).

*Опубліковані праці апробаційного характеру:*

8. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Розвиток багатокоординатних верстатів паралельної структури. *Проблеми та перспективи розвитку науки*: матеріали XIV міжнар. наук.-прак. конф., м. Київ, 25-26 жовт. 2014 р. Київ, 2014. Т. 1. С. 19–21.
9. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Експериментальне дослідження багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». *Сучасні технології промислового комплексу*: матеріали всеукр. наук.-практ. конф., м. Херсон, 15-18 верес. 2015 р. Херсон, 2015. Вип. 2. С. 160–161.
10. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Моделювання руху багатокоординатного верстата паралельної структури «Пентапод». *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем*: матеріали VI міжнар. наук.-прак. конф., м. Чернігів, 26-29 квіт. 2016 р. Чернігів, 2016. С. 124–125.
11. Шелепко О. В., Кириченко А. М., Гречка А. І. Визначення конструктивних параметрів багатокоординатного верстата паралельної структури «Пентапод». *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем*: матеріали VII міжнар. наук.-прак. конф., м. Чернігів, 24-27 квіт. 2017 р. Чернігів, 2017. Т. 1. С. 106–107.
12. Шелепко О. В., Кириченко А. М., Гречка А. І. Експериментальне визначення пружних деформацій багатокоординатного верстата

паралельної структури «пентапод». *Сучасні технології промислового комплексу*: матеріали III міжнар. наук.-прак. конф., м. Херсон, 12-17 верес. 2017 р. Херсон, 2017. Вип. 3. С. 236–237.

13. Kyrychenko A., Shelepko O., Alibraheemi M. Pentapod kinematics module for LinuxCNC. *Автоматика та комп'ютерно-інтегровані технології у промисловості, телекомунікаціях, енергетиці та транспорті*: матеріали всеукр. наук.-прак. Інтерн.-конф., м. Кропивницький, 16-17 листоп. 2017 р. Кропивницький, 2017. С. 15–17.
14. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Приведена жорсткість верстата-пентапода. *Сучасні технології промислового комплексу: базові процесні інновації – 2018*: матеріали IV міжнар. наук.-прак. конф., м. Херсон, 12-16 верес. 2018 р. Херсон, 2018. Вип. 4. С. 97–98.

*Опубліковані праці, які додатково відображають  
наукові результати дисертації:*

15. Верстат: пат. 67445 Україна: МПК В23Q 7/00. № u201107981; заявл. 24.06.2011; опубл. 27.02.2012, Бюл. № 4. 2 с.
16. Штанга змінної довжини: пат. 70002 Україна: МПК В23Q 3/00, В23В 31/00. № u201112836; заявл. 01.11.2011; опубл. 25.05.2012, Бюл. № 10. 2 с.
17. Робочий орган п'ятикоординатного верстата: пат. 84552 Україна: МПК F16C 11/08. № u201304945; заявл. 17.04.2013; опубл. 25.10.2013, Бюл. № 20. 2 с.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                                |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ ТА СКОРОЧЕНЬ .....                                                                                         | 21 |
| ВСТУП .....                                                                                                                                    | 22 |
| 1. ПРОБЛЕМА СТВОРЕННЯ БАГАТОКООРДИНАТНИХ ВЕРСТАТІВ<br>ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ .....                                                              | 29 |
| 1.1. Поточний стан розвитку обладнання з механізмами<br>паралельної структури .....                                                            | 29 |
| 1.2. Існуюче багатокоординатне обладнання паралельної<br>структури .....                                                                       | 34 |
| 1.3. Властивості механізмів паралельної структури .....                                                                                        | 40 |
| 1.4. Аналіз раніше проведених теоретичних досліджень<br>обладнання паралельної структури .....                                                 | 45 |
| 1.5. Мета і задачі роботи .....                                                                                                                | 52 |
| 2. РОЗРОБКА ЗАГАЛЬНОЇ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ .....                                                                                                | 54 |
| 2.1. Методика теоретичних досліджень геометричних параметрів.....                                                                              | 54 |
| 2.2. Методика теоретичних досліджень кінематики та робочого<br>простору .....                                                                  | 56 |
| 2.3. Методика теоретичних досліджень жорсткості.....                                                                                           | 64 |
| 2.4. Конструкція експериментальних установок та засоби<br>вимірювання .....                                                                    | 67 |
| 2.5. Методика експериментальних досліджень жорсткості .....                                                                                    | 70 |
| 2.6. Висновки за розділом .....                                                                                                                | 81 |
| 3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК<br>БАГАТОКООРДИНАТНОГО ВЕРСТАТА ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ<br>ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ ..... | 83 |
| 3.1. Кінематичні залежності багатокоординатного верстата<br>паралельної структури зі спеціальним робочим органом .....                         | 83 |
| 3.2. Робочий простір багатокоординатного верстата паралельної<br>структури зі спеціальним робочим органом .....                                | 87 |

|                                                                                                                                                               |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.3 Просторова приведена жорсткість багатокординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом .....                                    | 93  |
| 3.4. Вибір конструкції спеціального робочого органа багатокординатного верстата паралельної структури .....                                                   | 96  |
| 3.5. Вибір раціональної конструкції багатокординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом .....                                    | 103 |
| 3.6. Висновки за розділом .....                                                                                                                               | 117 |
| 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ .....                                                                                                                         | 119 |
| 4.1. Визначення пружних деформацій шарнірних опор робочого органа .....                                                                                       | 119 |
| 4.2. Визначення жорсткості багатокординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом у робочому просторі .....                         | 120 |
| 4.3. Порівняння результатів експериментальних та теоретичних досліджень .....                                                                                 | 126 |
| 4.4. Виробничі випробування багатокординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом .....                                            | 132 |
| 4.5. Висновки за розділом .....                                                                                                                               | 134 |
| 5. РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПРОЕКТУВАННЯ БАГАТОКООРДИНАТНИХ ВЕРСТАТІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ ТА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ ..... | 136 |
| 5.1. Особливості проектування багатокординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим органом .....                                          | 136 |
| 5.2. Нові конструкції багатокординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом та їх вузлів .....                                     | 137 |

|                                                                                                                                      |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 5.3. Розширення можливостей обробки на багатокоординатних<br>верстатах паралельної структури зі спеціальним робочим<br>органом ..... | 141 |
| 5.4. Оцінка ефективності застосування багатокоординатного<br>верстата паралельної структури зі спеціальним робочим<br>органом .....  | 147 |
| 5.5. Висновки за розділом .....                                                                                                      | 151 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....                                                                                                              | 153 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....                                                                                                     | 157 |
| ДОДАТКИ.....                                                                                                                         | 173 |



# ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ ТА СКОРОЧЕНЬ

|                                                |                                                                           |
|------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|
| МПС                                            | Механізм паралельної структури                                            |
| БВПС                                           | Багатокоординатний верстат паралельної структури                          |
| РО                                             | Робочий орган                                                             |
| РП                                             | Робочий простір                                                           |
| ЧПУ                                            | Числове програмне управління                                              |
| $q_i$                                          | Довжини штанг                                                             |
| $A_i (x_{Ai}, y_{Ai}, z_{Ai})$                 | Точка розташування шарнірів основи                                        |
| $B_i (x_{Bi}, y_{Bi}, z_{Bi})$                 | Точка розташування шарнірів РО                                            |
| $k_{\Pi}$                                      | Поступальна жорсткість штанг                                              |
| $k_{\kappa}$                                   | Крутильна жорсткість штанг                                                |
| $\mathbf{n}_i$                                 | Одиничний вектор напрямку штанг                                           |
| $J$                                            | Якобіан (матриця Якобі)                                                   |
| $L_i$                                          | Фактична довжина умовної штанги                                           |
| $\vartheta_i, \delta_i, \varepsilon_1$         | Проекційні кути нахилу умовної штанги                                     |
| $\alpha_i, \beta_i$                            | Фактичні кути просторової орієнтації умовних штанг                        |
| $l_{\alpha i}, l_{\beta i}, l_{\varepsilon 1}$ | Проекційна довжина умовної штанги                                         |
| $R$                                            | Матриця повороту системи координат (кути Крилова)                         |
| $[\mathbf{p}_{\Pi}]$                           | Кососиметрична матриця 3x3, породжена радіус-вектором вершини інструмента |

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Одним з перспективних напрямів розвитку верстатобудування є створення багатокординатних верстатів паралельної структури (БВПС), які характеризуються високою швидкістю переміщення при достатній жорсткості для обробки складних деталей та вузлів.

Серед БВПС однією з найбільш розповсюджених є платформа Стюарта, яка забезпечує шість ступенів вільності робочого органа (РО). Її принциповим недоліком є недостатня для повноцінної п'ятикоординатної обробки можливість орієнтації РО (у межах  $50 - 60^\circ$ ). До того ж, шість ступенів вільності РО є зайвими, оскільки обробка деталей звичайно ведеться по п'яти координатах, а шоста співпадає з віссю шпинделя. Тому практичний інтерес для використання у верстатному обладнанні представляють механізми з п'ятьма ступенями вільності зі спеціальним РО, зокрема «пентапод», у якому спеціальне розміщення шарнірних опор дозволяє обмежитися п'ятьма приводами з ланками змінної довжини і забезпечити можливість орієнтації РО у діапазоні більше  $90$  градусів навколо однієї з осей.

Для БВПС зі спеціальним РО існує необхідність вдосконалення методів розрахунку кінематичних залежностей, визначення величини та форми сукупного робочого простору (РП), приведеної до зони обробки жорсткості при різній орієнтації РО, обґрунтування вибору раціональної компоновки та геометричних параметрів, що визначає актуальність дисертаційної роботи.

**Зв'язок дисертації з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана на кафедрі металорізальних верстатів та систем Центральноукраїнського національного технічного університету і пов'язана з тематикою науково-дослідної роботи кафедри на тему «Підвищення ефективності технологічного обладнання з механізмами паралельної структури» (номер державної реєстрації № 0111U000304) та держбюджетною темою «Теоретичні основи проектування багатокординатних верстатів і

машин з мехатронними стрижневими структурами та комп'ютерно-інтегрованими оптимальними робастними системами керування» (номер державної реєстрації № 0113U003084с).

**Мета роботи** полягає у підвищенні вихідних характеристик БВПС зі спеціальним РО, шарніри якого мають спільну вісь, на основі обґрунтування раціональної компоновки механізму верстата, добору геометричних параметрів, а також управління вихідними характеристиками шляхом цілеспрямованої зміни геометричних параметрів залежно від орієнтації РО та виду обробки.

Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі необхідно вирішити такі задачі:

1. Розробити узагальнену компоновальну схему і математичні моделі БВПС зі спеціальним РО, за допомогою чого визначити розміщення опорних шарнірів у просторі.

2. Вдосконалити метод розв'язання зворотної кінематичної залежності БВПС зі спеціальним РО, за допомогою чого визначити РП та приведену до зони обробки просторову жорсткість залежно від орієнтації РО та геометричних параметрів верстата.

3. Виконати обґрунтування раціональної компоновки, конструкції та геометричних параметрів БВПС зі спеціальним РО за характеристиками приведеної до зони обробки жорсткості та РП.

4. Обґрунтувати доцільність управління вихідними характеристиками БВПС зі спеціальним РО шляхом зміни геометричних параметрів залежно від орієнтації РО та виду обробки.

5. Спроекувати та виготовити дослідний зразок БВПС зі спеціальним РО, для якого експериментально виміряти жорсткість РО та приведену просторову жорсткість.

6. Сформулювати основні особливості проектування БВПС зі спеціальним РО та рекомендації з розширення їх технологічних

можливостей, а також розробити нові конструкції БВПС зі спеціальним РО та їх вузлів.

**Об'єкт дослідження** є багатокоординатний верстат паралельної структури зі спеціальним робочим органом.

**Предмет дослідження** є вплив компоновки та геометричних параметрів БВПС зі спеціальним РО на приведену просторову жорсткість та величину РП.

**Методи дослідження.** У дисертаційній роботі теоретичні дослідження базувалися на основних положеннях аналітичної геометрії, основ верстатобудування, мехатроніки, теорії механізмів і машин, векторних та матричних теоріях та комп'ютерного моделювання, а експериментальні дослідження проведені на спроектованому та виготовленому дослідному зразку БВПС зі спеціальним РО.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає у тому, що у дисертації поставлено та розв'язано задачу підвищення вихідних характеристик БВПС зі спеціальним РО, шарніри якого мають спільну вісь, шляхом обґрунтування раціональної компоновки та геометричних параметрів, а також управління вихідними характеристиками шляхом цілеспрямованої зміни конфігурації розташування окремих шарнірних опор нерухомої основи верстата залежно від орієнтації РО та виду обробки. У процесі розв'язання цієї задачі отримано ряд нових наукових результатів:

1. Вперше розроблено узагальнену компоновальну схему і математичні моделі БВПС зі спеціальним РО, які характеризують розміщення опорних шарнірів у просторі, та відповідно вдосконалено його кінематичні залежності.

2. Вперше встановлено вплив компоновки та геометричних параметрів БВПС зі спеціальним РО на величину та форму РП та приведену до зони обробки жорсткість, що дало змогу встановити ділянки РП із максимальними показниками жорсткості, а значить, і відповідно з мінімальними похибками обробки деталей.

3. Вперше запропоновано та науково обґрунтовано метод підвищення приведеної просторової жорсткості та розширення РП БВПС зі спеціальним РО шляхом цілеспрямованої зміни конфігурації розташування окремих шарнірних опор нерухомої основи.

**Практичне значення одержаних результатів:**

1. Отримані теоретичні залежності об'єму та форми РП від геометричних параметрів БВПС зі спеціальним РО, що дають змогу визначитися із необхідною компоновкою обладнання на етапі проектування.

2. Запропонована методика визначення приведеної до зони обробки жорсткості БВПС зі спеціальним РО у просторі при різних варіантах орієнтації РО, що дає змогу встановити ділянки РП із максимальними показниками жорсткості для забезпечення точної обробки деталей та вузлів.

3. Встановлено раціональну компоновку БВПС та схему спеціального РО, обґрунтовано вибір їх раціональних геометричних параметрів з точки зору приведеної жорсткості, описані основні особливості проектування та запропоновано методи розширення можливостей обробки на існуючій конструкції БВПС зі спеціальним РО.

4. На основі розроблених теоретичних залежностей вперше запропоновано нові конструкції БВПС зі спеціальним РО та їх елементів, які мають розширені функціональні можливості за критеріями приведеної жорсткості та РП і захищені патентами України.

5. Методики визначення приведеної до зони обробки жорсткості і РП, практичні рекомендації з вибору раціональної компоновки, конструкції та геометричних параметрів БВПС зі спеціальним РО і її компонентів та розроблені конструкції БВПС зі спеціальним РО з можливістю зміни геометричних характеристик під час роботи передано для подальших досліджень та впроваджень на НВФ «КІТ-КОНСАЛТИНГ» ТОВ, м. Кропивницький.

6. Розроблені методики використовуються у навчальному процесі Центральноукраїнського національного технічного університету, а саме:

окремі розділи використовуються у процесі викладання таких дисциплін: «Технологічне обладнання з паралельною кінематикою», «Мехатронні системи верстатів» та «Проектування машин та обладнання».

**Реалізація результатів дисертаційної роботи.** Основані на результатах теоретичних та експериментальних досліджень методики визначення приведеної до зони обробки жорсткості і РП, практичні рекомендації з вибору раціональної компоновки, конструкції та геометричних параметрів БВПС зі спеціальним РО і її компонентів та розроблені конструкції БВПС зі спеціальним РО з можливістю зміни геометричних характеристик під час роботи передано для подальших досліджень та впроваджень на НВФ «КІТ-КОНСАЛТИНГ» ТОВ, а результати окремих розділів дисертації використовуються у навчальному процесі при викладанні дисциплін: «Технологічне обладнання з паралельною кінематикою», «Мехатронні системи верстатів» та «Проектування машин та обладнання».

**Особистий внесок здобувача в одержанні наукових результатів.** Основні теоретичні, практичні та експериментальні результати досліджень, що містяться у дисертаційній роботі, отримані здобувачем особисто.

У роботах, опублікованих у співавторстві, автору дисертації належать ряд наукових результатів та положень, а саме: методика визначення загальної матриці просторової жорсткості БВПС зі спеціальним РО [2]; аналітичний метод розв'язання зворотної задачі кінематики та визначення діапазону переміщення штанг при заданій траєкторії руху РО [3]; в роботі [4] виконано розрахунок та аналіз РП і жорсткості для різних варіантів компоновок дослідного зразка БВПС зі спеціальним РО; розроблено методику проведення експериментальних досліджень жорсткості шарнірів спеціального РО БВПС та виявлення залежності переміщення у шарнірах під дією осьового та радіального навантаження [5]; розроблено методику вимірювання переміщення РО при навантаженні вздовж координатних осей, встановлено залежності похибки переміщення РО від зміни його положення відносно осі

Х при постійному навантаженні вздовж осей та визначено експериментальну матрицю жорсткості [6]; встановлено основні геометричні параметри та запропоновано раціональний варіант конструкції РО БВПС та визначено вплив геометричних параметрів РО на величину приведеної жорсткості БВПС зі спеціальним РО [7].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на XIV Міжнародній конференції «Проблеми та перспективи розвитку науки» (м. Київ, 25 – 26 жовтня 2014 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції «Сучасні технології промислового комплексу» (м. Херсон, 15 – 18 вересня 2015 р.); VI Міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів, 26 – 29 квітня 2016 р.); VII Міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів, 24 – 27 квітня 2017 р.); III Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології промислового комплексу» (м. Херсон, 12 – 17 вересня 2017 р.); Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференції «Автоматика та комп'ютерно-інтегровані технології у промисловості, телекомунікаціях, енергетиці та транспорті» (м. Кропивницький, 16 – 17 листопада 2017 р.); IV Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології промислового комплексу: базові процесні інновації – 2018» (м. Херсон, 12 – 16 вересня 2018 р.); науково-технічних конференціях викладачів, аспірантів та співробітників Центральноукраїнського національного технічного університету (м. Кропивницький, 2010 – 2018 рр.).

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 17 наукових праць, з них 7 друкованих праць у фахових виданнях (з яких у наукометричній базі цитування РІНЦ – 1 стаття, у міжнародній наукометричній базі даних eLIBRARY.RU – 2 статті та «Ulrich's Web Global Serials Directory», «Index Copernicus», «Polish Scholarly Bibliography», «Infobase Index», eLIBRARY.RU, «Inspec», «Open Academic Journals Index», «Google Scholar», «CiteFactor» і

«Scientific Indexing Services» – 1 стаття), 7 робіт у збірниках праць конференцій та 3 патенти.

**Структура і зміст роботи.** Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку літератури з 132 найменувань і додатків на 27 сторінках. Повний обсяг дисертації складає 199 сторінок, з яких 135 сторінки основного тексту, 107 рисунків та 12 таблиць.



# 1. ПРОБЛЕМА СТВОРЕННЯ БАГАТОКООРДИНАТНИХ ВЕРСТАТІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

## 1.1. Поточний стан розвитку обладнання з механізмами паралельної структури

Для досягнення розвитку країни в різних сферах життєдіяльності необхідно впроваджувати у виробництво новітнє технологічне обладнання, яке відповідає сучасним потребам суспільства.

Однією з ключових галузей, яка потребує розвитку, є машинобудування, а саме верстатобудування. На світовому ринку верстатобудування займає 5% від усієї машинобудівної продукції, оскільки ця продукція відіграє значну роль при виготовленні ряду товарів різних галузей, таких як автомобільна, електрохімічна, авіаційна, обробна промисловість та інші [60].

На сьогоднішній день в розробках провідних верстатобудівних компаній спостерігаються наступні тенденції [59]:

1. Збільшується попит на високоточне обладнання. Висока точність досягається за рахунок високоякісного виготовлення основних вузлів, найсучасніших систем вимірювання та позиціонування, жорсткості верстата та зниження температурних деформацій.

2. Багатофункціональні обробні центри, які здатні забезпечити повний цикл обробки за одну установку заготовки. Це дає змогу підвищити точність та знизити час обробки.

3. Можливість підключення обладнання до локальної та зовнішньої мережі.

4. Обладнання повинно мати здатність інтегрування в системі автоматизованого виробництва, тобто працювати разом з автоматизованими системами завантаження, вивантаження деталей та роботами.

5. Створення обладнання, здатного до швидкого переналаштування на виготовлення різних деталей – верстатів, створених на основі модульного принципу.

Ряду цих вимог відповідають БВПС, які виконують різні види обробки, інтегрування до системи автоматизованого виробництва та швидку адаптацію до змін продукції за рахунок особливостей конструкції та використання уніфікованих вузлів, а завдяки калібруванню у просторі досягається висока точність оброблених деталей.

На сьогоднішній день багато провідних країн світу займаються розробкою і впровадженням у виробництво багатокоординатного обладнання паралельної структури з ланками змінної довжини. Серед країн виробників лідируючі позиції займають Німеччина, США, Японія. Інтенсивний розвиток виробництва даного обладнання спостерігається також в Італії, Франції, Швеції, Росії, Австрії [8].

Переваги та недоліки верстатів традиційної та паралельної структури були сформульовані фірмою Metrom (табл. 1.1) [7].

Таблиця 1.1

Порівняльні характеристики верстатів традиційної компоновки з верстатами паралельної структури

| Верстати паралельної структури                                                                  | Верстати традиційної компоновки                                          |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| 1                                                                                               | 2                                                                        |
| Невелика маса рухомих частин (лише шпиндель), що дозволяє досягти високих динамічних показників | Масивні рухомі частини, що впливають на зниження динамічних показників   |
| Досягнення точності верстата завдяки калібруванню у просторі                                    | Досягнення точності верстата завдяки точному виготовленню базових вузлів |
| Складається з невеликої кількості механічних частин                                             | Складається з великої кількості механічних частин                        |

Продовження табл. 1.1

| 1                                                                                | 2                                                                   |
|----------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| Економія електроенергії (приблизно 40%) за рахунок невеликої маси рухомих частин | Високі витрати електроенергії за рахунок великих мас рухомих частин |
| Комбінування методів фрезерування/токарної /лазерної обробки                     | Можливість реалізації такого комбінування гірша                     |
| Простий в обслуговуванні та технічному догляді верстат                           | Спеціальний верстат з більш високими затратами на обслуговування    |

Обладнання паралельної структури здатне виконувати широкий спектр операцій в машинобудівній промисловості, в тому числі механічну обробку деталей та вузлів, зварювання за допомогою роботів на основі паралельної структури, складальні та вимірювальні операції та багато іншого.

Німецька фірма «Simtec» виготовляє платформи-симулятори на основі паралельної структури, які відтворюють точний рух в залежності від заданих потреб [117]. Насамперед призначення платформ-симуляторів є симуляція руху корабля, тренажер для космонавтів і пілотів, тестування паливних баків, тестування паливних баків заповнених бензином (вибухостійке виконання), позиціонування і переміщення моделей в аеродинамічній трубі, тестування автомобільних сидінь на втомну міцність, для досліджень вібрації на людський організм.

Універсальна шестикоординатно-вимірювальна машина KBM-1400 CA, яку розробила фірма «Лапик» (Росія) [35], призначена для вимірювання геометрії різних деталей в режимах ручного або автоматичного керування. Якщо провести аналогію з звичайними портальними вимірювальними машинами, то KBM має додаткову функцію шестивимірного «ощупування», що дозволяє здійснювати: вимірювання внутрішніх поверхонь; отворів, які

розміщенні під кутом; сканування складної форми із заданим кутом контакту; контроль невеликих виробів, зубчатих коліс, підшипників та різьб. Максимальні кути повороту каретки навколо осей X-Y-Z складають відповідно  $45^\circ - 45^\circ - 60^\circ$ . Похибка вимірювання форми знаходиться в межах від 0,5 до 14 мкм.

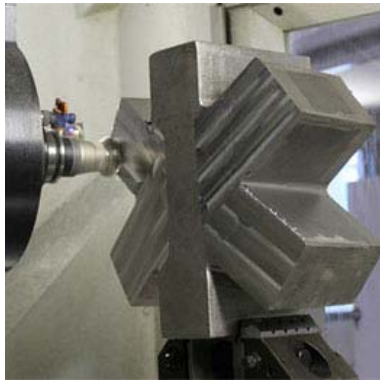
За сім років від початку існування німецької фірми Metrom, яка займається випуском БВПС, було реалізовано близько 20 обробних центрів і 10 мобільних верстатів на різні підприємства. До основних задач, які вони виконують, відносяться обробка роторів для електростанцій, зварювання тертям, лазерне зварювання, обрізні інструменти, тверді фрези, траверси, напрямні планки, литі форми, сердечники, а також обробка литих частин для автомобільної промисловості. В таблиці 1.2 приведено приклад деталей та їх матеріали, які були оброблені на верстатах фірми Metrom [110].

Таблиця 1.2

Деталі та їх матеріали оброблені на верстатах фірми Metrom

| Оброблю-<br>ваний<br>матеріал                     | Деталь                                                                              | Швидкість<br>різання,<br>м/хв | Швидкість<br>подачі,<br>мм/хв | Подача<br>на зуб,<br>мм |
|---------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------|
| 1                                                 | 2                                                                                   | 3                             | 4                             | 5                       |
| Алюміній<br>(3,4365 -<br>AlZnMgCu1,5)             |  | 650                           | 12000                         | 0,3                     |
| Нержавіюча<br>сталь<br>(1,2343 -<br>X38CrMoV 5 1) |  | 380                           | 10000                         | 0,55                    |

Продовження табл. 1.2

| 1                                                     | 2                                                                                   | 3   | 4     | 5   |
|-------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----|-------|-----|
| Сталь<br>(S355)                                       |    | 310 | 8000  | 1,0 |
| Композити<br>(CFK)                                    |    | 800 | 4200  | 0,1 |
| Пісок<br>(смоло-стружкове<br>лиття в піщані<br>форми) |   | 500 | 2000  | 1,0 |
| Пластик<br>(NECURON<br>1020)                          |  | 790 | 10000 | 1,0 |

Таким чином, багатокоординатне обладнання паралельної структури можна вважати універсальним у використанні, оскільки воно здатне забезпечити обробку широкої номенклатури деталей. Також обладнання паралельної структури мають високий показник ремонтпридатності за рахунок використання у конструкції малої кількості вузлів та забезпечення максимально можливої їх уніфікації. За рахунок можливості калібрування у просторі в реальному часі досягається висока точність обробки та

позиціонування. Відтак за рахунок широкого спектру застосування у машинобудівному виробництві вони представляють практичний інтерес для подальших досліджень.

### 1.2. Існуюче багатокоординатне обладнання паралельної структури

Із виробників багатокоординатного обладнання паралельної структури можна виділити фірми Metrom, Mikrolar та Exechon, які посіли значне місце в виготовленні та впровадженні на виробництвах обладнання даного типу.

Компанія Mikrolar (США) [111] розробляє і випускає обладнання паралельної структури з ланками змінної довжини, основані на платформі Стюарта, зокрема верстат-гексапод моделі Р3000 (рис. 1.1), який може здійснювати п'ятикоординатну гідроабразивну обробку та Р2100 (рис. 1.2), що застосовується в якості поворотного столу або обробного модуля.



Рис. 1.1. Верстат-гексапод Р3000  
фірми Mikrolar (США)



Рис.1.2. Обробний модуль Р2100  
фірми Mikrolar (США)

Компанія Motoman Robotics планує використовувати модулі P2100 для розширення технологічних можливостей роботизованих складальних ліній, що дозволить виконувати механічну обробку. Проте основним недоліком верстатів даного типу є недостатня для повноцінної п'ятикоординатної обробки можливість орієнтації РО (у межах  $50 - 60^\circ$ ).

Шведська компанія Exechon випускає обладнання паралельної структури, яке здатне виконувати не лише операції по обробці металів, а й працювати в якості робота по зварюванню, складанню, тощо [87]. Характерною особливістю даного обладнання (рис. 1.3, 1.4) є забезпечення переміщення РО по п'яти координатах за рахунок лише трьох штанг та шарнірів [129]. Проте у порівнянні із обладнанням паралельної структури, яке досягає швидкості лінійних переміщень величиною до 100 м/хв, а прискорень –  $50 \text{ м/с}^2$  [28] у обладнанні Exechon максимальна швидкість переміщення становить відповідно X/Y/Z – 90/90/30 м/хв, а прискорення X/Y/Z –  $30/30/10 \text{ м/с}^2$  [87].



Рис. 1.3. Верстат X 700 Exechon  
(Швеція)



Рис. 1.4. Верстат X 300 Exechon  
(Швеція)



Нещодавно компаніями Lockheed Martin і Exechon AB було створено спільне підприємство Exechon Enterprises LLC для дослідження і виготовлення передових технологій на основі механізмів паралельної структури (МПС), а також планується виготовлення Exechon Xmini (рис. 1.5) в співпраці з Airbus і Boeing [87]. Exechon Xmini є першим багатокординатним роботом-верстатом у світі, виготовленим із вуглецевого волокна, що забезпечує високу швидкість при низькому крутному моменті, а також механічну обробку із низькою швидкістю при високих значеннях крутного моменту. Основною характеристикою Exechon Xmini є мобільність, оскільки він оснащений гнучкою системою рами без необхідності виготовлення важкої та дорогої стаціонарної рами, із збереженням жорсткості конструкції та точності обробки. Таке обладнання може бути адаптовано до будь-якого існуючого пристосування, а також виконувати точні операції на дуже великих площах, що є надзвичайно актуальним для авіаційної промисловості, оскільки виготовлення складних деталей літаків потребує дорогого високоточного габаритного обладнання.

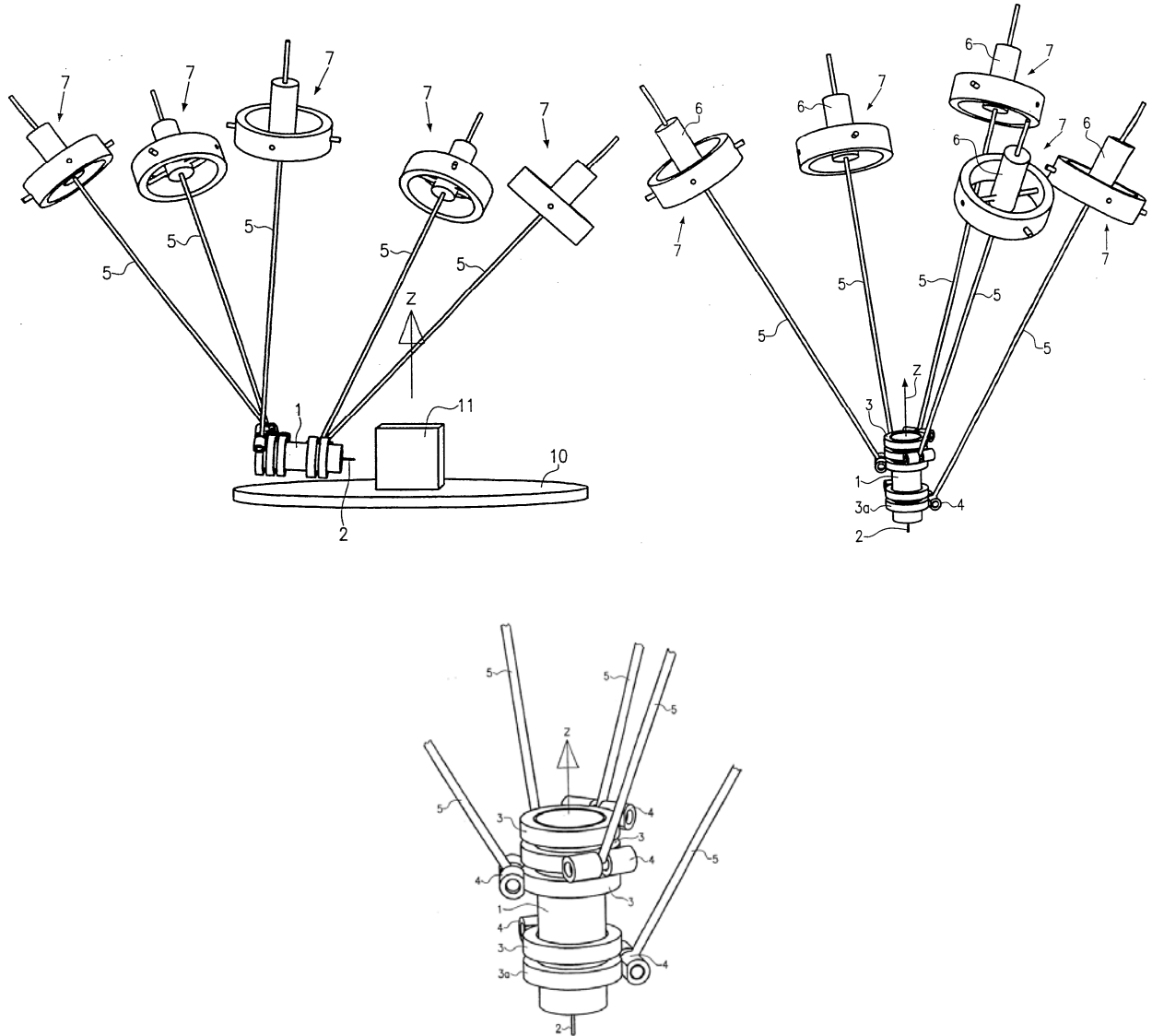


Рис. 1.5. Модель багатокординатного верстата-робота Exechon Xmini

Німецька фірма Metrom розробляє БВПС зі спеціальним РО, зокрема «пентапод» [110, 121]. Схема МПС зі спеціальним РО була описана у патенті US 7.104.746 B2 [119] (рис. 1.6).



МПС зі спеціальним РО забезпечує п'ять ступенів вільності РО, а шоста співпадає з віссю обертання шпинделя. У порівнянні з механізмами побудованими на основі платформи Стюарта відсутня проблема зайвої ступені вільності РО, що потребує окремого приводу і системи управління.



1 – гільза шпинделя, 2 – шпиндель, 3 та 3а – шарніри, 4 – вилка,  
5 – штанга, 6 – гайка, 7 – карданний підвіс, 10 – стіл, 11 – деталь

Рис. 1.6. Схема МПС зі спеціальним РО [121]

П'ятикоординатний фрезерний верстат P1000 (рис. 1.7) та портальний обробний центр PG2026 (рис. 1.8) фірми Metrom [110], створені на основі МПС зі спеціальним РО та здатні здійснювати точіння, фрезерування,

обробку фрезеруванням поверхонь обертання, некругле точіння, обробку фрезеруванням некруглих поверхонь обертання.



Рис. 1.7. Верстат P1000 фірми Metrom (Німеччина)



Рис. 1.8. Портальний обробний центр PG2026 фірми Metrom (Німеччина)

Одною з перспективних розробок компанії Metrom є мобільний фрезерний верстат PM 1400 (рис. 1.9), який був відзначений Саксонською премією в області інновацій 2009 року та PM 800 (рис. 1.10) оснащений поворотним столом [110]. За допомогою даного обладнання вирішується проблема обробки великогабаритних деталей, оскільки закріплення рами верстата, яка має модульну конструкцію у формі ікосаедра, можливе безпосередньо до деталі. Модульна конструкція верстата дозволяє розширити його технологічні можливості: наприклад, замість шпинделя можна використовувати пристрої для лазерної обробки, зварювання тертям і розвальцовки.



Рис. 1.9. Мобільний фрезерний верстат PM1400 фірми Metrom (Німеччина)



Рис. 1.10. Мобільний фрезерний верстат PM800 фірми Metrom (Німеччина)

Основні технічні характеристики згаданого багатокординатного обладнання паралельної структури з штангами змінної довжини наведені у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Основні характеристики багатокординатного обладнання паралельної структури з штангами змінної довжини

| Параметри                                    | Модель            |                   |                 |
|----------------------------------------------|-------------------|-------------------|-----------------|
|                                              | P3000<br>Mikrolar | P2100<br>Mikrolar | P1000<br>Metrom |
| Переміщення, мм/°                            |                   |                   |                 |
| X                                            | 1219/±15°         | 1420/не обмеж.    | 1000/>90°       |
| Y                                            | 1219/±15°         | 14250/±25°        | 1000/           |
| Z                                            | 203/±5°           | 415/±25°          | 600/            |
| Точність, мм                                 | ±0,05             | ±0,05             | 0,01            |
| Частота обертання шпинделя, хв <sup>-1</sup> | —                 | —                 | 15000 – 24000   |
| Потужність шпинделя, кВт                     | —                 | —                 | 14 – 25         |

### 1.3. Властивості механізмів паралельної структури

Основою для проектування, перевірки працездатності та керування МПС є визначення його кінематичних залежностей. Аналіз кінематичних залежностей зводиться до розв'язання зворотної та прямої задач [28].

Схема визначення зворотної та прямої задачі кінематики МПС із штангами змінної довжини представлено на рис. 1.11, а для механізмів із постійною довжиною представлено на рис. 1.12. Розрахунок зворотної кінематики МПС із штангами змінної довжини полягає у визначенні значень узагальнених координат, тобто визначення довжин штанг  $q_i$  при заданому розміщенні шарнірів  $A_i (x_{Ai}, y_{Ai}, z_{Ai})$ ,  $B_i (x_{Bi}, y_{Bi}, z_{Bi})$  та положенні РО у просторі  $O_{PO} (x_{PO}, y_{PO}, z_{PO}, \psi, \theta, \varphi)$ . Це дасть змогу встановити залежності зміни довжин штанг від положення РО в просторі та попередньо визначитись із величиною необхідних довжин штанг.

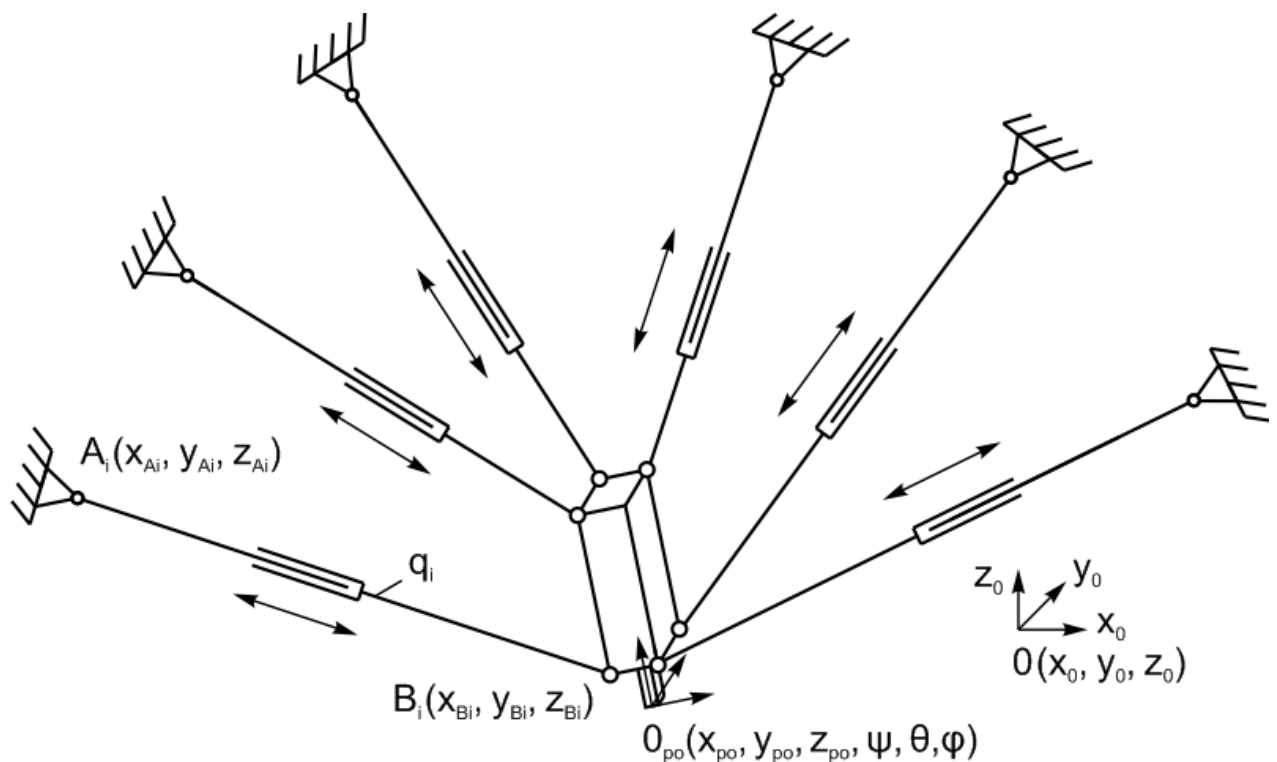


Рис. 1.11. Схема визначення зворотної задачі кінематики МПС із штангами змінної довжини

Основною задачею кінематики МПС із штангами постійної довжини є визначення координат положення шарнірів  $A_i (x_{Ai}, y_{Ai}, z_{Ai})$  при відомих значеннях довжин штанг  $q_i$ , розміщенні шарнірів РО  $B_i (x_{Bi}, y_{Bi}, z_{Bi})$  та положенні РО у просторі  $0_{PO} (x_{PO}, y_{PO}, z_{PO}, \psi, \theta, \phi)$ . Це дасть змогу встановити залежності положення шарнірів  $A_i$  (повзунів) від положення РО в просторі та попередньо визначитись із необхідними довжинами напрямних по яких переміщуються повзуни із шарнірами  $A_i$ .

Пряма задача кінематики полягає у визначенні положення РО  $0_{PO} (x_{PO}, y_{PO}, z_{PO}, \psi, \theta, \phi)$  у просторі в системі координат основи  $0 (x_0, y_0, z_0)$  при відомих положеннях шарнірів  $A_i (x_{Ai}, y_{Ai}, z_{Ai})$ ,  $B_i (x_{Bi}, y_{Bi}, z_{Bi})$  та відомих значеннях довжин штанг  $q_i$ . Завдяки визначенню прямої задачі кінематики стає можливим керування механізмом в реальному часі.

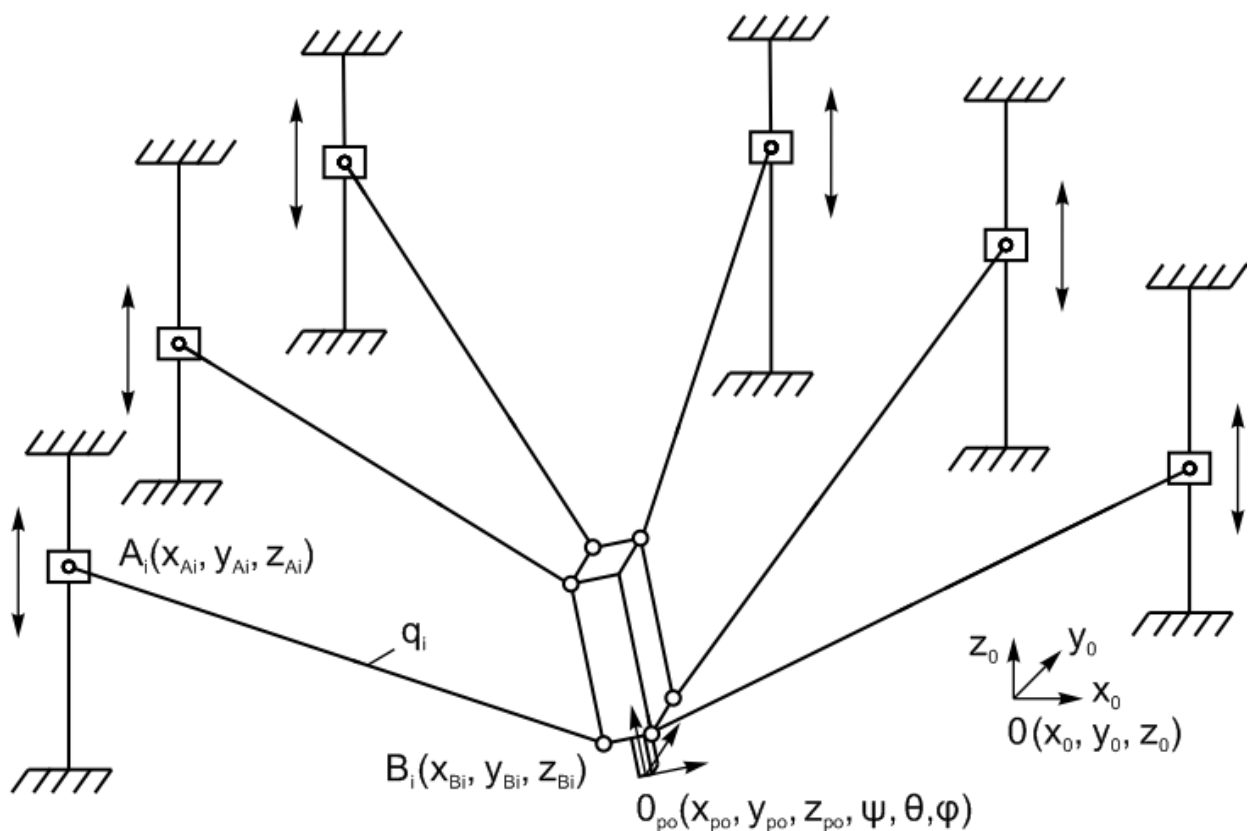


Рис. 1.12. Схема визначення зворотної задачі кінематики МПС із штангами постійної довжини

Наступною важливою властивістю багатокоординатних механізмів є його РП, який в порівнянні із традиційними верстатами та плоскими МПС має складну геометричну форму. До основних чинників, які впливають на форму та розмір РП необхідно віднести діапазон зміни довжини штанг (рис. 1.13) та можливі кути повороту шарнірів (рис. 1.14), які з'єднанні із штангою.

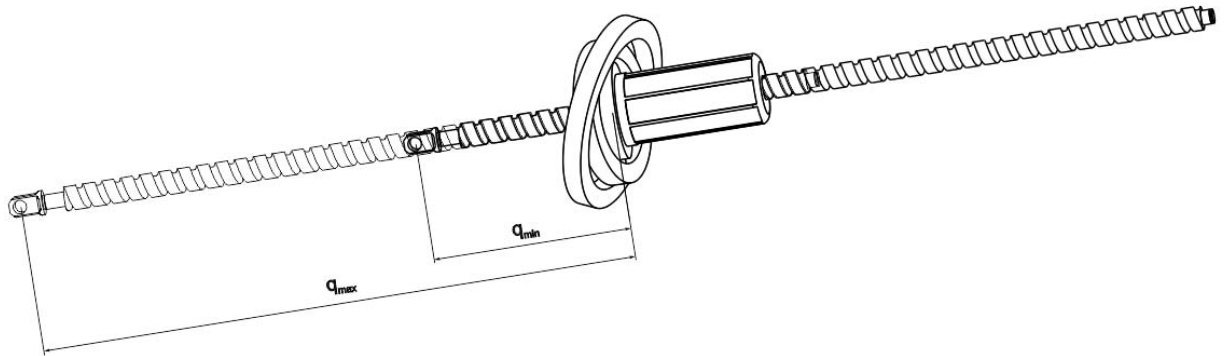


Рис. 1.13. Діапазон зміни довжини штанг

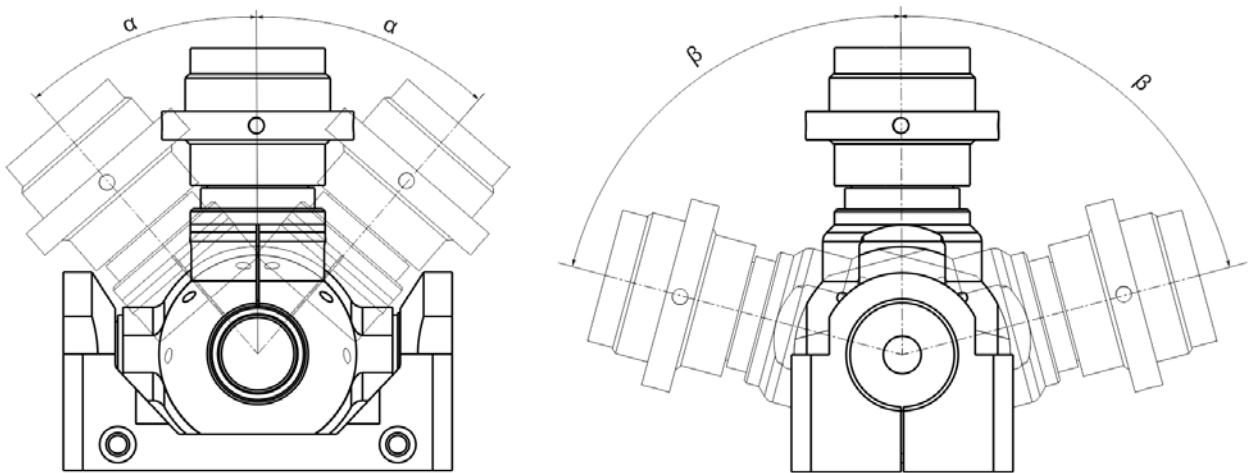


Рис. 1.14. Можливі кути повороту шарніру з'єднаного із штангою

Таким чином РП МПС отримується шляхом виокремлення спільної частини перетину РП штанг, але відміною особливістю для різних механізмів є знаходження РП штанги. Для МПС із ланками змінної довжини РП штанги характеризується її кутами нахилу в просторі та діапазоном зміни довжини, а у механізмах із штангами постійної довжини від діапазону переміщення

повзуна по напрямних, кутами нахилу в просторі штанг та значенням її довжини, що є сталою величиною.

Наступною важливою властивістю механізмів є жорсткість, оскільки її показники впливають на точність виготовленої продукції. В порівнянні із механізмами традиційної компоновки, де жорсткість характеризується жорсткістю у напрямку кожної осі окремо та в значній мірі залежить від жорсткості основних вузлів механізму (станини, напрямних, та інше) жорсткість МПС має властивість змінювати своє значення у просторі [15].

Одним із способів визначення жорсткості МПС є визначення суми жорсткості окремих штанг, які відповідають жорсткості крутильної та поступальної пружини, оскільки штанги МПС, в залежності від типу механізму, працюють на розтяг-стиск та кручення [15]. На рис. 1.15 представлено схему для визначення жорсткості МПС.

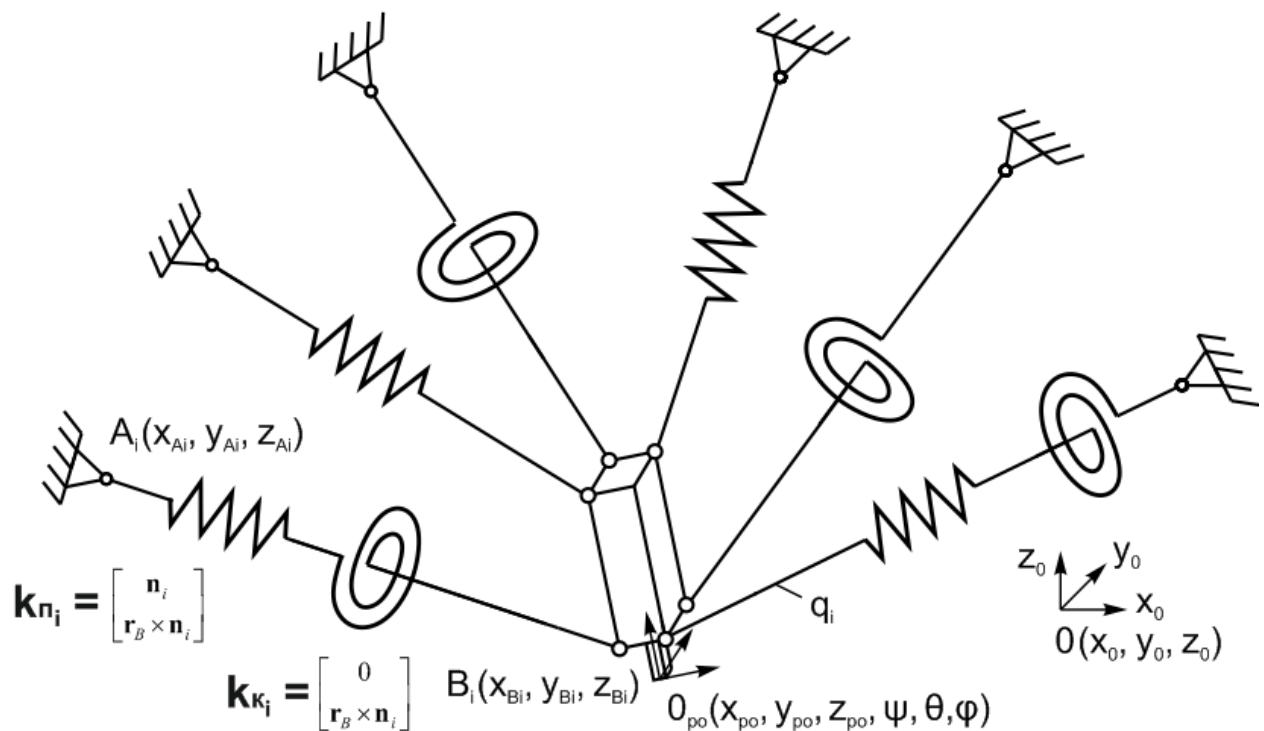


Рис. 1.15. Схема визначення жорсткості МПС

Отже загальну жорсткість механізму можна визначити [55]:

$$K = J^T \cdot K_\theta \cdot J \quad (1.1)$$

де  $J$  - якобіан (матриця Якобі) [55]:

$$J = [J_1, J_2, \dots, J_6] \quad (1.2)$$

$$\text{де} \quad J_1 = \left( \frac{\partial \theta_1}{\partial x}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial x} \right)^T; \quad J_2 = \left( \frac{\partial \theta_1}{\partial y}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial y} \right)^T; \quad J_3 = \left( \frac{\partial \theta_1}{\partial z}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial z} \right)^T;$$

$$J_4 = \left( \frac{\partial \theta_1}{\partial \psi}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial \psi} \right)^T; \quad J_5 = \left( \frac{\partial \theta_1}{\partial \theta}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial \theta} \right)^T; \quad J_6 = \left( \frac{\partial \theta_1}{\partial \varphi}, \dots, \frac{\partial \theta_6}{\partial \varphi} \right)^T.$$

Також важливою властивістю МПС є спритність, маніпулятивність, для визначення їх характеристик використовуються умовне число матриці Якобі, визначник матриці Якобі, глобальний індекс та інше [94].

Умовне число матриці Якобі  $\kappa$  є передумовою для визначення кінематичної точності механізму [94] та на його основі визначається спритність механізму у заданому РП  $W$  за рахунок глобального індексу (global conditioning index) [108]:

$$GCI = \frac{\int_W (1/\kappa) dW}{\int_W dW}, \quad (1.3)$$

де  $\kappa$  – умовне число, яке визначається як [108]:

$$\kappa(J^{-1}) = \|J^{-1}\| \cdot \|J\|. \quad (1.4)$$

Спритність МПС може бути записана у вигляді [76]:

$$\xi = \frac{1}{\|J\| \cdot \|J^{-1}\|}, \quad (1.5)$$

де використовується евклідова норма, яка визначається:

$$\|J\| = \sqrt{\text{tr} \left( \frac{1}{2} \cdot J \cdot J^T \right)}. \quad (1.6)$$

Кількісна міра маніпулятивності в стані  $\theta$  відносно вектора  $r$  визначається [126]:

$$w = \sqrt{\det J(\theta) \cdot J^T(\theta)}, \quad (1.7)$$

де  $\theta = [\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n]^T$  – вектор шарнірів,  $r = [r_1, r_2, \dots, r_m]^T$  – вектор.



#### 1.4. Аналіз раніше проведених теоретичних досліджень обладнання паралельної структури

На ряду із світовими дослідженнями обладнання паралельної структури, останнім часом спостерігається великий інтерес та дослідницька діяльність українських вчених стосовно верстатів даного типу. Значний внесок у розвиток даного напрямку здійснили роботи вітчизняних учених, зокрема В. А. Крижанівського, І. І. Павленка, Ю. М. Кузнецова, В. Б. Струтинського, Д. О. Дмитрієва, А. М. Кириченка, В. П. Яглінського, І. А. Валявського та інших.

Принципи проектування, побудови, компоновки, застосування обладнання паралельної структури розглянуто у роботах [2, 3, 8, 10, 11, 28-32, 36, 43, 46, 56, 66, 92, 109, 122], а порівняння з верстатами традиційної будови [7, 80].

У [122] запропонована конструкція полірувальної машини на основі паралельної структури зі спеціальним РО – «пентапод», яка має надлишковий привід лінійного руху на рухомій платформі (рис. 1.16).

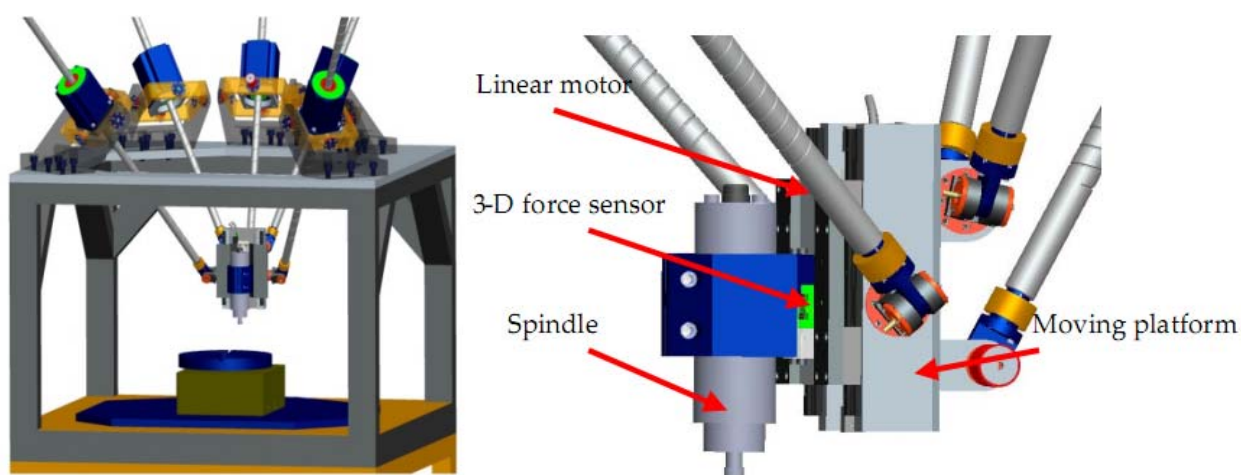


Рис. 1.16. 3D модель полірувальної машини

Початковим етапом проектування верстатів паралельної структури є визначення кінематичних залежностей [9, 28, 65, 67, 69, 70, 84, 85, 89, 90, 97, 101, 106, 109, 121], що в подальшому стане фундаментом для вирішення ряду

задач, таких як визначення рухових можливостей, просторової жорсткості, дослідження точності, динамічних характеристик та синтезу систем управління верстатом.

У [109] для знаходження положення РО чисельним методом при відомій довжині штанг, використовують певний алгоритм розрахунку. Даний алгоритм є універсальним для різних типів обладнання паралельної структури, що дає змогу спростити їх розрахунок.

Так у [17] розглянуто особливості прямої та зворотної кінематики механізму, оснований на платформі Стюарта, з гвинтовими приводами і карданними опорами та отримано уточнені кінематичні залежності з урахуванням кутів відносного повороту осей шарнірних опор, що відіграє важливу роль при наступних етапах дослідження, а саме динаміки верстата.

Кінематичні розрахунки механізму зі спеціальним РО описані у роботах [68, 72, 74, 122, 132]. У [122] представлено кінематичний аналіз механізму зі спеціальним РО на основі векторного методу. У [68] автори визначають довжину штанг за допомогою розв'язку двох квадратних рівнянь з врахуванням додаткових обмежень для вибору вірного рішення з кількох варіантів. Проте цей метод розрахунку викликає зайві обчислювальні витрати. Також у [68] було розглянуто розрахунок швидкості та особливі положення механізму зі спеціальним РО.

У роботах [72, 73] автори розглянули аналіз особливостей характеристик базової конструкції МПС зі спеціальним РО та запропонували компоновки конструкцій механізму отриманих за допомогою інваріантного заміщення штанг, не змінюючи при цьому його характеристик.

Наступним етапом є дослідження РП, принципи побудови якого висвітлені у [84, 91, 100, 102, 103, 113]. У [83] представили алгоритм динамічної побудови РП при зміні розташування рухомої платформи. У [88] розраховують РП за допомогою програмного забезпечення Matlab. У [58] запропоновано розрахунок РП чисельним методом, за заданим алгоритмом. Розрахунок продовжується до тих пір, поки не будуть перебрані всі можливі

координати вихідної штанги, які належать області допустимих значень. Недоліком цього методу є тривалий час розрахунку та необхідність мати потужне обчислювальне обладнання для обробки результатів.

У [122] представлено вигляд РП МПС зі спеціальним РО, який отримали шляхом фіксації кута повороту і кута нахилу рухомої платформи відносно нульової точки.

У [82] запропоновано розрахунок РП БВПС чисельним методом з використанням програмного забезпечення та отримано рівняння зворотної кінематики, які автори реалізували в Matlab.

У роботах [4, 5] досліджено залежність параметрів (висота, діаметр, об'єм) РП від діапазону зміни довжини кінематичних штанг та об'єм РП від різних компоновальних схем верстата побудованого на основі платформи Стюарта (рис. 1.17).

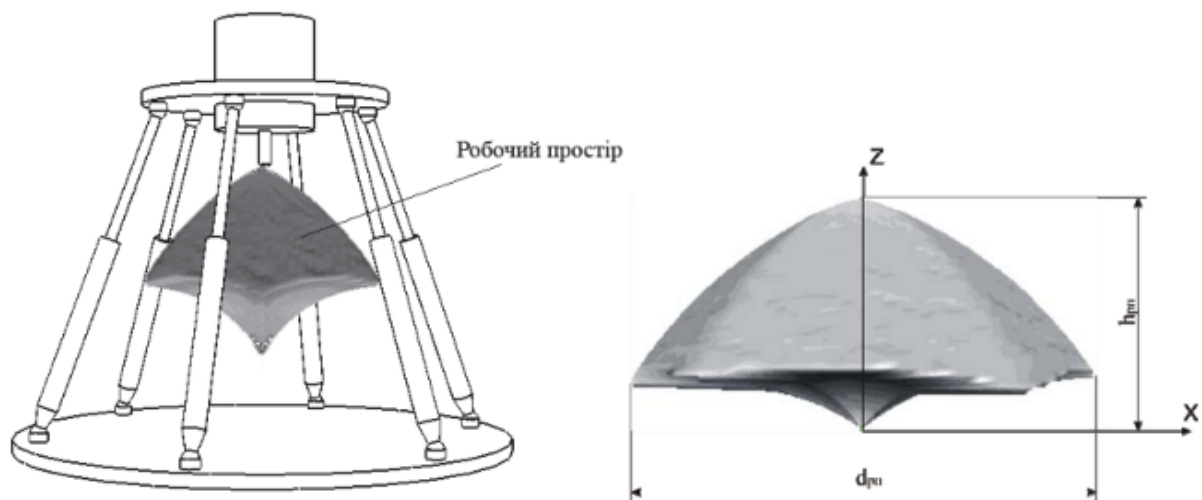


Рис. 1.17. Параметри РП

У [38] проаналізовано схеми структурно-модульної будови верстата побудованого на основі платформи Стюарта та запропоновано удосконалені компоновальні схеми з керованими параметрами РП шляхом зміни координат шарнірів за рахунок вбудованих вертикальних та горизонтальних напрямних, які розташовано на несучій системі верстата.

Роботи [39- 41, 45] присвячені дослідженню РП верстата побудованого на основі платформи Стюарта. У [39] запропоновано ділення РП на функціональні зони, та визначено параметри які впливають на кожну з функціональних зон. У [40] проаналізовано РП верстата при обробці під кутом та графічно визначено вплив кута нахилу РО на форму функціональних зон. У [41] запропоновано методику аналітичного визначення зони обслуговування РП верстата паралельної структури в площині.

Геометричний метод побудови РП описано у [23], де побудовано орієнтаційний простір верстата на основі платформи Стюарта (рис. 1.18) за рахунок використання API (Application Programming Interface) SolidWorks. Побудову РП за допомогою CAD систем описано у [71,115].

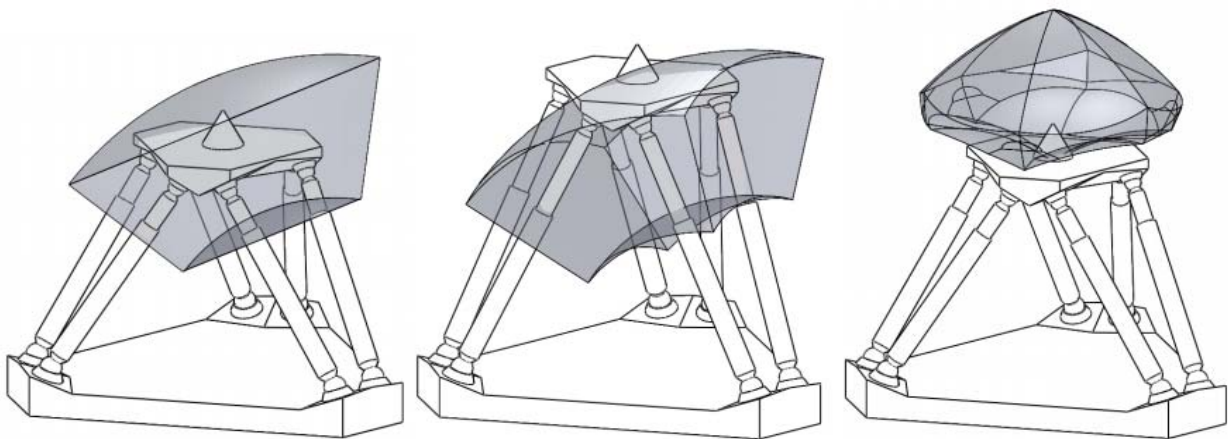


Рис. 1.18. Орієнтаційний РП верстата на основі платформи Стюарта

Порівняння методів показує, що доцільно використовувати геометричний метод побудови РП, оскільки він є досить точним та при відносно невеликих затратах часу, стає можливим ще на етапі проектування підбір раціональних геометричних параметрів обладнання в залежності від величини заданого РП. Перевагою даного методу є візуалізація РП безпосередньо в 3D моделі верстата, що дає змогу раціонально розмістити основні вузли.

Також особливу увагу при проектуванні та виготовленні верстатів паралельної структури необхідно приділити жорсткості, дослідження якої висвітлені у роботах [77-79, 86, 93, 95, 99, 112, 114, 116, 120, 125, 128].

У роботі [1] проведено порівняльний аналіз характеристик жорсткості верстатів паралельної структури з верстатом традиційної компоновки методом кінцевих елементів, також цей же метод було використано у роботі [16] для аналізу жорсткості верстата побудованого на основі платформи Стюарта для різних видів компоновок.

Жорсткість верстатів паралельної структури розглянута у роботах [12, 15, 16, 19-21, 54, 55]. Теоретичний аналіз жорсткості МПС з визначенням загальної, поступальної та крутильної жорсткості та побудовою відповідних еліпсоїд (рис. 1.19) описано у [55]. Також встановлено та проаналізовано залежності поступальної та крутильної жорсткості від координат полюсу рухомої платформи.

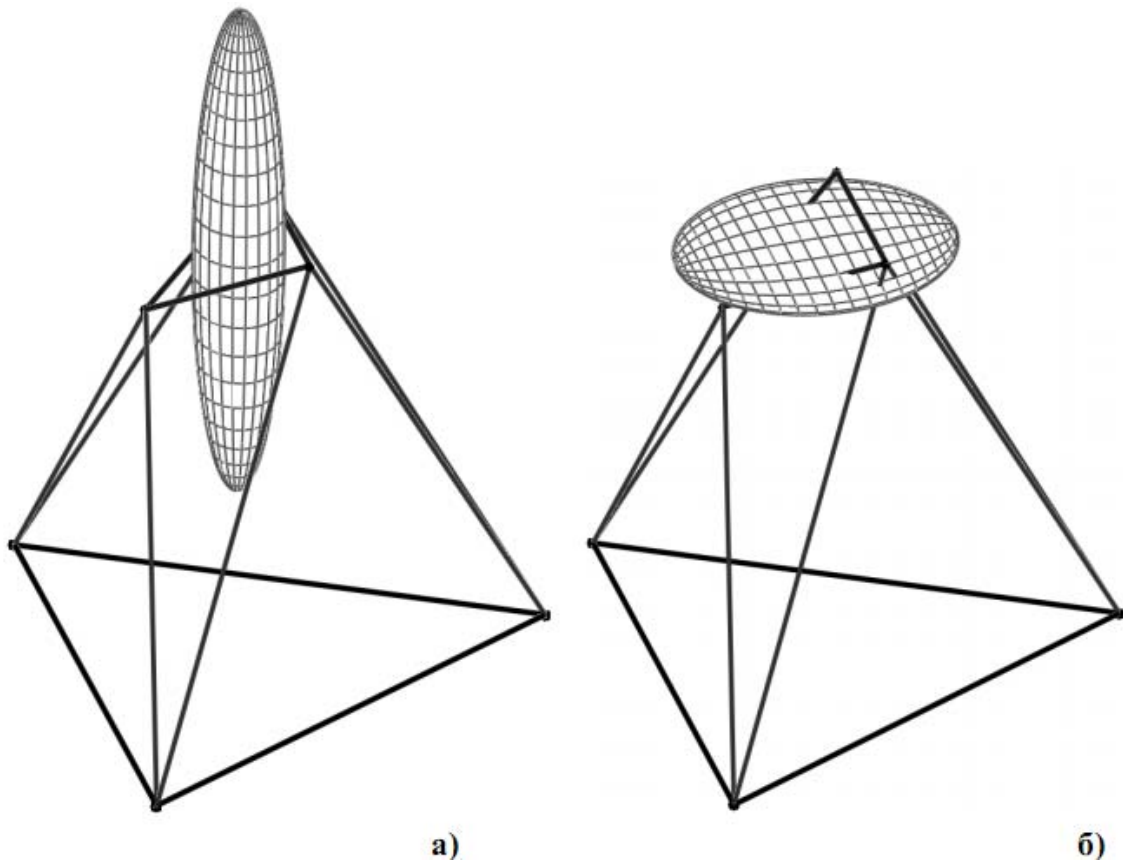


Рис. 1.19. Еліпсоїди поступальної (а) та крутильної (б) жорсткості

У [19] запропоновано оцінку жорсткості МПС за рахунок показників жорсткості (локальних та глобальних).

У [20] запропоновано привести жорсткість та податливість МПС до зони обробки та на прикладі верстата побудованого на основі платформи Стюарта запропоновано раціональне розміщення інструмента.

Експериментальні дослідження жорсткості верстатів паралельної структури приведені у [14, 33, 44, 50, 52,61].

У роботах [15, 16, 21] приведено методи розрахунку, які дають змогу визначити не лише величину жорсткості в окремому положенні РО, а у всьому РП, що дає змогу проаналізувати переваги та недоліки компоновки верстата на етапі проектування.

Проте, дослідження жорсткості в переважній більшості представлено на прикладі платформи Стюарта, що не дає змогу зробити висновки про поведінку жорсткості у просторі для інших БВПС зі спеціальним РО.

Також однією з основних характеристик верстата із МПС є точність, яка залежить від багатьох чинників, до яких можна віднести дискретність і точність приводів, вплив температури на деформацію вузлів верстата під час його роботи, геометрична точність виготовлення шарнірних опор і інших компонентів. У роботах [96, 104, 105, 107, 118] розглянуто похибки позиціонування та аналіз точності верстатів паралельної структури [75, 124, 127, 130].

У [18, 22, 53] досліджується ідентифікація геометричних параметрів МПС з метою підвищення геометричної точності. Роботу [53] присвячено визначенню впливу відхилень геометричних параметрів та точність положення РО за рахунок використання контактного датчика, що має зв'язок з системою числового програмного управління (ЧПУ). Також авторами було розроблено математичне обґрунтування та алгоритм ідентифікації геометричних параметрів.

У [22] проведено експериментальну перевірку розроблених методів ідентифікації геометричних параметрів [53]. У якості об'єкта дослідження

використано БВПС на основі платформи Стюарта, який нараховує 42 параметри, які впливають на положення РО. Процес вимірювання еталонної деталі виконано контактним датчиком по програмі ЧПУ. На основі отриманих результатів авторами внесено обчислені координати центрів шарнірів і довжин ланок до системи ЧПУ, що дало змогу отримати середньоквадратичне відхилення в 3,5 рази менше в порівнянні з значенням до ідентифікації.

У [57] наведено результати досліджень стохастичних динамічних навантажень, які виникають на особливих ділянках траєкторії руху виконавчого органу, при різких змінах напрямку руху (зламні траєкторії).

У роботі [13] за допомогою методу Ньютона-Ейлера розроблено рівняння та динамічні моделі просторового руху платформи Стюарта. Завдяки модулю SimMechanics пакету MATLAB Simulink було досягнуто автоматизацію в розрахунках інерційних характеристик, а також визначено характеристики просторового руху платформи під дією випадкових сил.

У роботах [34, 47] виконано математичне та комп'ютерне моделювання динаміки супортної системи токарного верстата-гексаглайда.

У [122] на основі рівняння Кейна розроблено зворотній динамічний алгоритм, який працює в режимі реального часу та дає змогу отримати крутний момент руху управління двигуном. На основі створеного алгоритму встановлено, що даний верстат може досягти прискорення  $2g$ , тоді як верстат традиційної структури зазвичай може досягти прискорення  $1g$ .

Також динаміка п'ятикоординатного обладнання на основі паралельної структури зі спеціальним РО розглянуто у роботах [131, 132]. Автори зазначають, що завдяки аналізу симуляції зворотної динаміки стає можливим отримання критерію для розробки та контролю за МПС.

У роботі [90] авторами було запропоновано новий алгоритм управління БВПС із системою ЧПУ. Працездатність даного алгоритму було підтверджено на практиці при обробці експериментальної деталі та

встановлено, що верстат забезпечує хорошу рухливу стабільність, маневреність та має низьку вібрацію та високу точність позиціонування.

### 1.5. Мета і задачі роботи

Аналіз проведених досліджень засвідчує, що БВПС зі спеціальним РО потенційно мають ряд переваг над платформою Стюарта – нижча вартість за рахунок меншої кількості приводів, більша можливість орієнтації РО.

Авторами, які досліджують БВПС зі спеціальним РО було визначено кінематичні залежності шляхом знаходження довжини штанг за допомогою розв'язку двох квадратних рівнянь з врахуванням додаткових обмежень для вибору вірного рішення з кількох варіантів, що викликає зайві обчислювальні витрати. Велика кількість праць стосовно визначення РП та жорсткості присвячені дослідженню платформи Стюарта, що не дає змогу зробити однозначні висновки для БВПС зі спеціальним РО, оскільки він має ряд не розглянутих досі особливостей розрахунку порівняно з платформою Стюарта.

Дослідження щодо оптимізації конструктивних параметрів БВПС зі спеціальним РО відсутні, а широкий досвід стосовно верстатів на основі платформи Стюарт неможливо застосувати внаслідок особливостей конструкції, насамперед через несиметричність розміщення шарнірів на основі та співвісності шарнірів РО із шпинделем верстата.

Таким чином, **мета роботи** полягає у підвищенні вихідних характеристик БВПС зі спеціальним РО, шарніри якого мають спільну вісь, на основі обґрунтування раціональної компоновки механізму верстата, добору геометричних параметрів, а також управління вихідними характеристиками шляхом цілеспрямованої зміни геометричних параметрів залежно від орієнтації РО та виду обробки.

Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі необхідно вирішити такі задачі:



1. Розробити узагальнену компоновальну схему і математичні моделі БВПС зі спеціальним РО, за допомогою чого визначити розміщення опорних шарнірів у просторі.
2. Вдосконалити метод розв'язання зворотної кінематичної залежності БВПС зі спеціальним РО, за допомогою чого визначити РП та приведену до зони обробки просторову жорсткість залежно від орієнтації РО та геометричних параметрів верстата.
3. Виконати обґрунтування раціональної компоновки, конструкції та геометричних параметрів БВПС зі спеціальним РО за характеристиками приведеної до зони обробки жорсткості та РП.
4. Обґрунтувати доцільність управління вихідними характеристиками БВПС зі спеціальним РО шляхом зміни геометричних параметрів залежно від орієнтації РО та виду обробки.
5. Спроекувати та виготовити дослідний зразок БВПС зі спеціальним РО, для якого експериментально виміряти жорсткість РО та приведену просторову жорсткість.
6. Сформулювати основні особливості проектування БВПС зі спеціальним РО та рекомендації з розширення їх технологічних можливостей, а також розробити нові конструкції БВПС зі спеціальним РО та їх вузлів.

## 2. РОЗРОБКА ЗАГАЛЬНОЇ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 2.1. Методика теоретичних досліджень геометричних параметрів

Визначаємо теоретичні залежності положення шарнірів основи у просторі від ряду заданих параметрів, таких як довжин умовних штанг  $L_i$  та проекційних кутів їх орієнтації  $\vartheta_i$ ,  $\delta_i$  та проекційного кута орієнтації  $\varepsilon_1$  умовної штанги 1. Розташування центрів шарнірів основи  $A_i$  визначено відповідно до схеми (рис. 2.1) та позначені цифрами 1–5 на нерухомій основі, а осі шарнірів  $B_i$  співпадають з віссю РО.

Проекційний кут  $\vartheta_i$  орієнтації умовної штанги  $i$  лежить в площині ZOX і відкладається від осі X, проекційний кут  $\delta_i$  орієнтації умовної штанги  $i$  лежить в площині XOY і також відкладається від осі X, а проекційний кут  $\varepsilon_1$  орієнтації умовної штанги 1 лежить в площині ZOY і відкладається від осі Y.

Умовна штанга  $i$  довжиною  $L_i$  з'єднує собою точку перетину осей, навколо яких здійснюється рух шарніра основи та початок координат РО. Положення умовної штанги у просторі визначається кутами просторової орієнтації умовних штанг  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$ , значення яких розраховується на основі взаємних залежностей між проекційними кутами просторової орієнтації умовних штанг, їх вивід приведений у додатку А.

Проекціями умовної штанги  $L_i$  є довжини  $l_{\alpha i}$ ,  $l_{\beta i}$ ,  $l_{\varepsilon 1}$ . Проекція умовної штанги  $l_{\alpha i}$ ,  $i = 2..5$  визначається кутом просторової орієнтації умовної штанги  $\alpha_i$  до осі X у площині ZOX. Проекція умовної штанги  $l_{\beta i}$ ,  $i = 2..5$  визначається кутом просторової орієнтації умовної штанги  $\beta_i$  до осі X у площині XOY. Проекція умовної штанги  $l_{\varepsilon 1}$ ,  $i = 1$  визначається проекційним кутом просторової орієнтації умовної штанги  $\varepsilon_1$  до осі Y у площині ZOY.



При заданих значеннях параметрів компоновки необхідно визначити кути просторової орієнтації умовних штанг  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$ :

$$\alpha_i = \cos\left(\frac{\sin \beta_i}{\sin \vartheta_i}\right), \quad (2.1)$$

$$\beta_i = \cos\left(\sqrt{\frac{1}{\operatorname{tg}^2 \vartheta_i^2 \cdot \cos \delta_i^2 + 1}}\right). \quad (2.2)$$

Вивід формул (2.1) та (2.2) представлено у додатку А.

Для встановлення залежностей координат положення шарнірів основи та РО в просторі необхідно визначити проекції довжин умовних штанг на основі формул (2.1) та (2.2):

$$l_{\alpha i} = L_i \cdot \cos \alpha_i, \quad i = 2..5, \quad (2.3)$$

$$l_{\beta i} = L_i \cdot \cos \beta_i, \quad i = 2..5, \quad (2.4)$$

$$l_{\alpha \varepsilon 1} = L_1 \cdot \sin \varepsilon_1, \quad (2.5)$$

$$l_{\beta \varepsilon 1} = L_1 \cdot \cos \varepsilon_1. \quad (2.6)$$

На основі отриманих залежностей (2.3) – (2.6) визначаємо вектори шарнірів основи :

$$\mathbf{ra}_1 = (l_{\alpha \varepsilon 1} \cdot \cos \vartheta_1, l_{\beta \varepsilon 1} \cdot \sin \delta_1, l_{\alpha \varepsilon 1} \cdot \sin \vartheta_1), \quad (2.7)$$

$$\mathbf{ra}_i = (l_{\alpha i} \cdot \cos \vartheta_i, l_{\beta i} \cdot \sin \delta_i, l_{\alpha i} \cdot \sin \vartheta_i), \quad i = 2..5. \quad (2.8)$$

## 2.2. Методика теоретичних досліджень кінематики та робочого простору

Розрахункова схема БВПС зі спеціальним РО зображена на рис. 2.2. З основою верстата зв'язана абсолютна система координат з початком координат у точці О, а з РО з'єднана відносна рухома система координат з початком у точці О'.

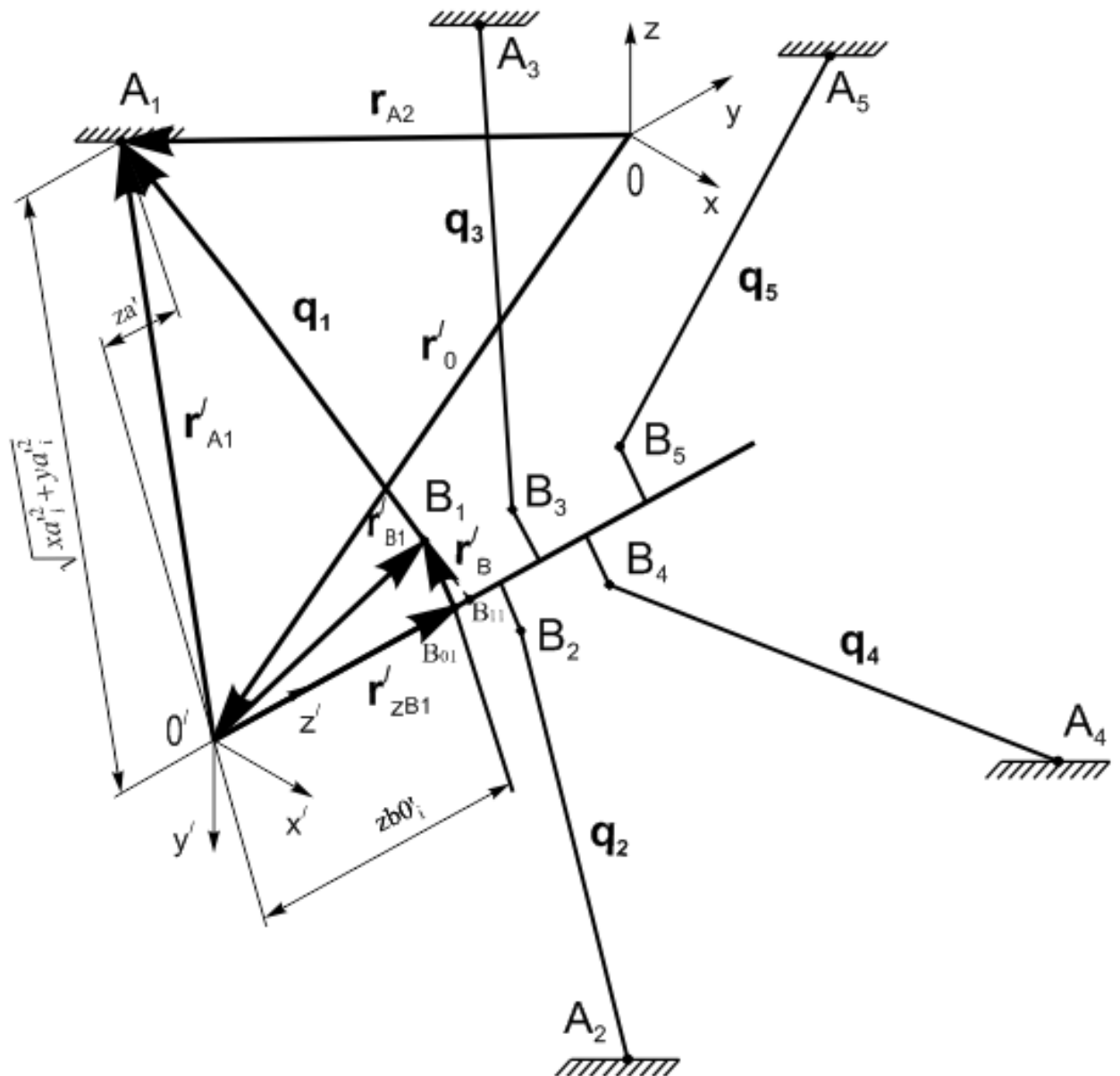


Рис. 2.2.Розрахункова схема БВПС зі спеціальним РО

Центри шарнірів основи розміщені в точках  $A_i$ , центри шарнірів рухомої платформи (РО) – в точках  $B_i$ . Довжина штанг позначається  $q_i$ . Радіус-вектор точок  $A_i$  в абсолютній системі координат основи  $\mathbf{r}a_i = (xa_i, ya_i, za_i)$ , радіус-вектор точок  $B_{0i}$  у системі координат РО  $\mathbf{r}b'_{0i} = (0, 0, zb'_{0i})$ , радіус-вектор точок  $B_i$  у відносній системі координат РО  $\mathbf{r}b'_i = (xb'_i, yb'_i, zb'_i)$ , радіус-вектор початку координат РО в системі координат основи  $\mathbf{r}0 = (x_0, y_0, z_0)$ .

Вектор центра шарніра основи  $A_i$  в системі координат РО можна визначити з рівняння:

$$\mathbf{ra}'_i = R^{-1}(\mathbf{ra}_i - \mathbf{r0}), \quad (2.9)$$

де  $\mathbf{ra}_i$  – радіус-вектор центра шарніра основи в системі координат основи;  $R$  – матриця повороту системи координат РО відносно системи координат основи (матриця напрямних косинусів, що встановлює зв'язок вектора в рухомій системі координат з цим самим вектором в нерухомій системі), кути Крилова [55].

Матриця повороту на основі кутів Крилова для БВПС зі спеціальним РО матиме вигляд:

$$R = \begin{pmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ \sin \psi \cdot \sin \theta & \cos \psi & -\sin \psi \cdot \cos \theta \\ -\cos \psi \cdot \sin \theta & \sin \psi & \cos \psi \cos \theta \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

Знаючи координати точок  $A_i$  та  $B_{0i}$  в системі координат РО, відповідно до схеми (рис. 2.2) можна визначити довжину штанги  $A_i B_i$  наступним чином:

$$q_i = \sqrt{\left(\sqrt{x_{Ai}^2 + y_{Ai}^2} - r\right)^2 + \left(z_{Ai} - z_{Bi}\right)^2} \quad (2.11)$$

Особливість визначення вектора штанг БВПС зі спеціальним РО, полягає у знаходженні координат точки В, з'єднання шарніра РО із штангою, оскільки вона розташовується на певній відстані від осі РО та залежить від розміщення РО та кутів просторової орієнтації штанг, тому що шарніри РО при переміщенні РО обертаються навколо своєї осі.

Необхідно перевести координати карданного шарніра в систему координат РО (2.12).

Вектор шарніра нерухомої основи в системі РО:

$$\mathbf{r}_{AA_i} = R^{-1} \cdot (\mathbf{r}_{A_i} - \mathbf{r}_o), \quad (2.12)$$

Згідно зі схемою (рис. 2.3) знаходимо величину проекційної довжини штанги  $l_i$ :

$$l_i = \sqrt{x_{AA_i}^2 + y_{AA_i}^2}, \quad (2.13)$$

Для визначення координат точки В визначаємо кути просторової орієнтації штанг:

$$\vartheta_{1_i} = \arccos\left(\frac{x_{AA_i}}{l_i}\right) \quad (2.14)$$

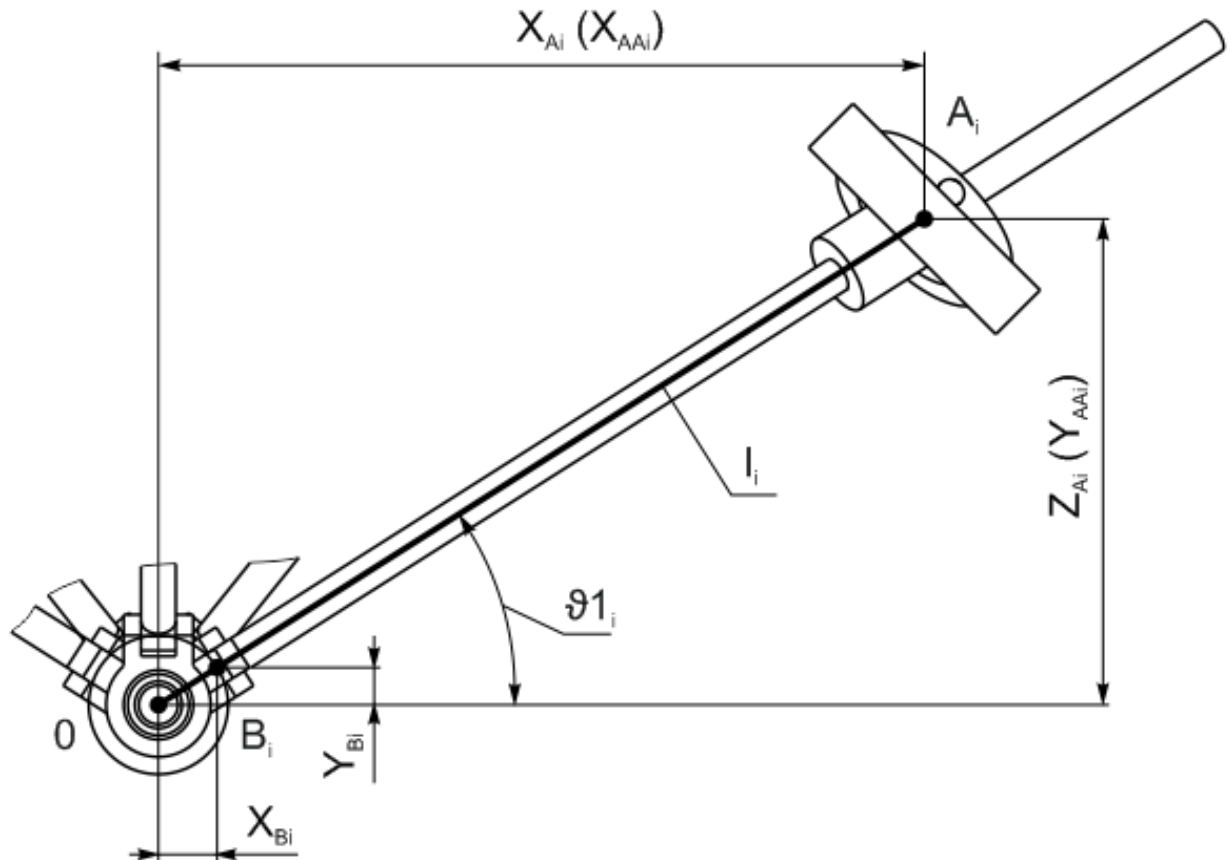


Рис.2.3. Схема визначення вектора штанги

Знаходимо координати точки  $B_i$  згідно із отриманих трикутників (рис. 2.3.)

$$x_{B_i} = r \cdot \cos(\vartheta_i), \quad (2.15)$$

$$y_{B_i} = r \cdot \sin(\vartheta_i - 180^\circ), \quad (2.16)$$

Далі розрахунок ведемо в системі координат основи, отже переводимо координати точки  $B_i$  у відповідну систему:

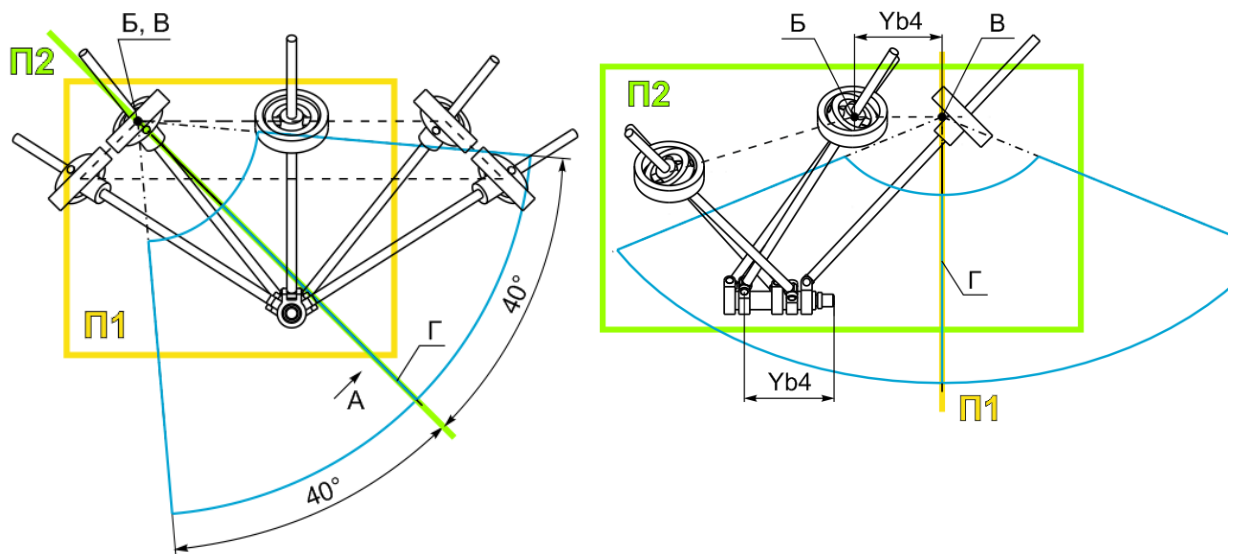
$$\mathbf{r}_{BA_i} = \mathbf{R}^{-1} \cdot \mathbf{r}_{B_i} + \mathbf{r}_o, \quad (2.17)$$

Визначаємо вектор штанги:

$$\mathbf{r}_{AB_i} = \mathbf{r}_{BA_i} - \mathbf{r}_{A_i}. \quad (2.18)$$

Для визначення можливостей обробки на БВПС зі спеціальним РО необхідно побудувати його РП, оскільки верстат здатний забезпечити широкі можливості орієнтації РО за рахунок конструкції верстата та його вузлів, то побудова його РП буде мати ряд особливостей.

На основі геометричного методу будуємо схему РП 4-ї штанги верстата із горизонтальною орієнтацією РО (рис. 2.4). Для побудови РП штанги, необхідно привести центр шарніру нерухомої основи до центра інструмента, що залежить від орієнтації РО. Отже знаючи величину вектора положення 4-го шарніра РО до інструмента ( $Y_{b4}$ ) відкладаємо це значення від центра шарніра основи (точка Б) та отримаємо приведене положення шарніра основи до центра інструмента (точка В). Далі будуємо площини 1 та 2, які проходять через точку В та відповідають площинам умовної симетрії роботи шарніра нерухомої основи відносно його центра. Приймаємо, що в 1-й площині шарнір основи має змогу відхилитися під кутом  $\sim 40^\circ$ , а в 2-й під кутом  $\sim 60^\circ$  відносно осі симетрії  $\Gamma$ , а штанга має ті ж самі значення нахилу оскільки їх осі співпадають. Задаємо обмеження по довжині штанги  $R1, R2$  та отримуємо РП штанги (рис. 2.4).





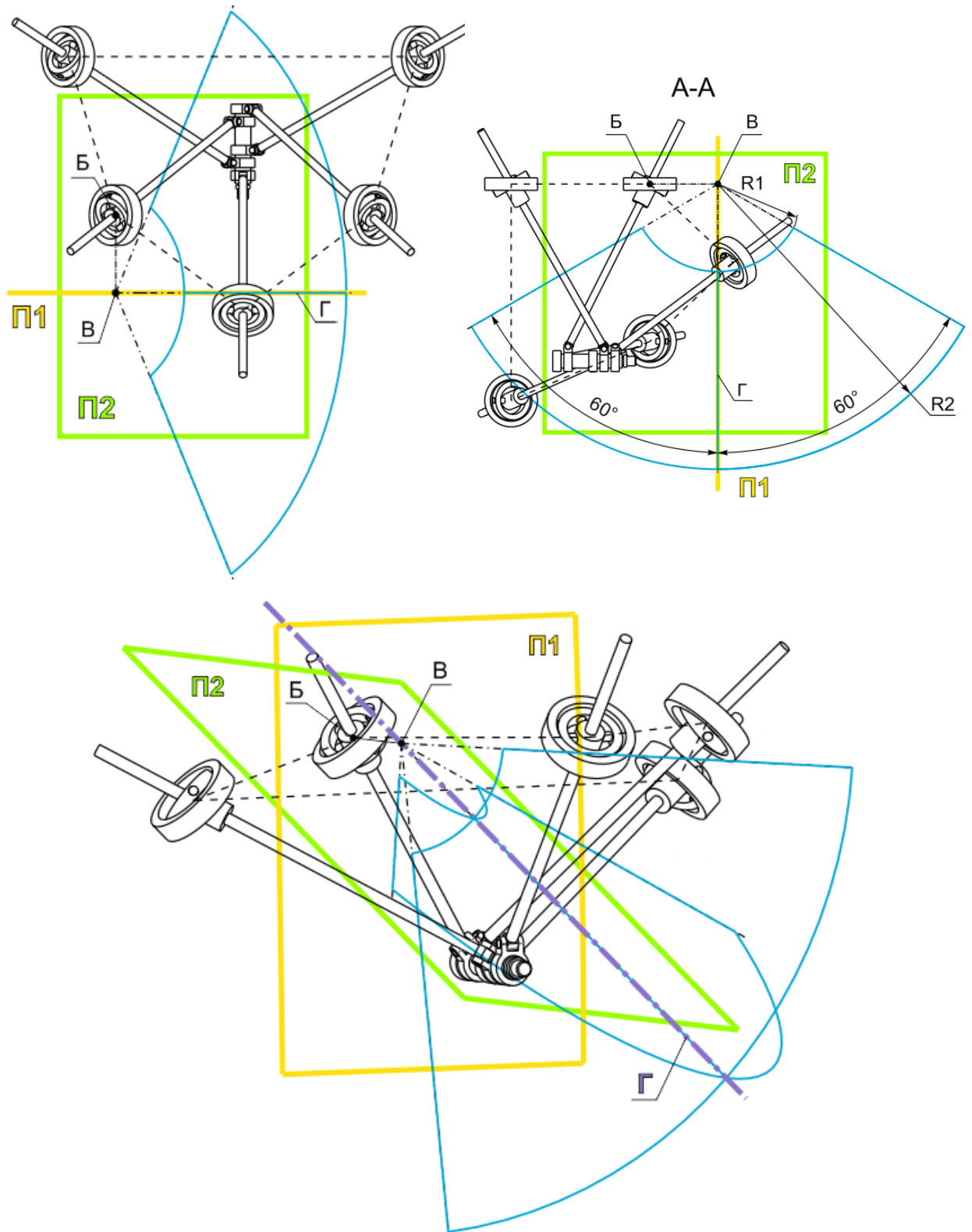
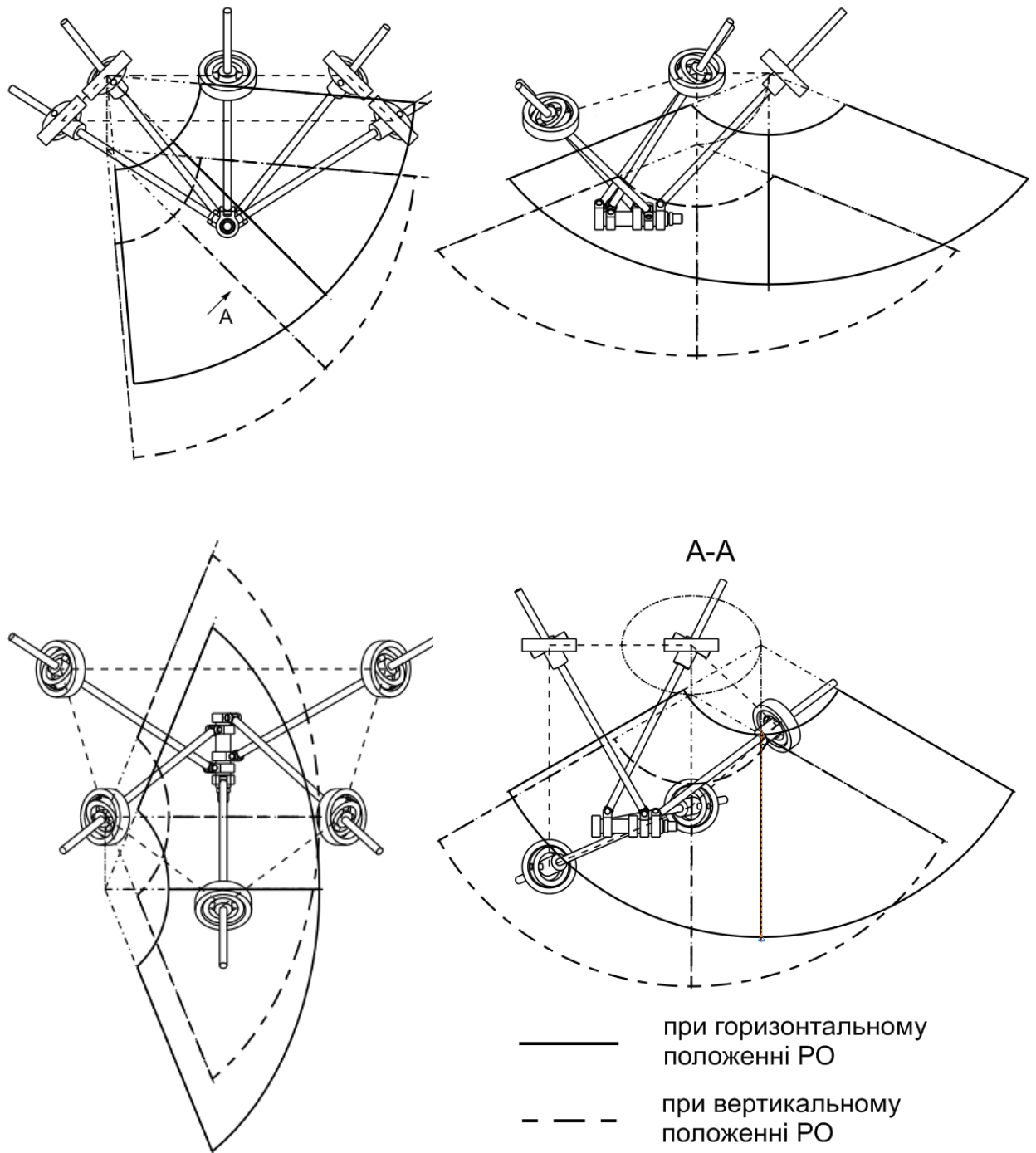


Рис. 2.4. Схема РП штанги верстата із горизонтальною орієнтацією РО

При побудові сукупного РП необхідно врахувати зміну вектора положення вершини інструмента по відношенню до вершини штанги, що спостерігається в діапазоні  $\sim 90^\circ$  (рис. 2.5). Найбільший вплив на сукупний

простір матиме РП із вертикальною та горизонтальною орієнтацією РО (рис. 2.5).



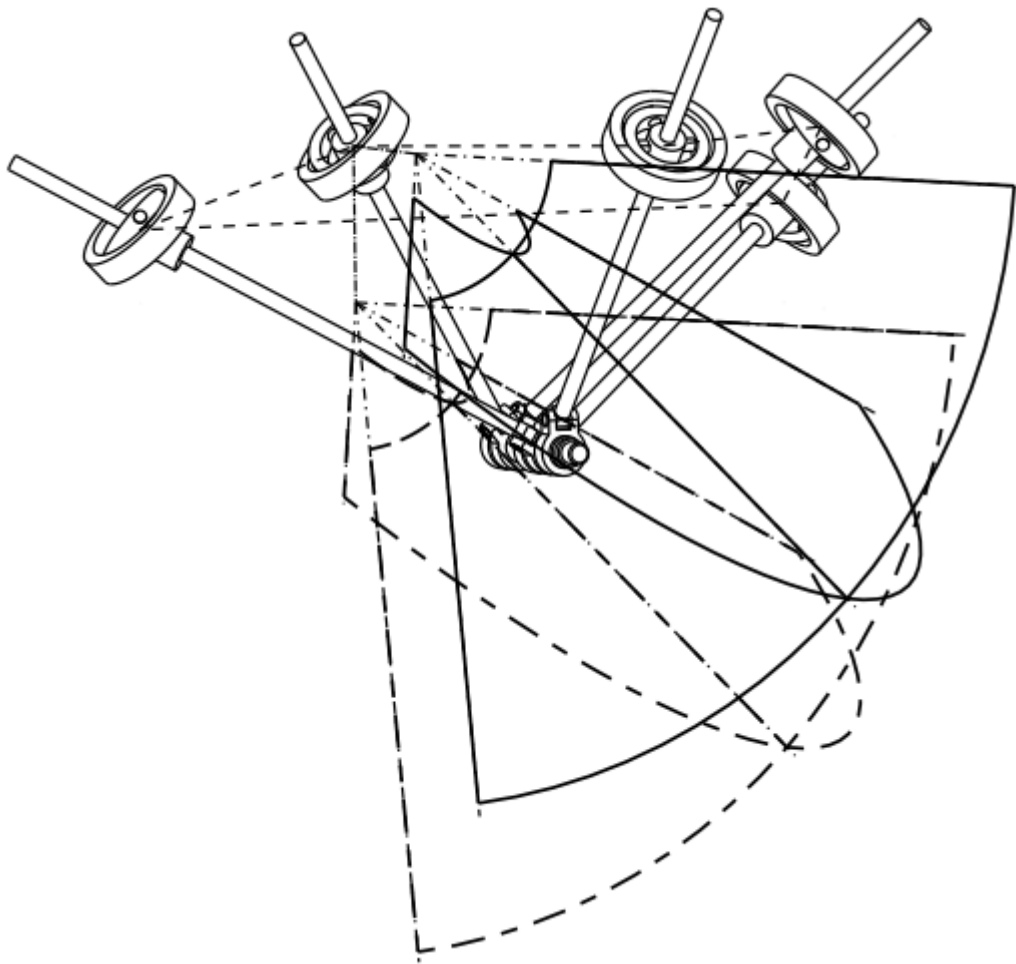
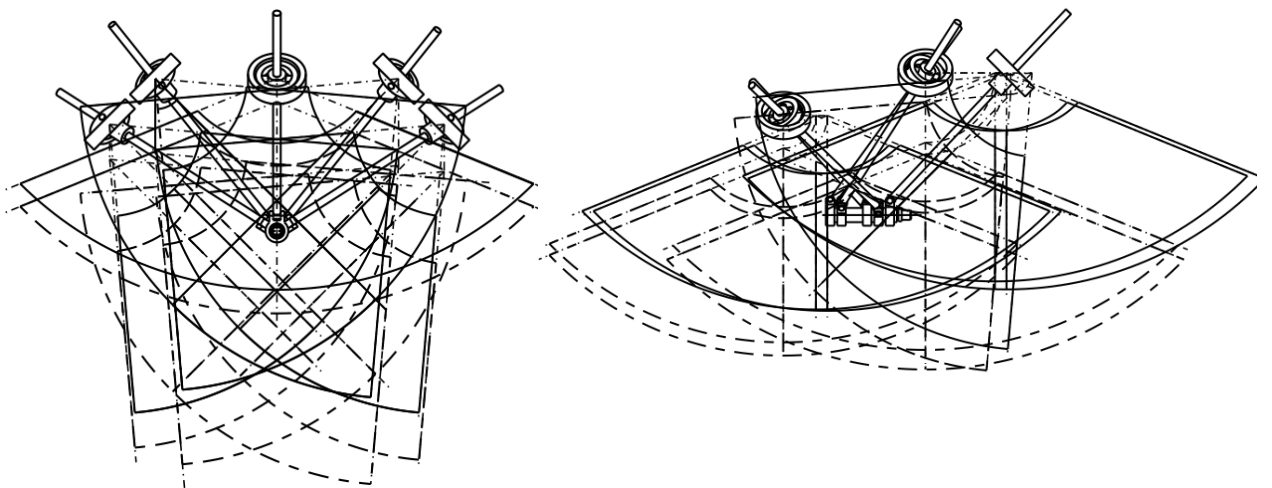


Рис. 2.5. РП штанги із вертикальною та горизонтальною орієнтацією РО

Аналогічним чином було побудовано РП для п'яти штанг БВПС зі спеціальним РО із вертикальною та горизонтальною орієнтацією РО (рис. 2.6).



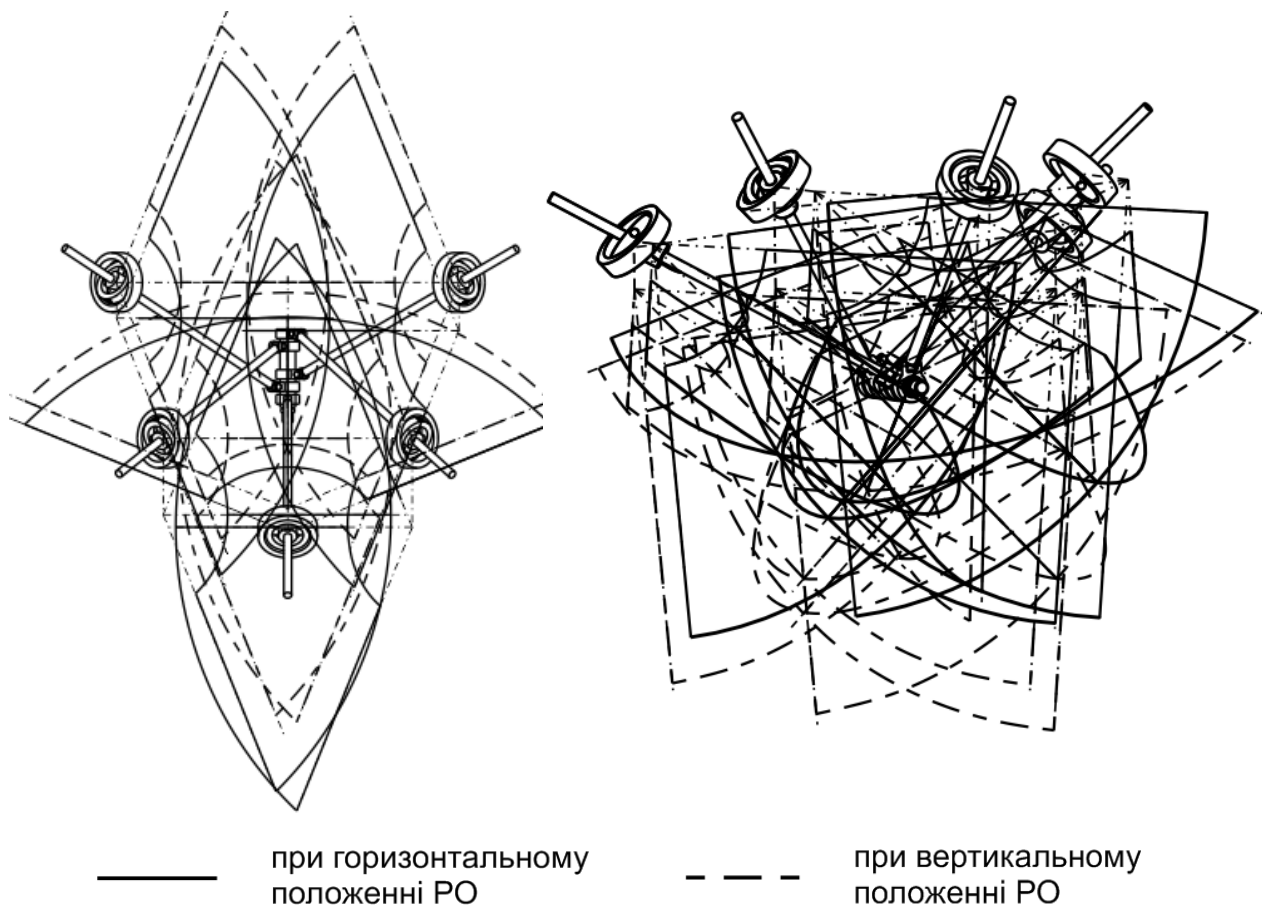


Рис. 2.6. Проекційні види РП п'яти штанг БВПС зі спеціальним РО

### 2.3. Методика теоретичних досліджень жорсткості

Розрахункова схема визначення матриці жорсткості механізму верстата зі спеціальним РО зображена на рис. 2.7. Матрицю просторової жорсткості можна визначити, розглядаючи штанги як поступальні або крутильні пружини. Всі штанги БВПС зі спеціальним РО працюють на розтяг-стиск, а перша штанга додатково працює і на кручення, оскільки перший шарнір РО нерухомо з'єднаний із його корпусом.

Матриця просторової жорсткості системи з пружних штанг дорівнює сумі матриць жорсткості окремих штанг:

$$K_o = \sum_{i=1}^n K_i, \quad (2.19)$$

де  $K_i$  – матриця жорсткості окремих штанг, що визначається за формулою:

$$K_i = k_i \cdot \mathbf{N}_i \cdot \mathbf{N}_i^T, \quad (2.20)$$

де  $k_i$  – жорсткість штанги;  $\mathbf{N}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{n}_i \\ \mathbf{r}_B \times \mathbf{n}_i \end{bmatrix}$  для штанги у вигляді лінійної

пружини або  $\mathbf{N}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{r}_B \times \mathbf{n}_i \end{bmatrix}$  для штанги у вигляді крутильної пружини.

де  $\mathbf{n}_i$  – одиничний вектор напрямку штанги визначається із схеми (рис. 2.3).

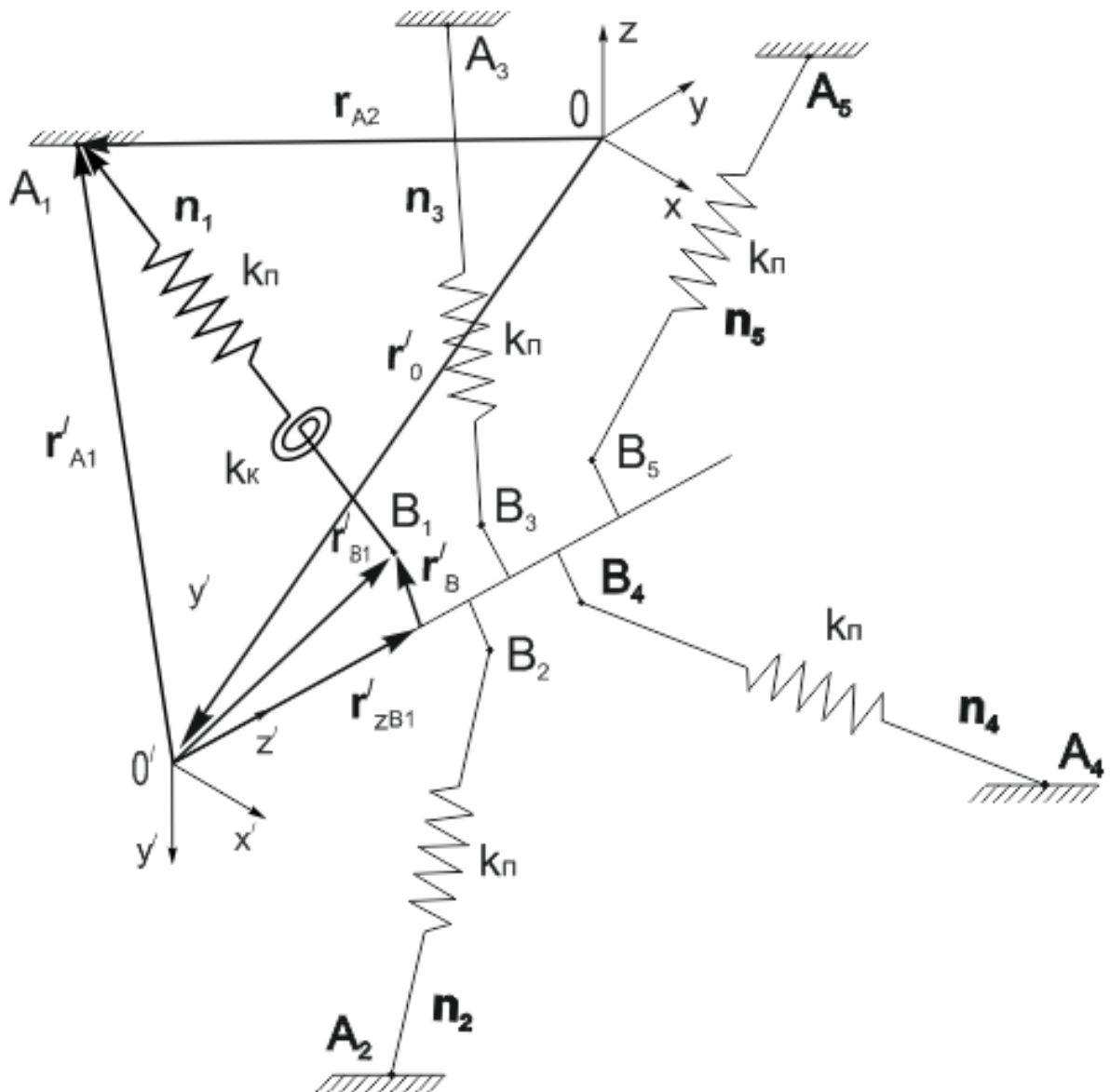


Рис.2.7. Схема визначення матриці жорсткості механізму верстата  
зі спеціальним РО

Загальний вигляд матриці жорсткості для БВПС зі спеціальним РО має  
такий вигляд:

$$K = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^5 k_n \cdot \mathbf{n}_i \cdot \mathbf{n}_i^T & \sum_{i=1}^5 k_n \cdot \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i)^T \\ \left( \sum_{i=1}^5 k_n \cdot \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i)^T \right)^T & \sum_{i=1}^5 k_n \cdot \mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i)^T + k_k \cdot \mathbf{n}_1 \cdot \mathbf{n}_1^T \end{bmatrix}, (2.21)$$

де  $k_n$ ,  $k_k$  – поступальна та крутильна жорсткість штанг.

Проте отримана матриця просторової жорсткості 6х6 не дає оцінити характер зміни пружних переміщень інструмента  $\delta_T$  під дією сили технологічного навантаження  $\mathbf{f}_T$ . Для цього було запропоновано схему визначення приведеної до зони обробки жорсткості БВПС зі спеціальним РО (рис. 2.8) та методику розрахунку приведеної матриці жорсткості 3х3.

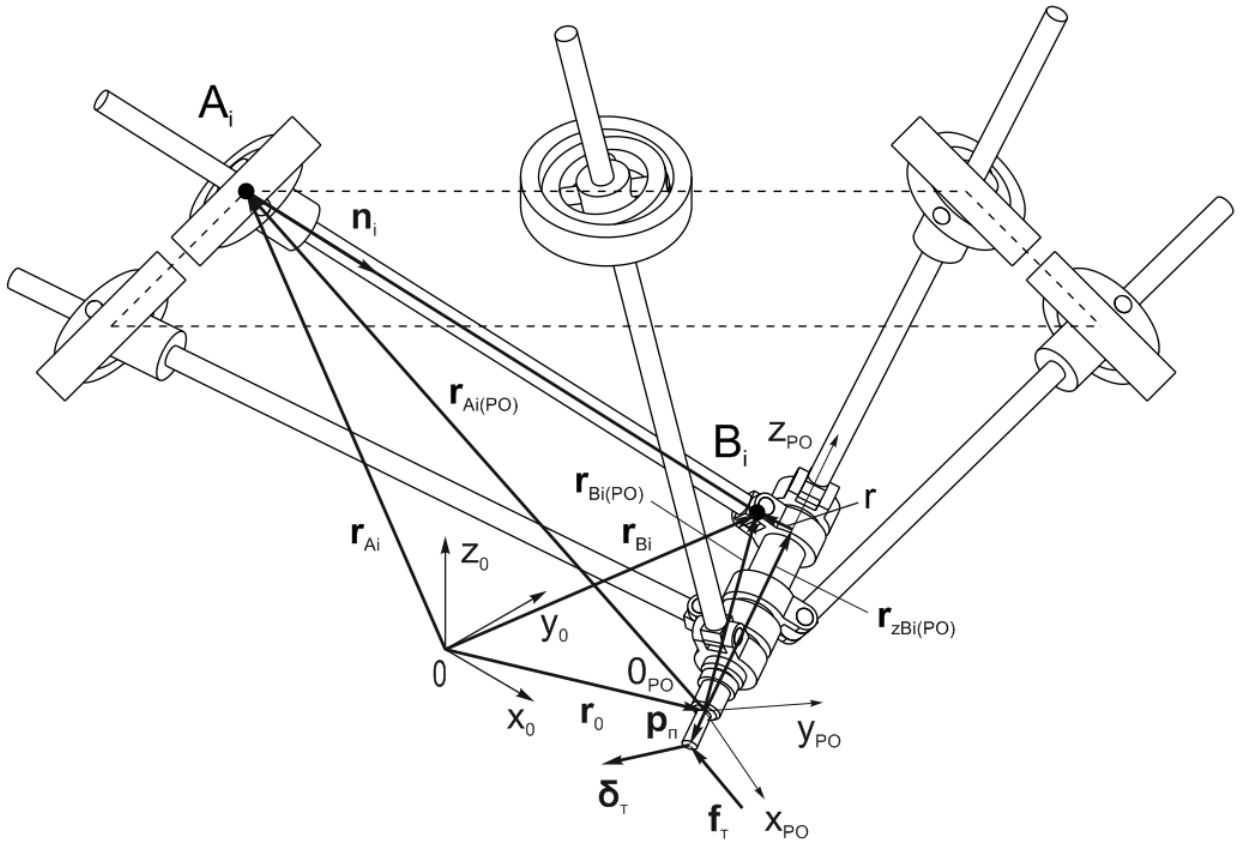


Рис. 2.8. Схема визначення приведеної жорсткості БВПС зі спеціальним РО

Приведена матриця поступальної жорсткості БВПС зі спеціальним РО визначається як:

$$K_{II} = \left[ \begin{aligned} & \left( \left( \sum_{i=1}^5 k_{\Pi} \cdot \mathbf{n}_i \cdot \mathbf{n}_i^T \right)^{-1} + \left( \sum_{i=1}^5 k_{\Pi} \cdot \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i)^T \right)^{-1} \times [\mathbf{p}_{\Pi}] \right) - \\ & - [\mathbf{p}_{\Pi}] \times \left( \left( \sum_{i=1}^5 k_{\Pi} \cdot \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i)^T \right)^{-1} \right)^T - \\ & - [\mathbf{p}_{\Pi}] \times \left( \sum_{i=1}^5 k_{\Pi} \cdot \mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i)^T + k_{\kappa} \cdot \mathbf{n}_1 \cdot \mathbf{n}_1^T \right)^{-1} \times [\mathbf{p}_{\Pi}] \end{aligned} \right]^{-1}, \quad (2.22)$$

де  $[\mathbf{p}_{\Pi}] = \begin{pmatrix} 0 & -p_{\Pi 3} & p_{\Pi 2} \\ p_{\Pi 3} & 0 & -p_{\Pi 1} \\ -p_{\Pi 2} & p_{\Pi 1} & 0 \end{pmatrix}$  – кососиметрична матриця 3х3, породжена

радіус-вектором вершини інструмента [81, 98].

Тоді вектор  $\delta_T$  пружних переміщень центра інструмента можна визначити як:

$$\delta_T = \left[ \begin{aligned} & \left( \left( \sum_{i=1}^5 k_i \cdot \mathbf{n}_i \cdot \mathbf{n}_i^T \right)^{-1} + \left( \sum_{i=1}^5 k_i \cdot \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i)^T \right)^{-1} \times [\mathbf{p}_{\Pi}] \right) - \\ & - [\mathbf{p}_{\Pi}] \times \left( \left( \sum_{i=1}^5 k_i \cdot \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i)^T \right)^{-1} \right)^T - \\ & - [\mathbf{p}_{\Pi}] \times \left( \sum_{i=1}^5 k_i \cdot \mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{r}_{Ai} \times \mathbf{n}_i)^T + k_1 \cdot \mathbf{n}_1 \cdot \mathbf{n}_1^T \right)^{-1} \times [\mathbf{p}_{\Pi}] \end{aligned} \right] \cdot \mathbf{f}_T \quad (2.23)$$

#### 2.4. Конструкція експериментальних установок та засоби вимірювання

Для підтвердження результатів теоретичних досліджень спроектовано і виготовлено БВПС зі спеціальним РО (рис. 2.9). Верстат складається з основи 1, на якій розміщено п'ять карданних шарнірів 2 зі штангами змінної довжини 3. Іншим кінцем кожна штанга 3 прикріплена до РО 4 через шарніри 5 таким чином, що вісь кожної штанги 3 проходить через вісь РО 4. Оброблювана деталь встановлюється на стіл 6.



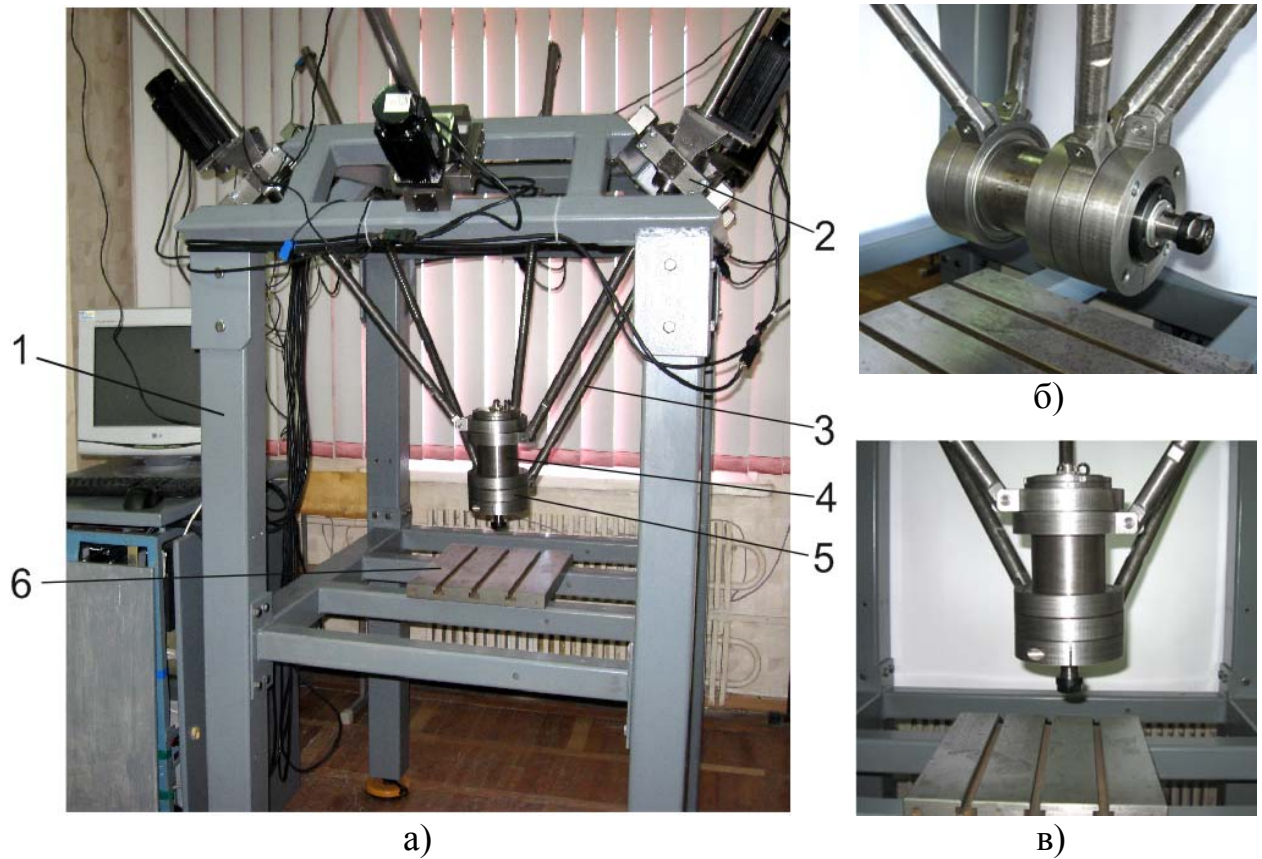


Рис. 2.9. БВПС зі спеціальним РО: а) загальний вигляд;  
б), в) варіанти орієнтація РО

Характерною особливістю БВПС є встановлена здатність РО повертатися на кут більше  $90^\circ$  відносно однієї з осей, що дає змогу здійснювати обробку деталей із горизонтальною (рис. 2.9, б) та вертикальною орієнтацією РО (рис. 2.9, в), а також у проміжних положеннях, що значно збільшує сферу застосування верстата.

На основі спроектованої схеми РО БВПС (рис. 2.10, а) було виготовлено модель РО (рис. 2.10, б). РО складається з мотор-шпинделя 1 потужністю 2,2 кВт та п'яти шарнірів 2 із радіально-упорними підшипниками 3, спільна вісь яких співпадає з віссю шпинделя. Для сприйняття осьового навантаження між шарнірами розміщені упорні роликові підшипники 4.



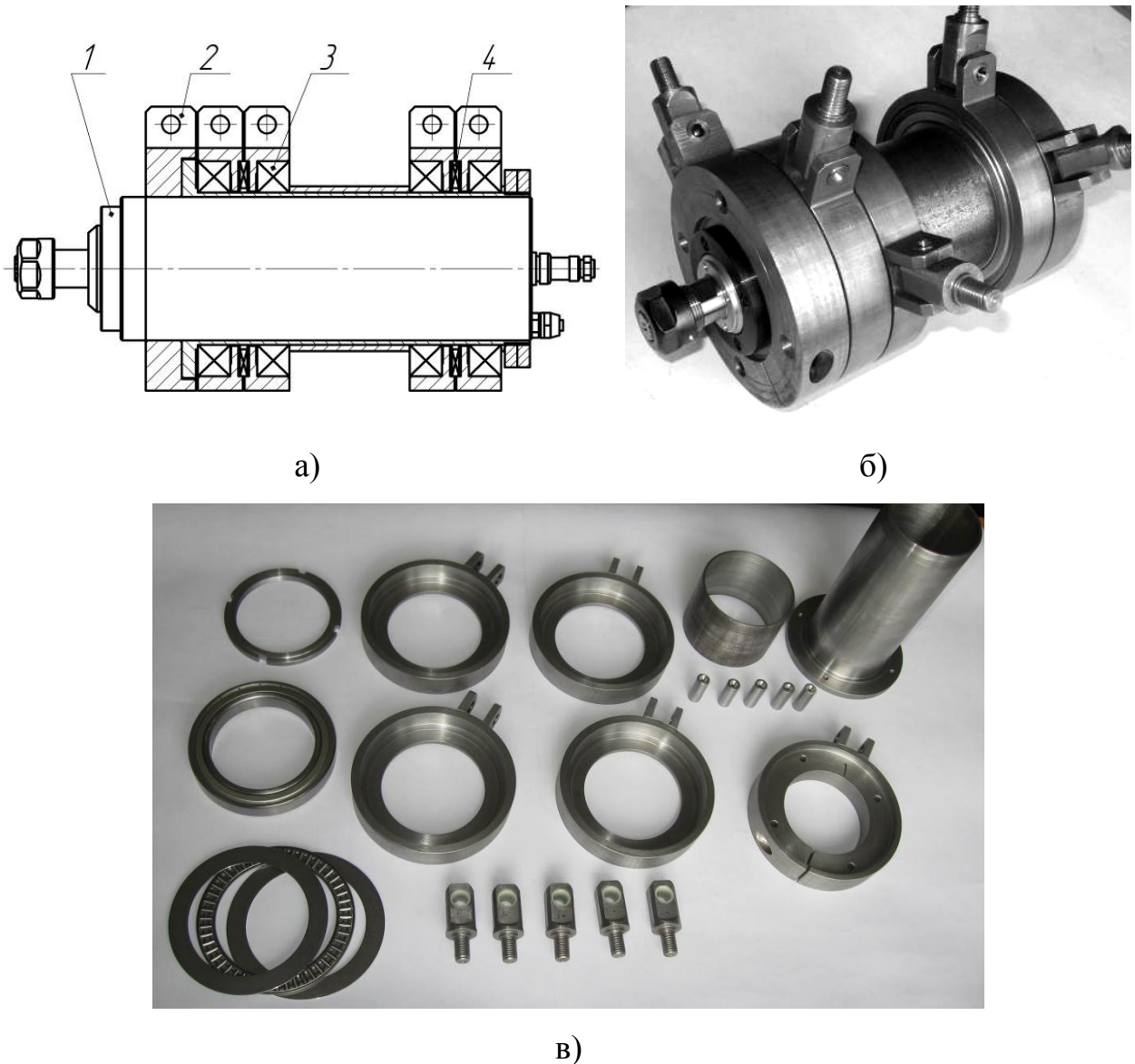


Рис. 2.10. РО БВПС: а) конструкція, б) загальний вигляд, в) складові елементи РО

Зміна орієнтації РО у просторі відбувається при зміні положення шарнірів 2 завдяки радіально-упорним підшипникам 3, які здійснюють одночасний рух відносно корпусу шарніра 2 і шпинделя РО 1. Основні складові елементи РО представлені на рис. 2.10, в.

Управління верстатом здійснюється від системи ЧПУ Linux CNC. Для виконання заданої траєкторії руху РО виконується узгоджене переміщення п'яти штанг змінної довжини за рахунок подачі відповідних сигналів, розрахованих на основі кінематичних залежностей механізму, на

серводвигуни потужністю 1 кВт. Основні технічні характеристики БВПС зі спеціальним РО наведені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1

## Основні технічні характеристики БВПС зі спеціальним РО

|                                                      |                |
|------------------------------------------------------|----------------|
| Потужність приводу головного руху, кВт               | 2,2            |
| Діапазон частот обертання шпинделя, $\text{хв}^{-1}$ | 6000...24000   |
| Діаметр інструмента, мм                              | 2...13         |
| Номінальна (максимальна) потужність приводів, кВт    | 0,4 (1,1)      |
| Швидкість переміщення РО, м/хв                       | 25             |
| Прискорення РО, $\text{м/с}^2$                       | 10             |
| Робочий простір (діаметр x висота), мм               | 300 x 300      |
| Нахил шпинделя відносно осей X та Y, градусів        | 90, 30         |
| Максимальна споживана потужність, кВт                | 22             |
| Габаритні розміри, мм                                |                |
| – без врахування вильоту штанг                       | 1430x1150x1700 |
| – з врахуванням вильоту штанг                        | 2800x1800x2600 |

## 2.5. Методика експериментальних досліджень жорсткості

Першим етапом експериментальних досліджень є визначення жорсткості шарнірів РО БВПС шляхом вимірювання їх переміщень під осьовим (рис. 2.11, 2.12) та радіальним навантаженням (рис. 2.13, 2.14), для чого розроблено та виготовлено вимірювальний стенд для експериментальних досліджень. РО 1 верстата кріпиться жорстко на столі 2, а навантажувальна планка 3 безпосередньо кріпиться на вилці 4 шарніра 5. Контроль величини зусилля навантаження на шарнір РО виконується за допомогою динамометра 6, а величина переміщення у шарнірах фіксується індикаторами 7.

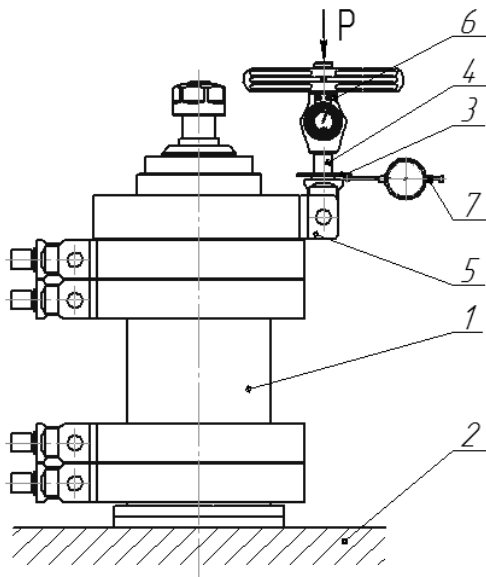


Рис. 2.11. Схема для вимірювання  
осьових переміщень  
у шарнірах РО

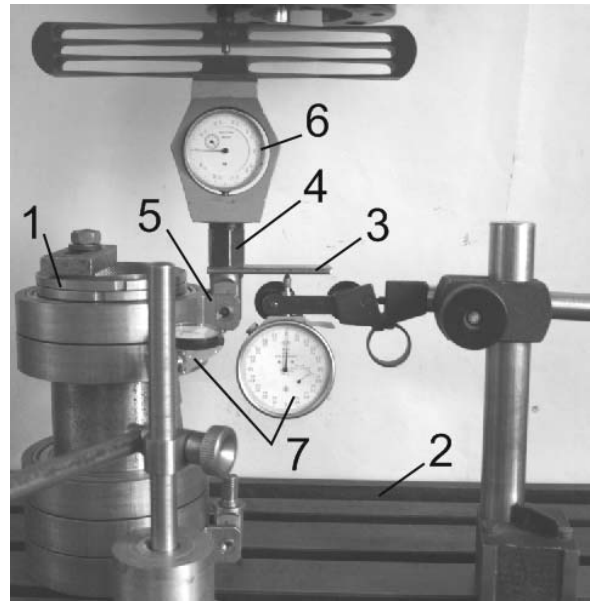


Рис. 2.12. Дослідний стенд для  
вимірювання осьових переміщень  
у шарнірах РО

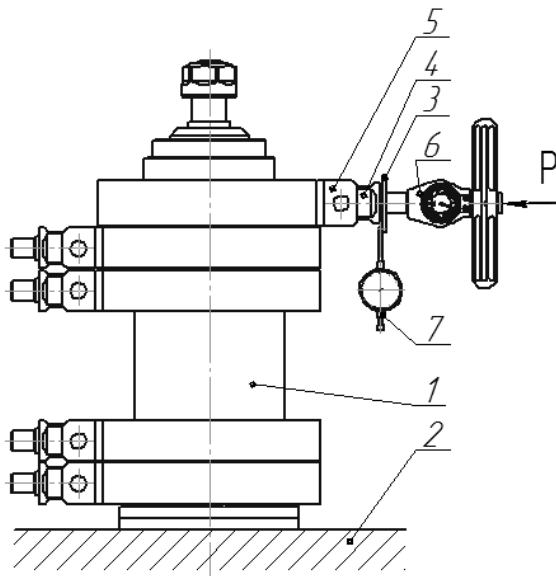


Рис. 2.13. Схема для вимірювання  
радіальних переміщень  
у шарнірах РО

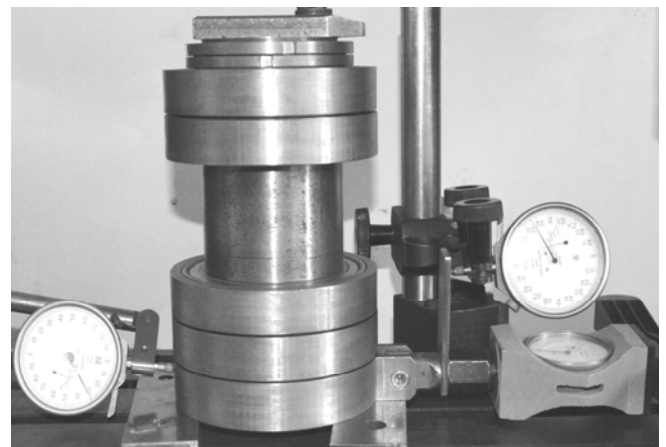


Рис. 2.14. Дослідний стенд для  
вимірювання радіальних переміщень  
у шарнірах РО

Другим етапом є дослідження жорсткості БВПС зі спеціальним РО в просторі, для чого запропоновано виконати вимірювання переміщень РО при навантаженні в семи положеннях РО із вертикальною (рис. 2.15) та

горизонтальною орієнтацією (рис. 2.16), що дасть змогу встановити пріоритетні ділянки РП в яких буде спостерігатися найбільша жорсткість верстата.

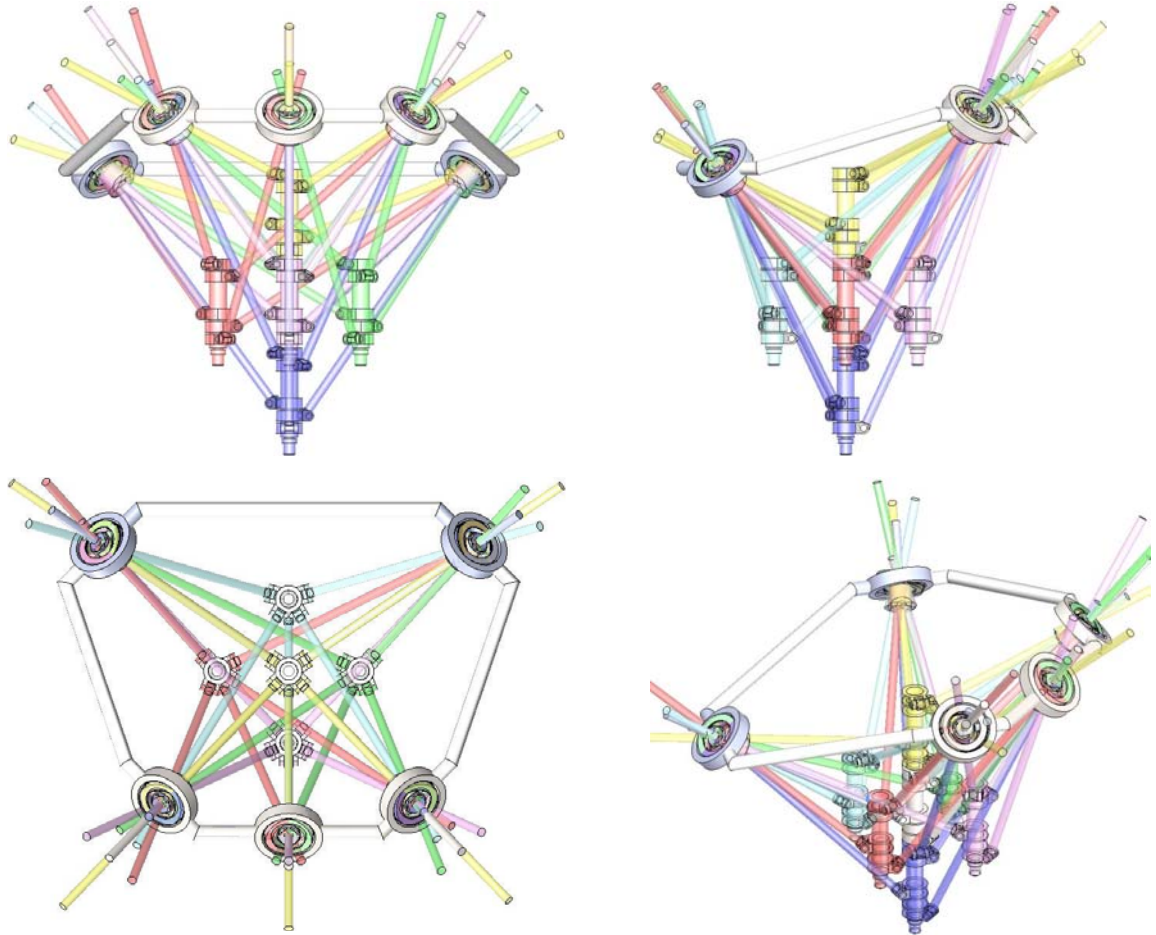
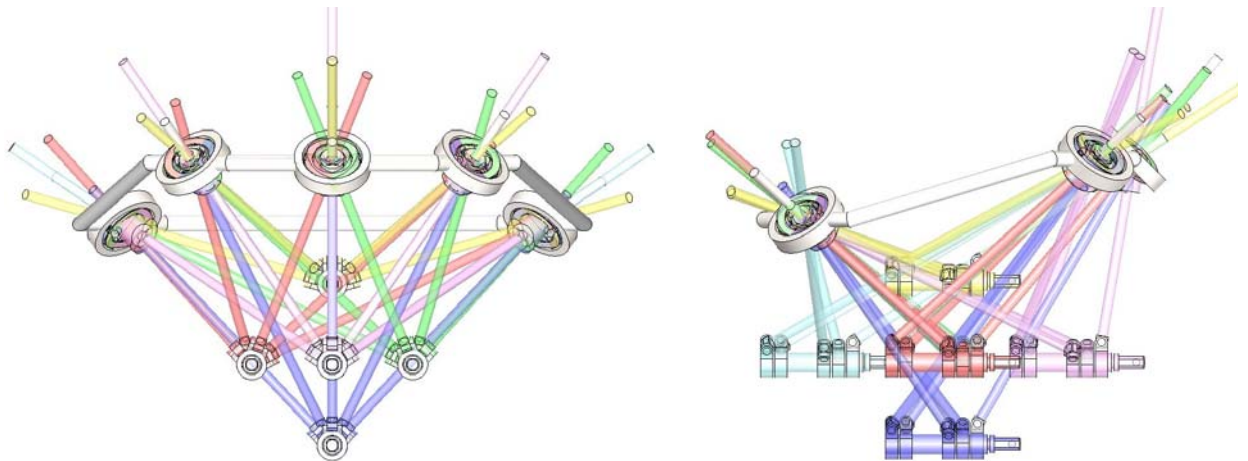


Рис. 2.15. Положення РО із вертикальною орієнтацією



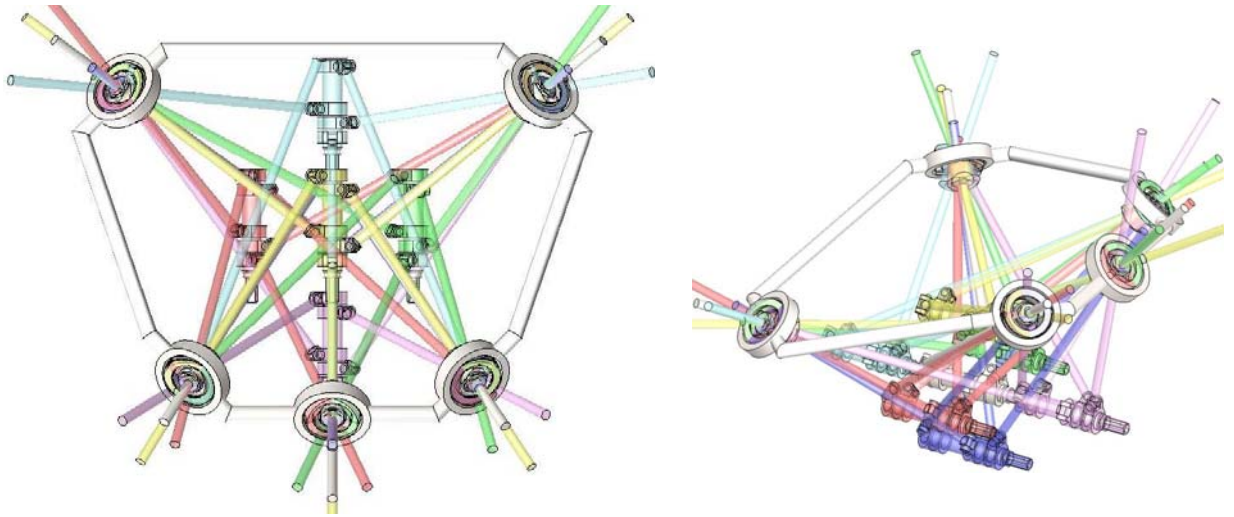


Рис. 2.16. Положення РО із горизонтальною орієнтацією

Для дослідження жорсткості верстата було розроблено схеми для вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осей X (рис. 2.18), Y (рис. 2.20) та Z (рис. 2.22) та виготовлено відповідне оснащення для БВПС (рис. 2.17, 2.19, 2.21, 2.23) із горизонтальною орієнтацією РО.

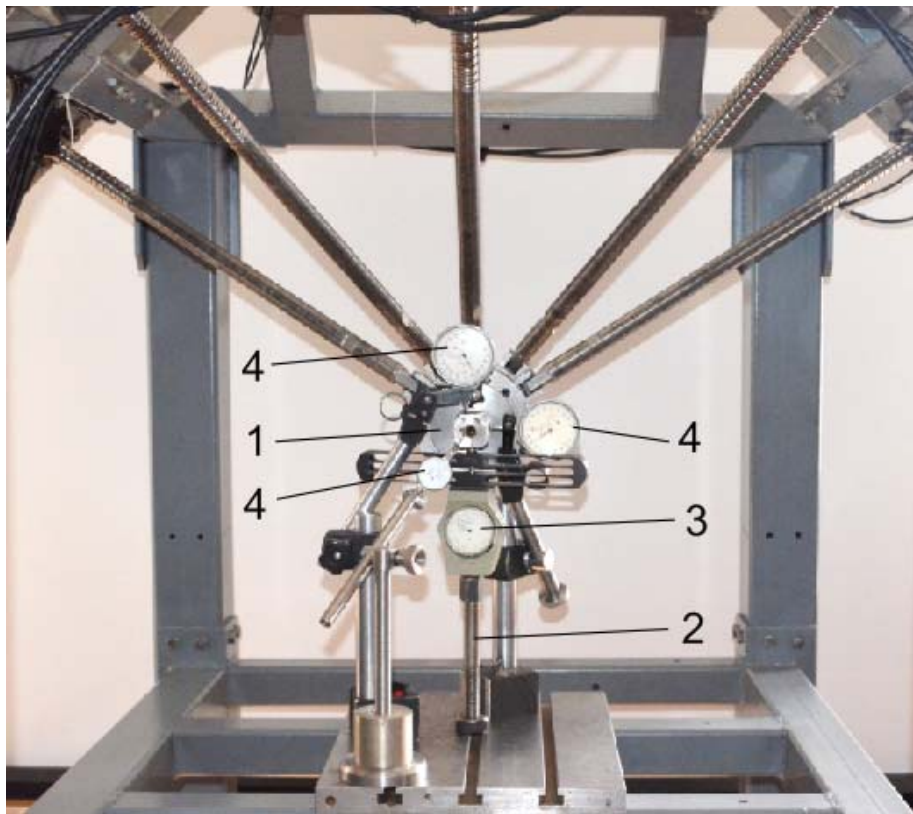


Рис. 2.17. Дослідний стенд для вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж координатних осей



Спеціальний РО 1 БВПС фіксується у заданій орієнтації завдяки подачі живлення на двигуни верстата. Навантаження РО 1 відбувається за допомогою гвинта 2, який розміщується вздовж осі X, Y або Z залежно від напрямлення дії навантаження, а контроль величини зусилля прикладеної сили виконується динамометром 3. Величина переміщення РО 1 фіксується індикаторами 4.

Першим експериментом на жорсткість верстата є визначення переміщення РО по осях X, Y та Z при навантаженні вздовж осі X (рис. 2.18, 2.19) із горизонтальною орієнтацією РО.

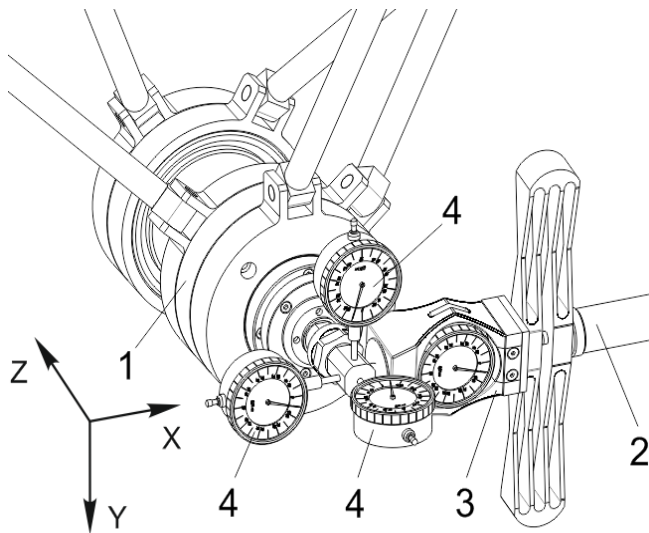


Рис. 2.18. Схема вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі X

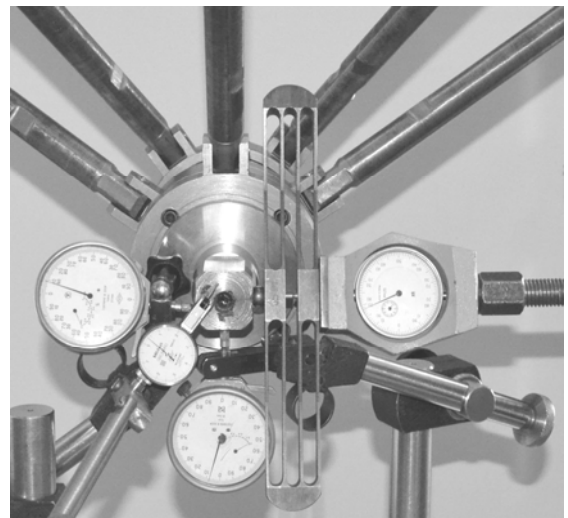


Рис. 2.19. Дослідний стенд для вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі X

Другим експериментом на жорсткість верстата є визначення переміщення РО по осях X, Y та Z при навантаженні вздовж осі Y (рис. 2.20, 2.21) із горизонтальною орієнтацією РО.

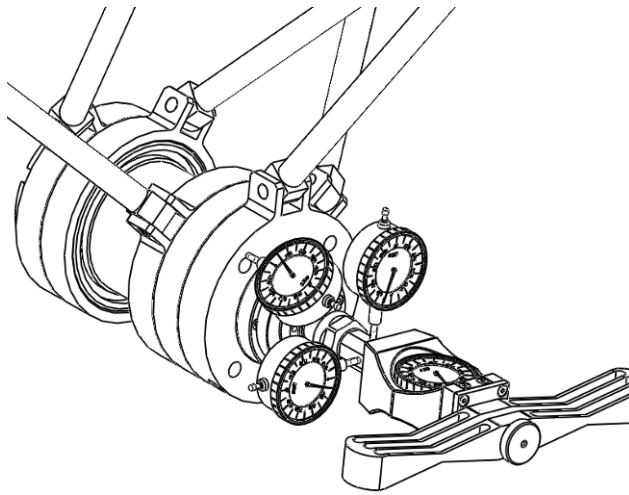


Рис. 2.20. Схема вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі Y

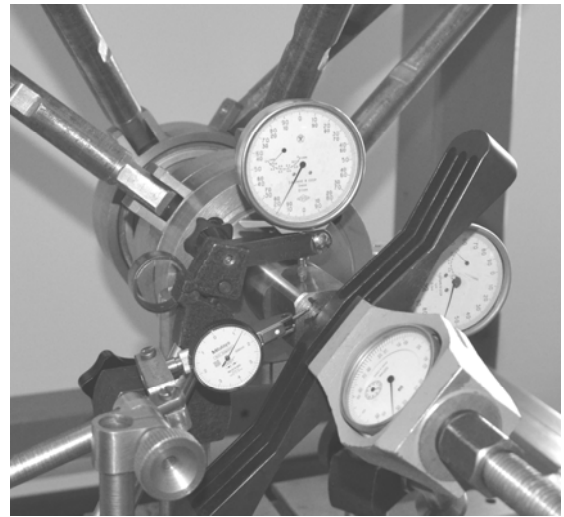


Рис. 2.21. Дослідний стенд для вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі Y

Третім експериментом на жорсткість верстата є визначення переміщення РО по осях X, Y та Z при навантаженні вздовж осі Z (рис. 2.22, 2.23) із горизонтальною орієнтацією РО.

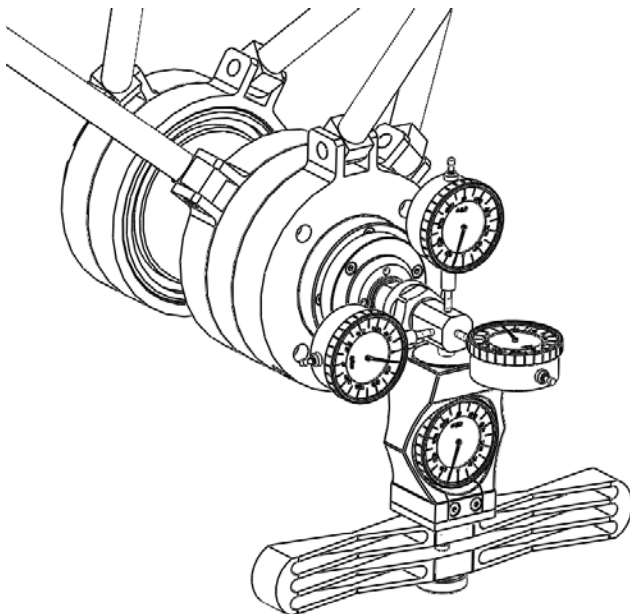


Рис. 2.22. Схема вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі Z

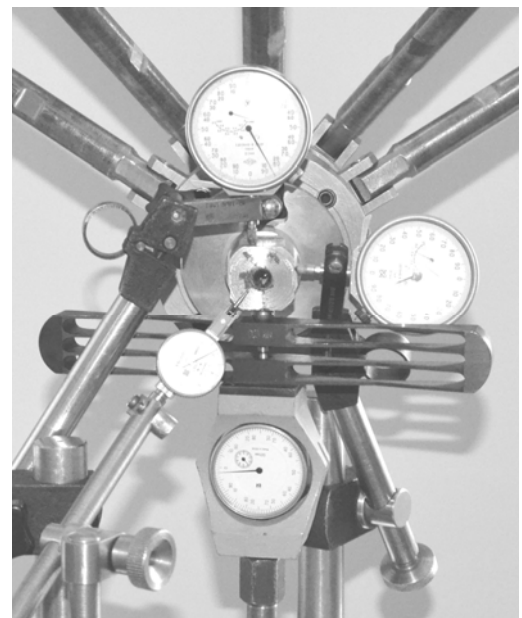


Рис. 2.23. Дослідний стенд для вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі Z

Для дослідження жорсткості верстата було розроблено схеми для вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осей X (рис. 2.24), Y (рис. 2.26) та Z (рис. 2.28) та виготовлено відповідне оснащення для БВПС (рис. 2.25, 2.27, 2.21, 2.29) із вертикальною орієнтацією РО.

Методика експериментального дослідження жорсткості верстата із вертикальною орієнтацією РО є аналогічною із методикою експериментальних досліджень жорсткості верстата із горизонтальною орієнтацією РО.

Отже четвертим експериментом на жорсткість верстата є визначення переміщення РО по осях X, Y та Z при навантаженні вздовж осі X (рис. 2.24, 2.25) із вертикальною орієнтацією РО.

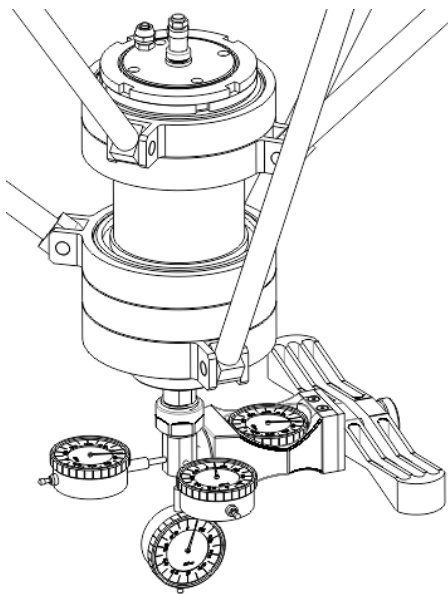


Рис. 2.24. Схема вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі X

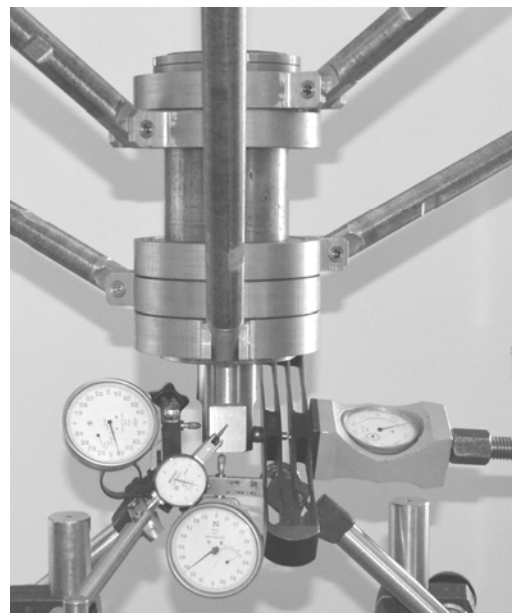


Рис. 2.25. Дослідний стенд для вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі X

П'ятим експериментом на жорсткість верстата є визначення переміщення РО по осях X, Y та Z при навантаженні вздовж осі Y (рис. 2.26, 2.27) із вертикальною орієнтацією РО.



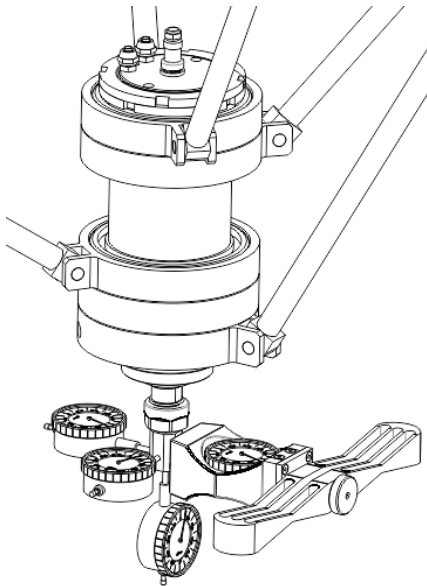


Рис. 2.26. Схема вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі Y



Рис. 2.27. Дослідний стенд для вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі Y

Шостим експериментом на жорсткість верстата є визначення переміщення РО по осях X, Y та Z при навантаженні вздовж осі Z (рис. 2.28, 2.29) із вертикальною орієнтацією РО.

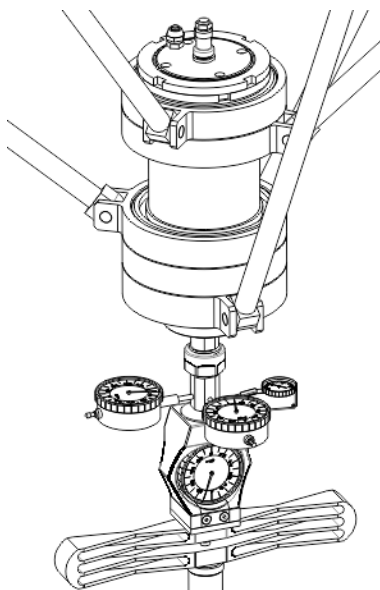


Рис. 2.28. Схема вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі Z

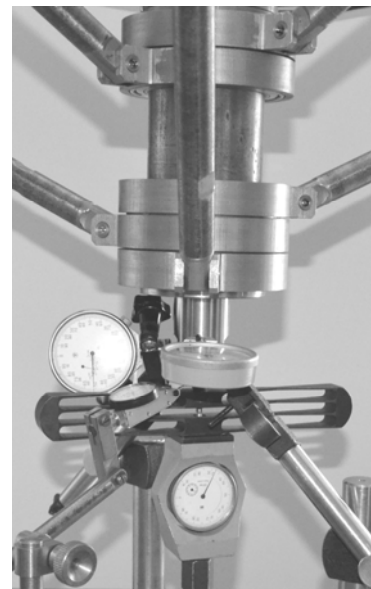


Рис. 2.29. Дослідний стенд для вимірювання переміщень РО при навантаженні вздовж осі Z

У якості вимірювального пристрою використано індикатор Mitutoyo 513-445 (діапазон вимірювання 0,4 мм, а ціна поділки 0,002 мм) (рис. 2.30) та індикатори ИЧ - 10 (діапазон вимірювання 0 – 5 мм, а ціна поділки 0,01 мм) (рис. 2.31). Завдяки особливостям конструкції важільно-зубчатий індикатор Mitutoyo 513-445 зручно використовувати у важкодоступних місцях, а також він характеризується двонаправленістю дії з автоматичною інверсією напрямку виміру.



Рис. 2.30. Індикатор Mitutoyo 513-445



Рис. 2.31. Індикатор ИЧ-10

Для контролю величини навантаження використовується динамометр переносний третього розряду ДОСМ – 3 – 0,05 (рис. 2.32). Межі вимірювання динамометра становлять 0,03 – 0,5 кН.



Рис. 2.32. Динамометр ДОСМ – 3 – 0,05

Контроль результатів експериментальних досліджень на наявність грубих помилок здійснюємо за критерієм виникнення максимальної похибки  $\beta$  [51]. Для цього необхідно знайти дисперсію експериментальних даних для кожної позиції матриці експерименту:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (2.24)$$

де  $x_i$  – значення вихідного параметру;

$\bar{x}$  – середнє значення вихідного параметру;

$n$  – кількість повторних дослідів;

$i$  – номер повторного дослідів.

Середнє значення вихідного параметру:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (2.25)$$

Критерій  $\beta$  для максимального  $x_{\max}$  та мінімального  $x_{\min}$  значень вихідного параметру:

$$\beta_1 = \frac{x_{\max} - \bar{x}}{\sigma \sqrt{\frac{n-1}{n}}}; \quad \beta_2 = \frac{\bar{x} - x_{\min}}{\sigma \sqrt{\frac{n-1}{n}}}. \quad (2.26)$$

Із таблиці 4.3 [51] обираємо в залежності від довірчої ймовірності максимальні значення  $\beta_{\max}$ , які виникають внаслідок статистичного розкиду. Якщо  $\beta_1 > \beta_{\max}$ , то значення  $x_{\max}$  необхідно виключити із статистичного ряду як грубу похибку, а при  $\beta_2 < \beta_{\max}$  виключається величина  $x_{\min}$ . Після виключення всіх значень грубих помилок необхідно знайти нові значення  $\bar{x}$  і  $\sigma$  із  $n-1$  або  $n-2$  вимірювань.

Для подальшого порівняння теоретичних та експериментальних досліджень жорсткості БВПС зі спеціальним РО необхідно визначити теоретичну приведену до зони обробки матрицю поступальної жорсткості для дослідного зразка та сформувати експериментальну матрицю

поступальної жорсткості на основі проведених експериментальних досліджень.

Згідно методики описаній у пункті 2.3 розділу 2 обчислюємо теоретичну приведену матрицю жорсткості  $K$  (2.19) – (2.22) із вихідними параметрами для дослідного зразка верстата.

Вихідними даними для розрахунку експериментальної матриці жорсткості є виміряні відхилення РО  $\delta_T$  від заданого положення під дією технологічного навантаження  $f_T$  у заданому напрямку, які отримані шляхом проведення дослідів по методиці описаній у розділі 2 (пункт 2.4).

Для визначення поступальної матриці жорсткості на основі експериментальних даних необхідно визначити найближчу симетричну позитивно визначену матрицю, оскільки матриця, обчислена за експериментальними даними буде несиметричною внаслідок похибок вимірювання та аналізу даних [52]. Таким чином найближча симетрично позитивно визначена матриця податливості визначається за нормою Фробеніуса та матиме вигляд:

$$C_S = \frac{B + Z \cdot \text{diag}(|\lambda_i|) \cdot Z^T}{2}, \quad (2.27)$$

де  $B = \frac{C_{i,j} + C_{i,j}^T}{2}$  – симетричний компонент матриці податливості  $C_{i,j}$ ,

$C_{i,j} = \frac{\delta_i}{F_j}$  – переміщення РО;

$Z$ ,  $\lambda_i$  – власні значення матриці  $C_{i,j}$  (стовпчики матриці  $Z$ , що у спектральному розкладі представляють собою власні вектори матриці  $C_{i,j}$ ) [52].

Таким чином матриця жорсткості на основі експериментальних даних визначається:

$$K_e = C_S^{-1}. \quad (2.28)$$

## 2.6. Висновки за розділом

1. Розроблено методику теоретичних досліджень геометричних та конструктивних параметрів БВПС зі спеціальним РО, що в подальшому дасть змогу встановити раціональні параметри розміщення шарнірних опор основи у просторі.

2. Вдосконалено однозначний аналітичний метод визначення зворотної кінематики БВПС зі спеціальним РО, що у порівнянні з відомим, коли довжину штанг визначають за допомогою розв'язку квадратних рівнянь з врахуванням додаткових обмежень для вибору вірного рішення з кількох варіантів, дає змогу скоротити час на обчислення та мінімізувати похибки розрахунку.

3. Розроблено схему побудови РП для одної із штанг БВПС зі спеціальним РО на основі геометричного методу та встановлено, що для БВПС зі спеціальним РО із штангами змінної довжини РП штанги характеризується кутами орієнтації шарнірів основи верстата в просторі, діапазоном зміни довжини штанг та розміщенням шарнірів, які з'єднують штангу із РО.

4. На основі запропонованої методики визначення нормального вектора штанг розроблено розрахункову схему та методику розрахунку жорсткості БВПС зі спеціальним РО. Запропоновано схему визначення приведеної до зони обробки жорсткості БВПС зі спеціальним РО та методику розрахунку приведеної матриці жорсткості  $3 \times 3$ .

5. Для підтвердження результатів теоретичних досліджень спроектовано і виготовлено БВПС зі спеціальним РО із штангами змінної довжини.

6. Розроблено методику та виготовлено стенд експериментальних досліджень жорсткості шарнірів РО БВПС із штангами змінної довжини при осьовому та радіальному навантаженні.

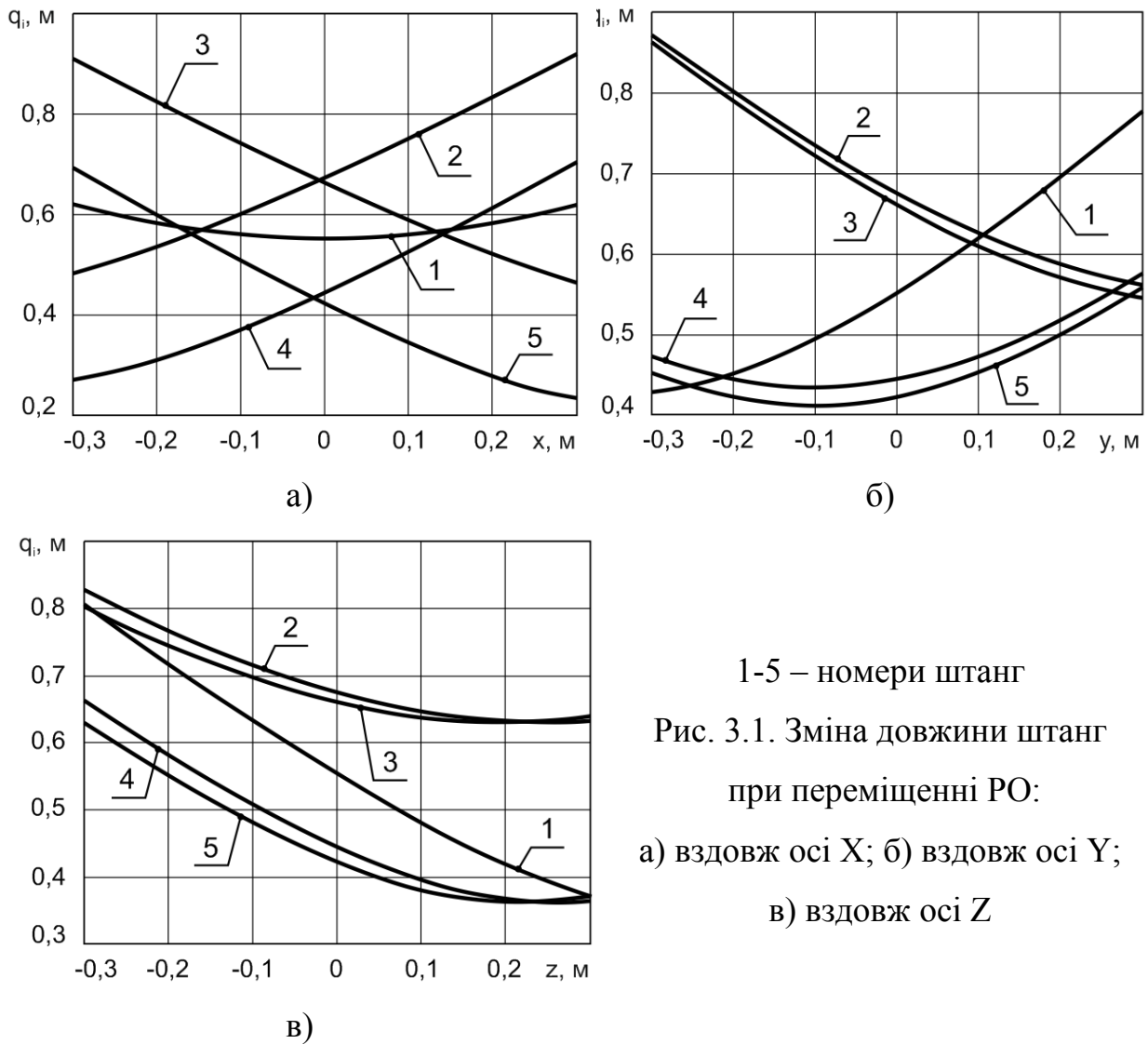
7. Розроблено методику та виготовлено стенд експериментальних досліджень просторової жорсткості БВПС зі спеціальним РО із вертикальною та горизонтальною орієнтацією РО.

Основні методики досліджень опубліковані в [24, 25, 26, 63] та оприлюднено на конференціях.

### 3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОКООРДИНАТНОГО ВЕРСТАТА ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

#### 3.1. Кінематичні залежності багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом

При визначенні зворотної задачі кінематики були побудовані графіки залежностей зміни довжини штанг від переміщень РО вздовж координатних осей (рис. 3.1, а – в) та кутів орієнтації РО (рис. 3.2, а, б), у відповідності до залежностей (2.11).



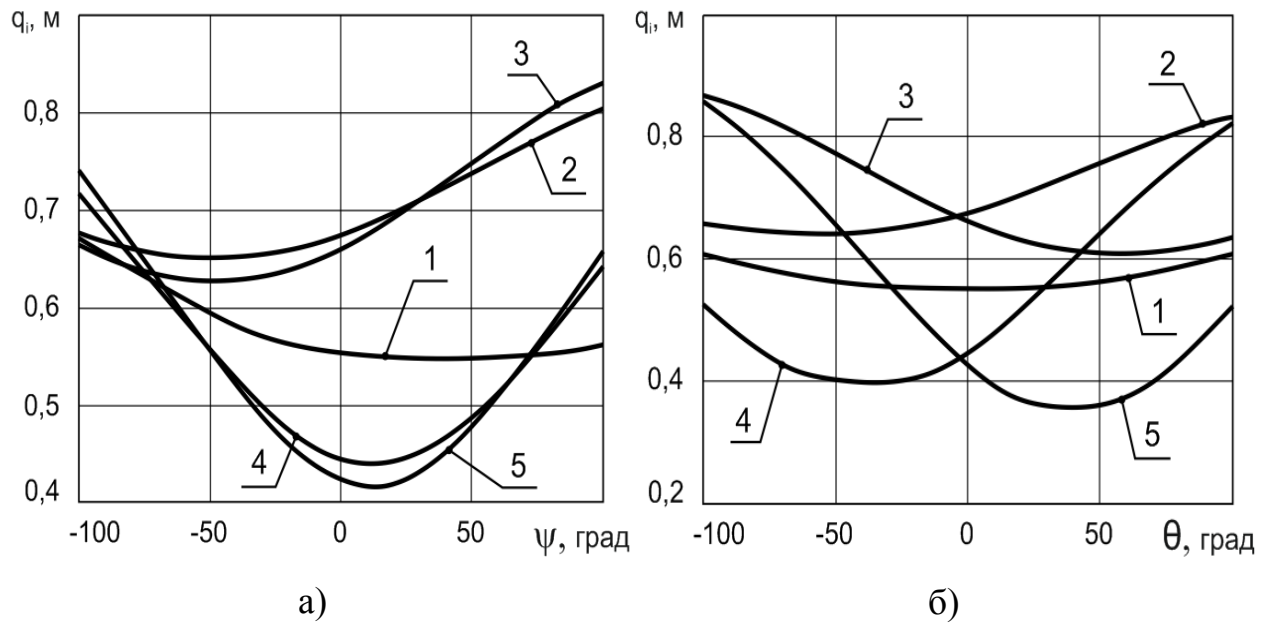


Рис.3.2. Зміна довжини штанг від кутів орієнтації РО:

а) навколо осі X; б) навколо осі Y

Аналіз наведених залежностей показує, що максимальна зміна довжин штанг спостерігається при переміщенні РО у напрямку осей X, Y, Z та кута повороту відносно осі X, а зміни довжини штанг при повороті РО навколо осі Y невеликі. Отже при переміщенні РО вздовж осі X спостерігається однаковий діапазон зміни довжин всіх штанг та складає приблизно 0,4 м, тоді як при переміщенні вздовж осі Y перша штанга має максимальний діапазон зміни довжин у порівнянні із іншими штангами та становить приблизно 0,36 м, а при переміщенні вздовж осі Z максимальна зміна спостерігається також для першої штанги та становить приблизно 0,44 м.

Розглянуті прямі кінематичні залежності зміни переміщення РО при переміщенні однієї зі штанг при незмінній довжині інших чотирьох (рис. 3.3).



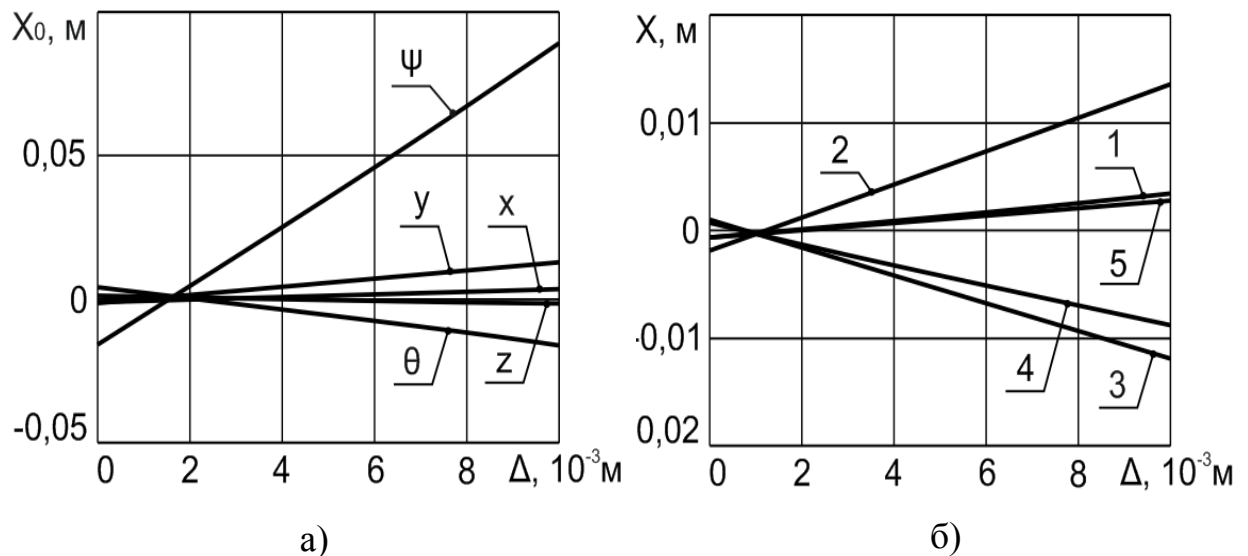


Рис. 3.3. Переміщення РО:

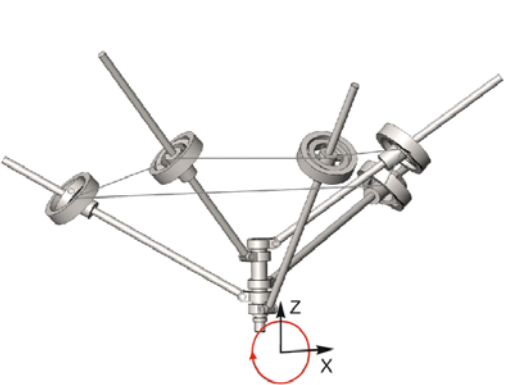
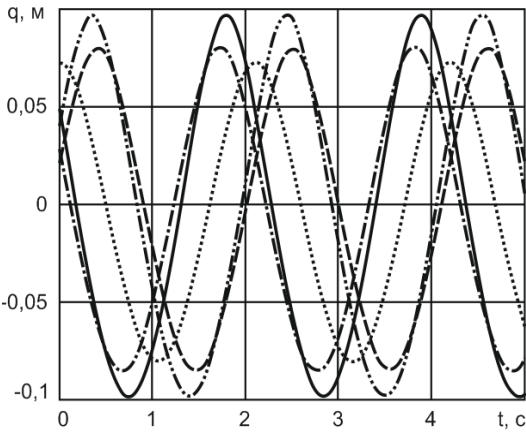
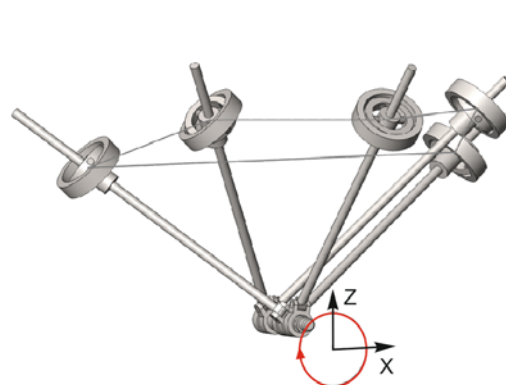
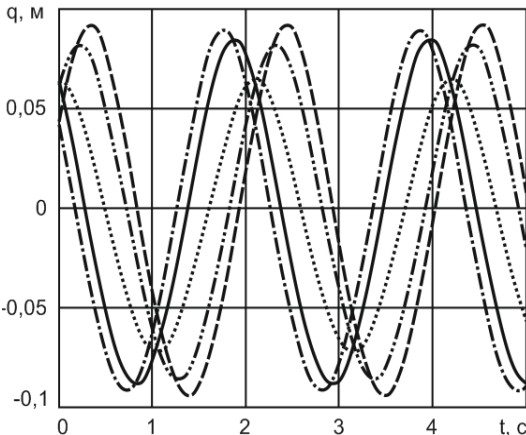
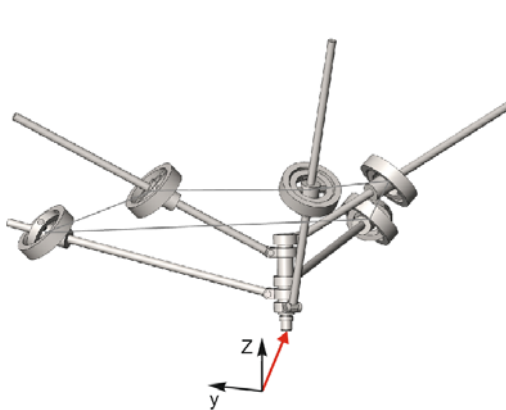
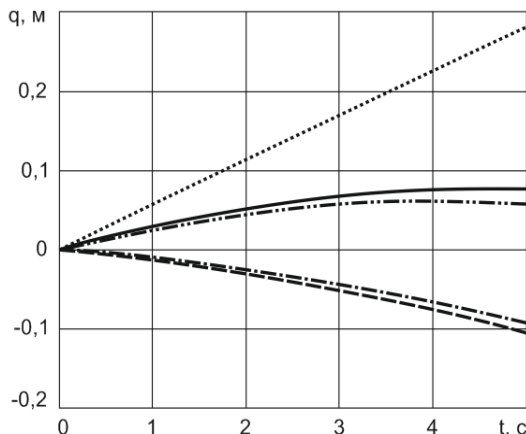
а) при переміщенні першої штанги; б) по осі X при переміщенні кожної штанги по чергово

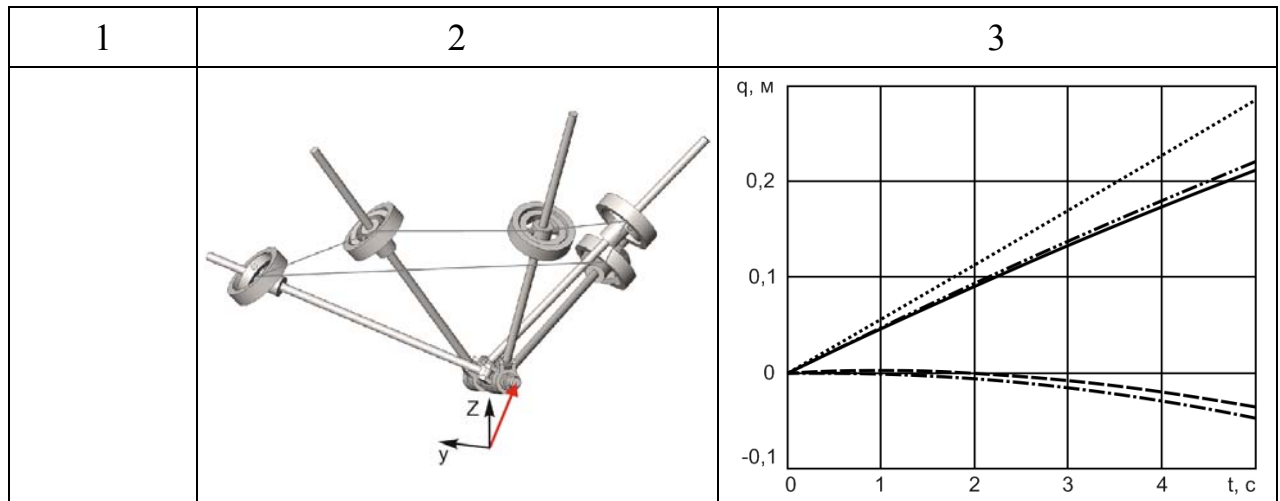
З графіка (рис. 3.3, а) видно, що найбільше переміщення РО верстата при переміщенні першої штанги характеризується зміною кута повороту РО відносно осі X, переміщення РО по координатах незначна. З графіка (рис. 3.3, б) можна спостерігати, що найбільше переміщення по осі X відбувається при зміні довжини другої та третьої штанги.

Для демонстрації діаграм зміни довжин штанг при обраних конструктивних параметрах верстата та відпрацюванні РО заданої функціональної траєкторії на основі розрахунків зворотних кінематичних залежностей по формулам (2.9) – (2.18) проведено моделювання з використанням програмного комплексу SolidWorks Motion.

За результатами проведеного моделювання отримано діаграми зміни довжин штанг від переміщення РО по заданим функціональним траєкторіям (табл. 3.1). Зокрема, діаметр кругової траєкторії становить 0,2 м, лінійне переміщення 0,2 м по осях X та Z.

функціональним траєкторіям

| Площина траєкторії руху                                                                                                                             | Рух РО по заданій функціональній траєкторії                                         | Зміна довжин штанг                                                                   |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| 1                                                                                                                                                   | 2                                                                                   | 3                                                                                    |
| <p>..... - перший привід, — · — · — · - другий привід, — — — — - третій привід,<br/> — — — — — - четвертий привід, — · — · — · - п'ятий привід.</p> |                                                                                     |                                                                                      |
| XOZ                                                                                                                                                 |   |   |
|                                                                                                                                                     |  |  |
| YOZ                                                                                                                                                 |  |  |



Аналіз отриманих діаграм показує, що характер зміни довжин штанг при відтворенні траєкторії руху по колу і лінійному переміщенні при різній орієнтації РО в просторі не співпадає та дає змогу оцінити величину їх зміни. Отриману величину максимальної зміни довжин штанг при заданій функціональній траєкторії руху РО необхідно врахувати при виборі конструктивних параметрів БВПС зі спеціальним РО.

### 3.2. Робочий простір багатокординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом

Для побудови РП спроектовано спрощену 3d модель БВПС зі спеціальним РО (рис. 3.4).

Для визначення РП було прийнято деякі обмеження:

- мінімальна довжина штанг – 0,3 м;
- максимальна довжина штанг – 1 м;
- кут повороту карданного шарніра в 1-му напрямку –  $\sim 60^\circ$ ;
- кут повороту карданного шарніра в 2-му напрямку –  $\sim 40^\circ$ ;
- орієнтація РО (кут нахилу  $\sim 90^\circ$ ).

На основі приведеного методики побудови РП штанги (пункт 2.2) в середовищі SolidWorks було побудовано його тривимірну модель (рис. 3.5), що дає змогу оцінити величину отриманого РП.

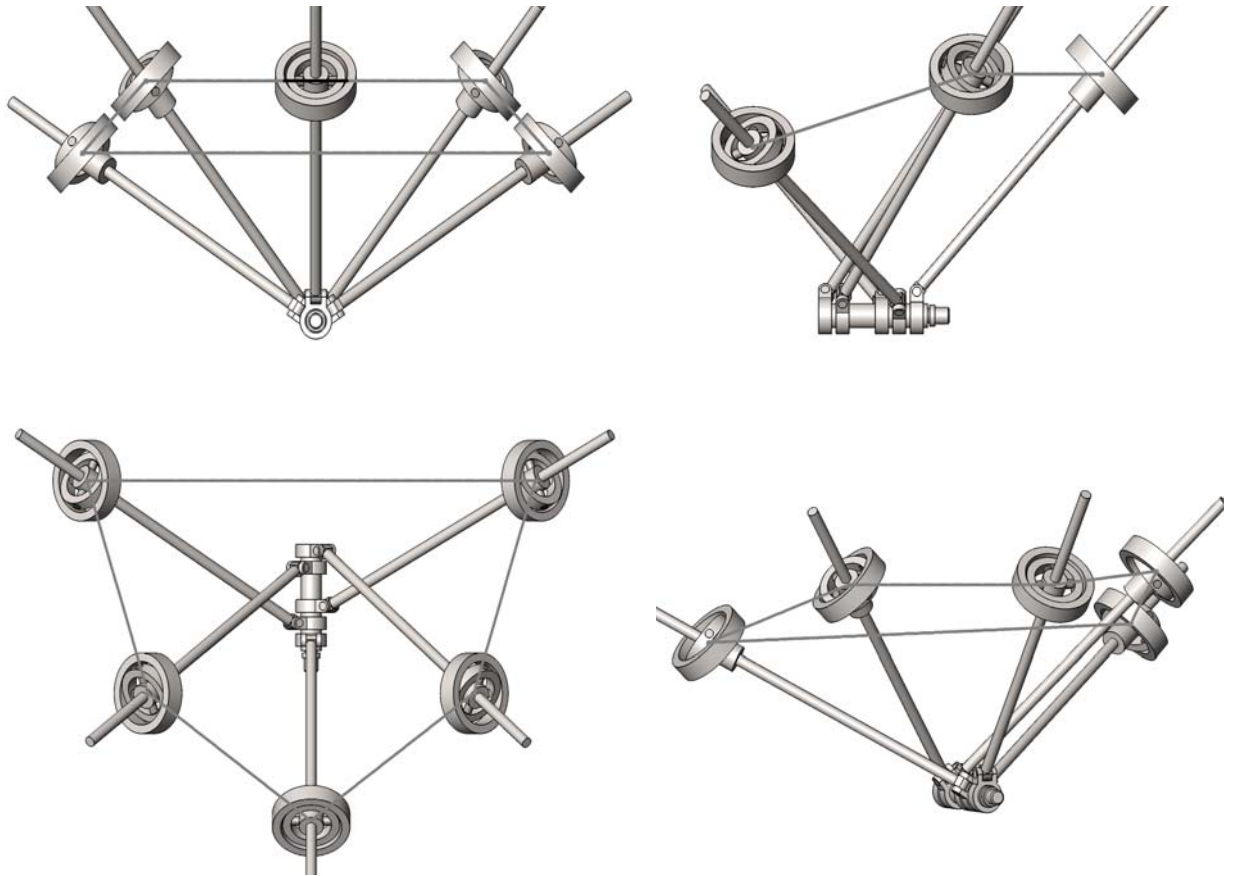
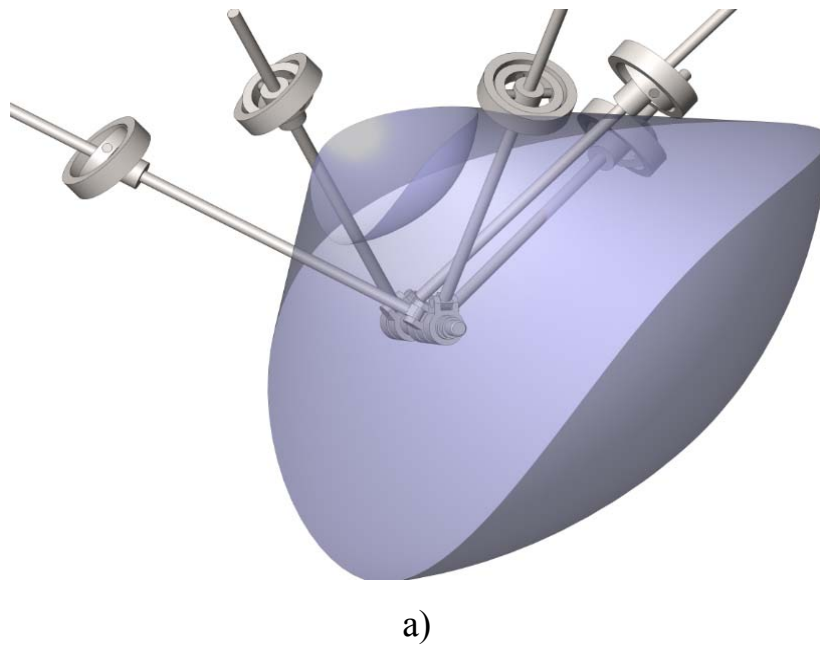
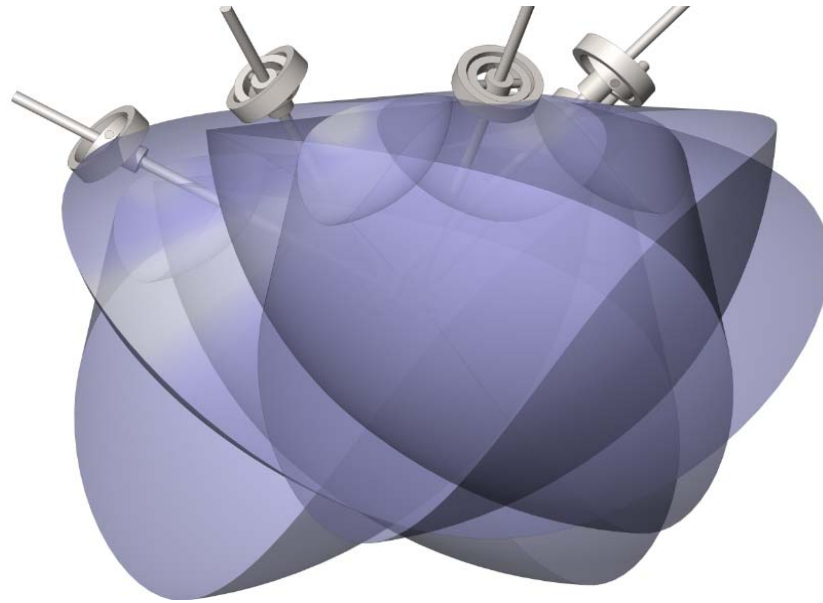


Рис. 3.4. Спрощена 3d модель БВПС зі спеціальним РО

На рисунку 3.5-а представлена 3D модель РП штанги з горизонтальною орієнтацією РО (схема побудови якої представлена на рис. 2.5), а на рис. 3.5-б РП всіх п'яти штанг БВПС зі спеціальним РО.

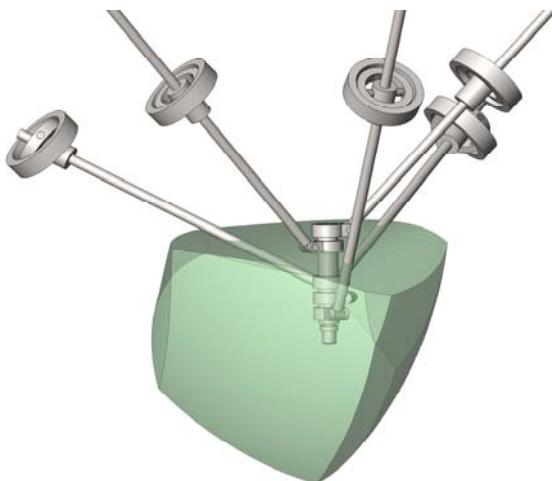




б)

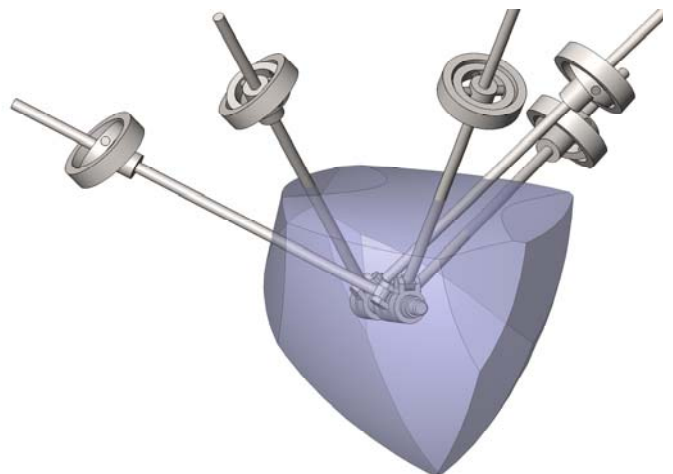
Рис. 3.5. РП штанг БВПС зі спеціальним РО з горизонтальною орієнтацією РО: а) першої штанги; б) всіх п'яти штанг

На основі побудованого РП всіх штанг стає можливим визначити РП БВПС зі спеціальним РО шляхом виокремлення спільної частини їх перетину. На рис. 3.6 представлено РП верстата з вертикальною орієнтацією РО, а на рис. 3.7 з горизонтальною орієнтацією РО.



$$V = 0,1574 \text{ м}^3$$

Рис. 3.6. РП верстата з вертикальною орієнтацією РО



$$V = 0,1651 \text{ м}^3$$

Рис. 3.7. РП верстата з горизонтальною орієнтацією РО

На рис. 3.8 можна спостерігати відмінності РП від зміни орієнтації РО. Тобто при різних видах обробки може спостерігатися зміна положення РП БВПС зі спеціальним РО.

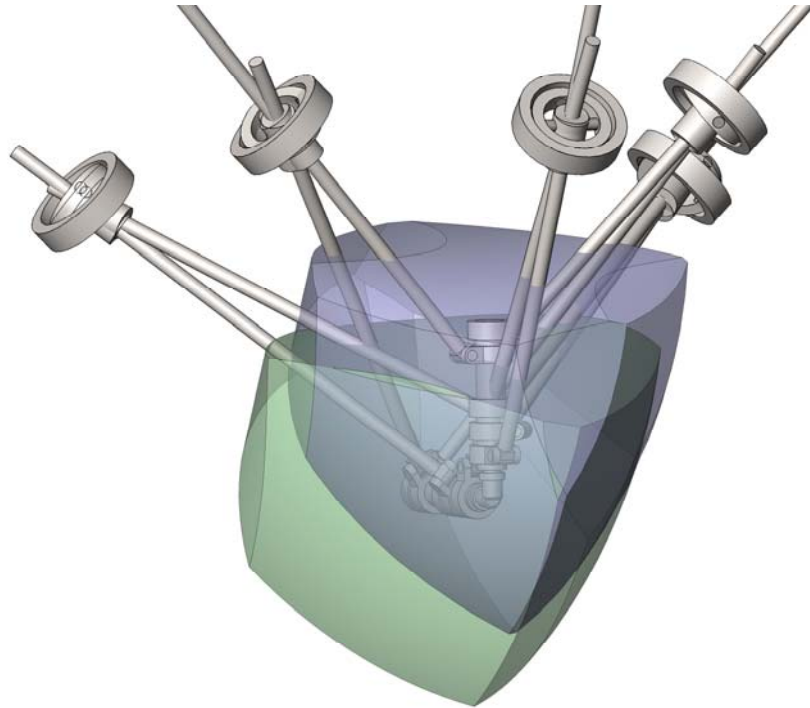
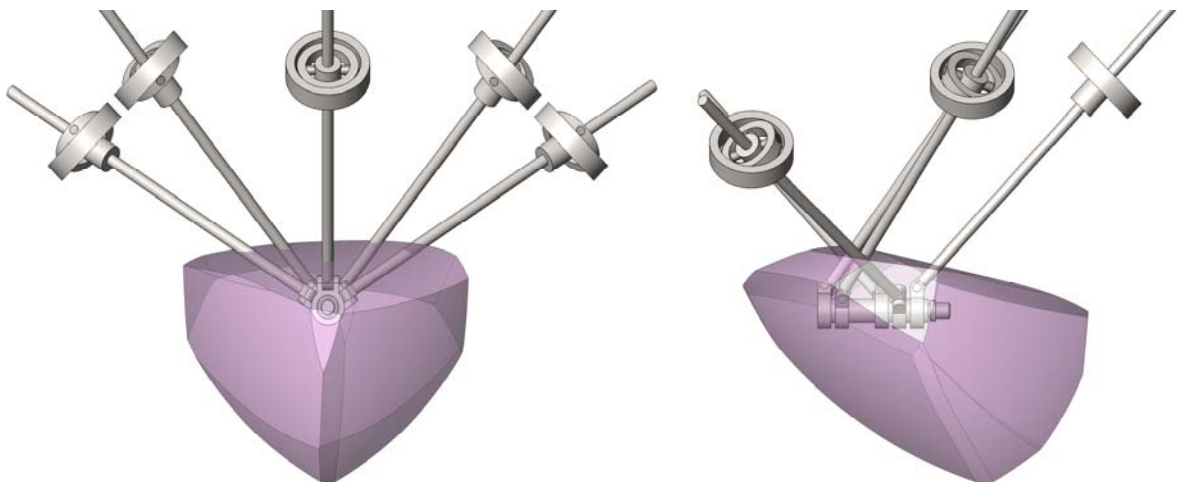


Рис. 3.8. РП БВПС зі спеціальним РО з горизонтальною та вертикальною орієнтацією РО

Шляхом виявлення спільної частини перетину РП при найбільш впливовіших положеннях РО, було побудовано сукупний РП БВПС зі спеціальним РО (рис. 3.9).





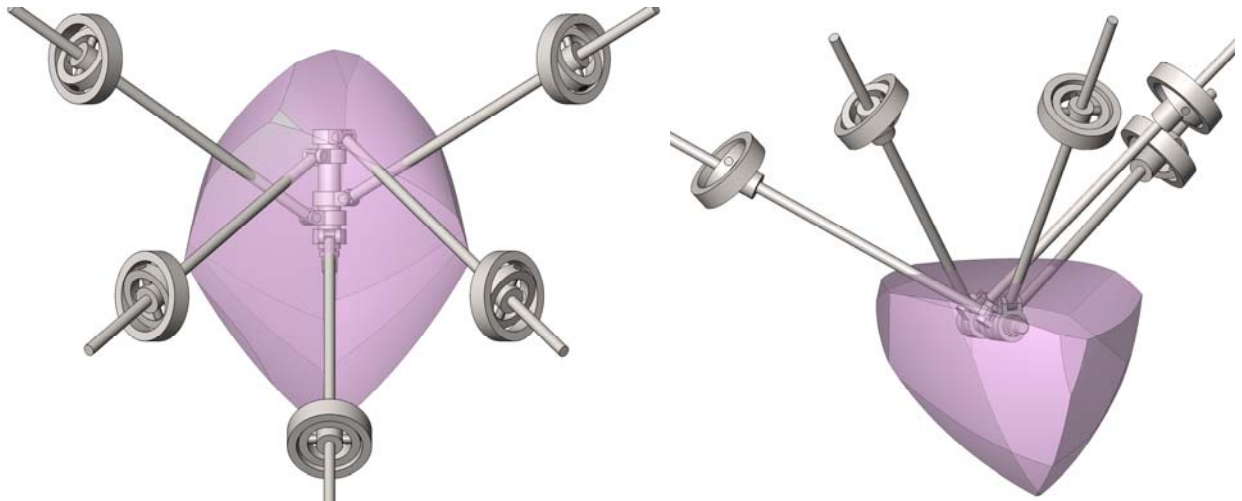
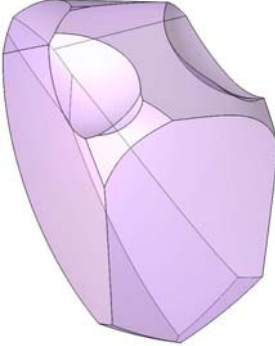
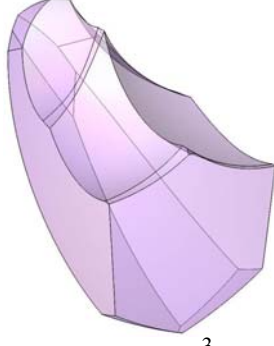


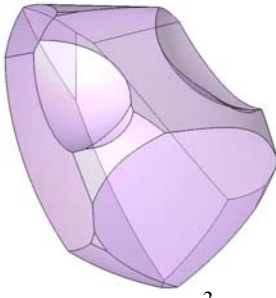
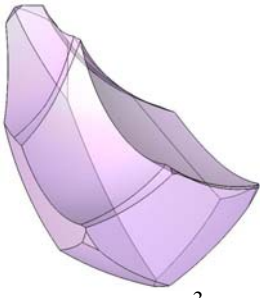
Рис. 3.9. Сукупний РП БВПС зі спеціальним РО

Також було побудовано трьохвимірні моделі РП БВПС зі спеціальним РО в залежності від змін діапазону довжин штанг та визначено величину їх об'єму, а отримані результати зведено в табл. 3.2, а на рис. 3.10 представлено залежність об'єму РП від довжини штанги.

Таблиця 3.2

Графічне зображення РП і значення його об'єму  
від довжин штанг

| Максимальна довжина штанги, м | Мінімальна довжина штанги, м                                                                                 |                                                                                                               |                                                                                                                |
|-------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                               | 0,10                                                                                                         | 0,35                                                                                                          | 0,60                                                                                                           |
| 1                             | 2                                                                                                            | 3                                                                                                             | 4                                                                                                              |
| 1,5                           | <br>0,4154 м <sup>3</sup> | <br>0,3998 м <sup>3</sup> | <br>0,2267 м <sup>3</sup> |

| 1    | 2                                                                                                          | 3                                                                                                           | 4                                                                                                            |
|------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1,25 | <br>0,2595 м <sup>3</sup> | <br>0,2440 м <sup>3</sup> | <br>0,1112 м <sup>3</sup> |
| 1,0  | <br>0,0875 м <sup>3</sup> | <br>0,0759 м <sup>3</sup> | <br>0,0067 м <sup>3</sup> |

Завдяки графічному зображенню РП в залежності від довжини штанг, встановлено, що при однаковому діапазоні зміни довжин штанг забезпечується різна величина об'єму РП та відбувається зміна його форми. Наприклад, при діапазоні зміни довжин штанг рівною 1,15 м існує два варіанти підбору довжин штанг. При першому варіанті максимальна довжина штанг дорівнює 1,5 м, а мінімальна 0,35 м, при другому варіанті максимальна довжина штанг дорівнює 1,25 м, а мінімальна 0,1 м. Причому величина об'єму РП у першому варіанті на 35% більша за другий варіант.

А при діапазоні зміни довжин штанг рівною 0,9 м можна підібрати три варіанти довжин штанг. При першому варіанті максимальна довжина штанг дорівнює 1,5 м, а мінімальна 0,6 м, при другому варіанті максимальна довжина штанг дорівнює 1,25 м, а мінімальна 0,35 м, при третьому варіанті максимальна довжина штанг дорівнює 1 м, а мінімальна 0,1 м. Величина об'єму РП другого варіанта на 7% більше за перший варіант та на 35% більше за третій варіант.



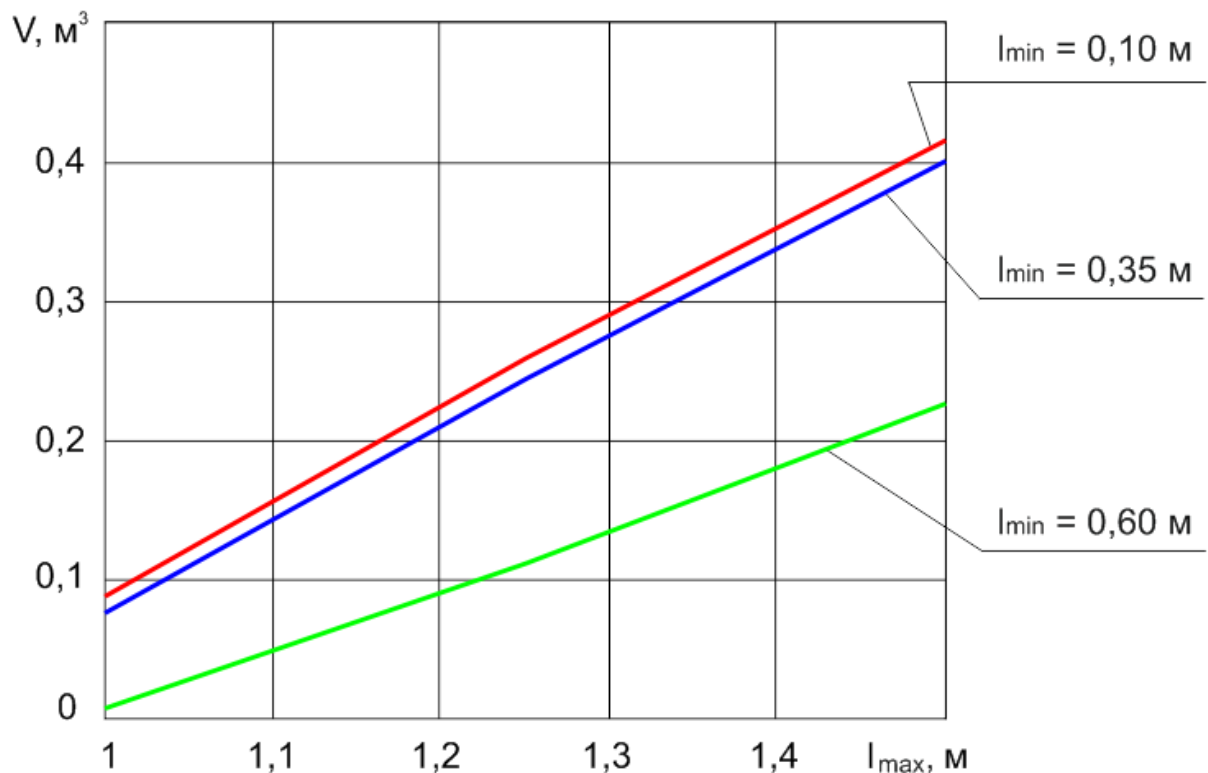


Рис. 3.10. Залежність об'єму РП від довжини штанг

З графіка видно, що збільшення максимальної довжини штанг та зменшення мінімальної їх довжини дозволяє значно розширити РП. Для досягнення об'єму РП  $0,4 \text{ м}^3$  у першому випадку значення мінімальної довжини складає  $0,35 \text{ м}$ , а максимальної  $1,5 \text{ м}$  або у другому випадку значення мінімальної довжини складає  $0,1 \text{ м}$ , а максимальної  $1,47 \text{ м}$ .

### 3.3 Просторова приведена жорсткість багатокординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом

За результатами обчислення приведеної до зони обробки матриці жорсткості БВПС зі спеціальним РО отримано залежності зміни приведеної до зони обробки жорсткості у РП, шляхом зміни координат полюсу РО в межах від  $-0,20 \text{ м}$  до  $0,20 \text{ м}$  по осях  $X$ ,  $Y$  та  $Z$  (рис. 3.11 а, в, г) та побудовано просторові діаграми координатної приведеної поступальної жорсткості у напрямках координатних осей на рівні  $z = 0,30 \text{ м}$  (рис. 3.11 б, г, е).

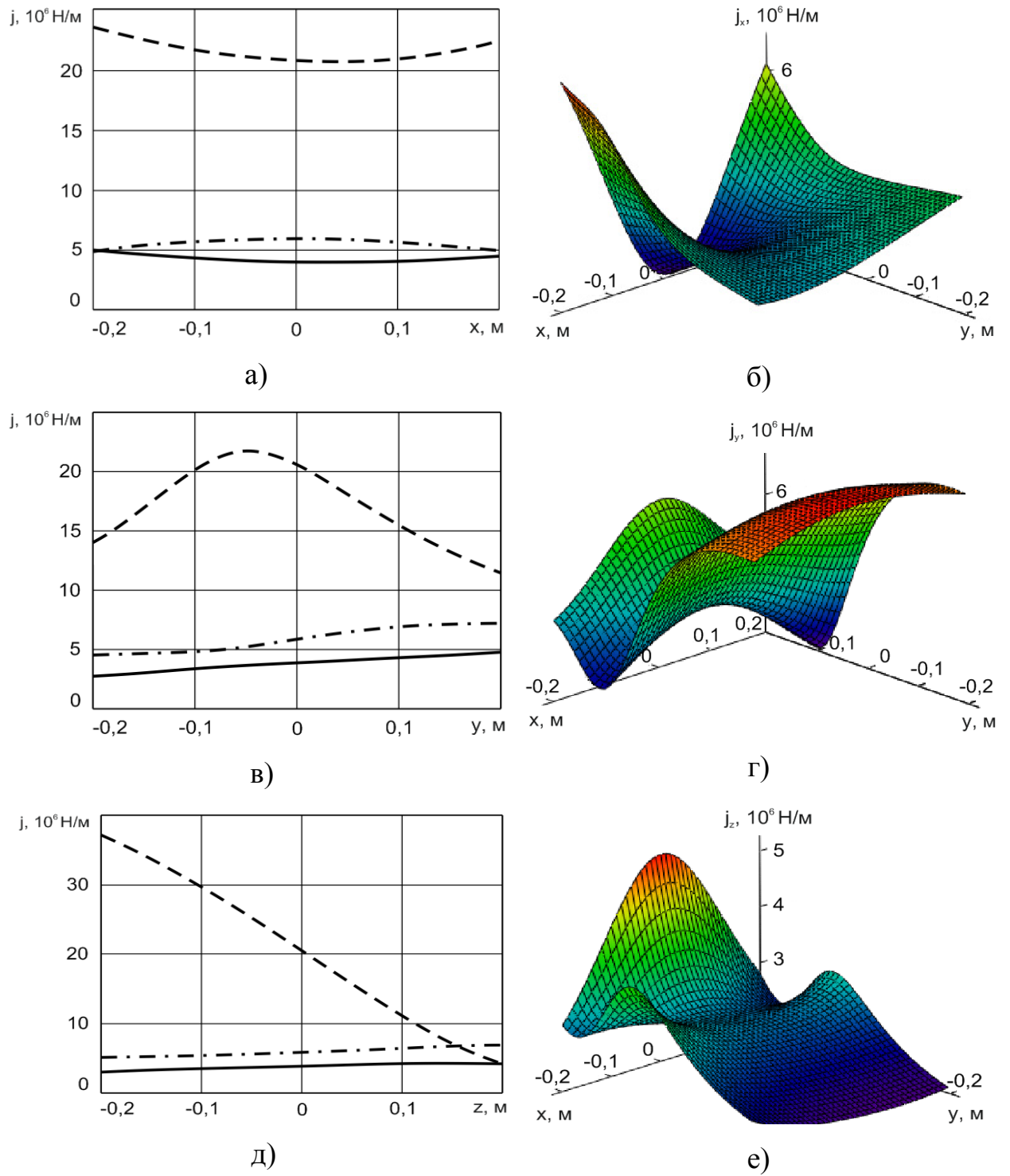


Рис.3.11. Приведена поступальна жорсткість верстата від положення РО в просторі

Встановлено, що найбільша приведена поступальна жорсткість у напрямку осі  $Z$  перевищує жорсткість штанги у 1,5 раза, а у напрямку осей  $X$  та  $Y$  спостерігається зменшення жорсткості у 1,3 раза, порівняно із

жорсткістю штанги. Максимальна приведена поступальна жорсткість у напрямку осі  $X$  збільшується при віддаленні від площини  $YOZ$ , жорсткість у напрямку осі  $Y$  збільшується при віддаленні від площини  $XOZ$ , а у напрямку осі  $Z$  збільшується при віддаленні від площини  $XOZ$  та при від'ємних значеннях положення  $PO$  вздовж осі  $Y$ .

З горизонтальною орієнтації  $PO$  та під кутом  $45^\circ$  відносно горизонту залежності координатної поступальної приведеної до зони обробки жорсткості наведені у додатку Б.

Отримані залежності (2.1)-(2.8) та (2.12)-(2.22) дають можливість розрахувати приведену до зони обробки жорсткість БВПС зі спеціальним  $PO$  від геометричних параметрів компоновки, а саме проекційних кутів нахилу умовних штанг. Результати розрахунку представлені на рис. 3.12.

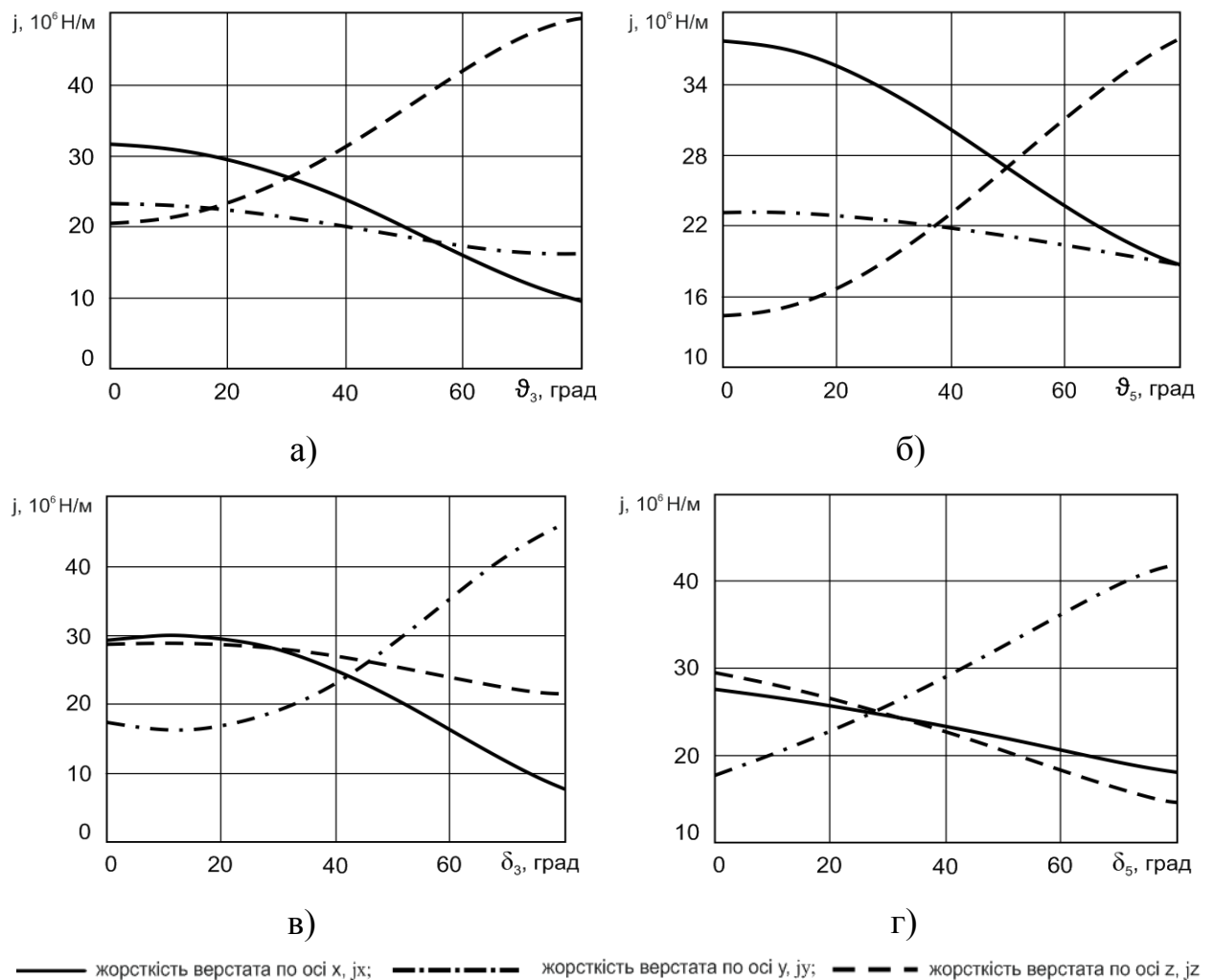


Рис.3.12. Приведена поступальна жорсткість верстата від проекційних кутів нахилу умовних штанг

Із отриманих залежностей видно, що при збільшенні величини проекційних кутів  $\vartheta_3$  та  $\vartheta_5$  жорсткість зростає вздовж осі Z, проте вздовж осей X та Y починає зменшуватися, отже для досягнення балансу жорсткості по осям, раціональні значення кутів нахилу умовних штанг становитимуть  $\vartheta_3 = 35^\circ$ ,  $\vartheta_5 = 50^\circ$ . А при збільшенні величини проекційних кутів  $\delta_3$  та  $\delta_5$  жорсткість зростає вздовж осі Y, проте вздовж осей X та Z починає зменшуватися, отже для досягнення балансу жорсткості по осям, раціональні значення кутів нахилу умовних штанг становитимуть  $\delta_3 = 40^\circ$ ,  $\delta_5 = 25^\circ$ .

### 3.4. Вибір конструкції спеціального робочого органа

#### багатокоординатного верстата паралельної структури

На основі розроблених математичних моделей жорсткості механізму БВПС визначаємо раціональну конструкцію спеціального РО, шляхом порівняння п'яти можливих варіантів з різним розташуванням шарнірів (різною кількістю шарнірів у групах) на РО, а саме 1-4 (рис. 3.13, а), 2-3 (рис. 3.13, б), 3-2 (рис. 3.13, в), 4-1 (рис. 3.13, г) та 1-1-1-1-1 (рис. 3.13, д).

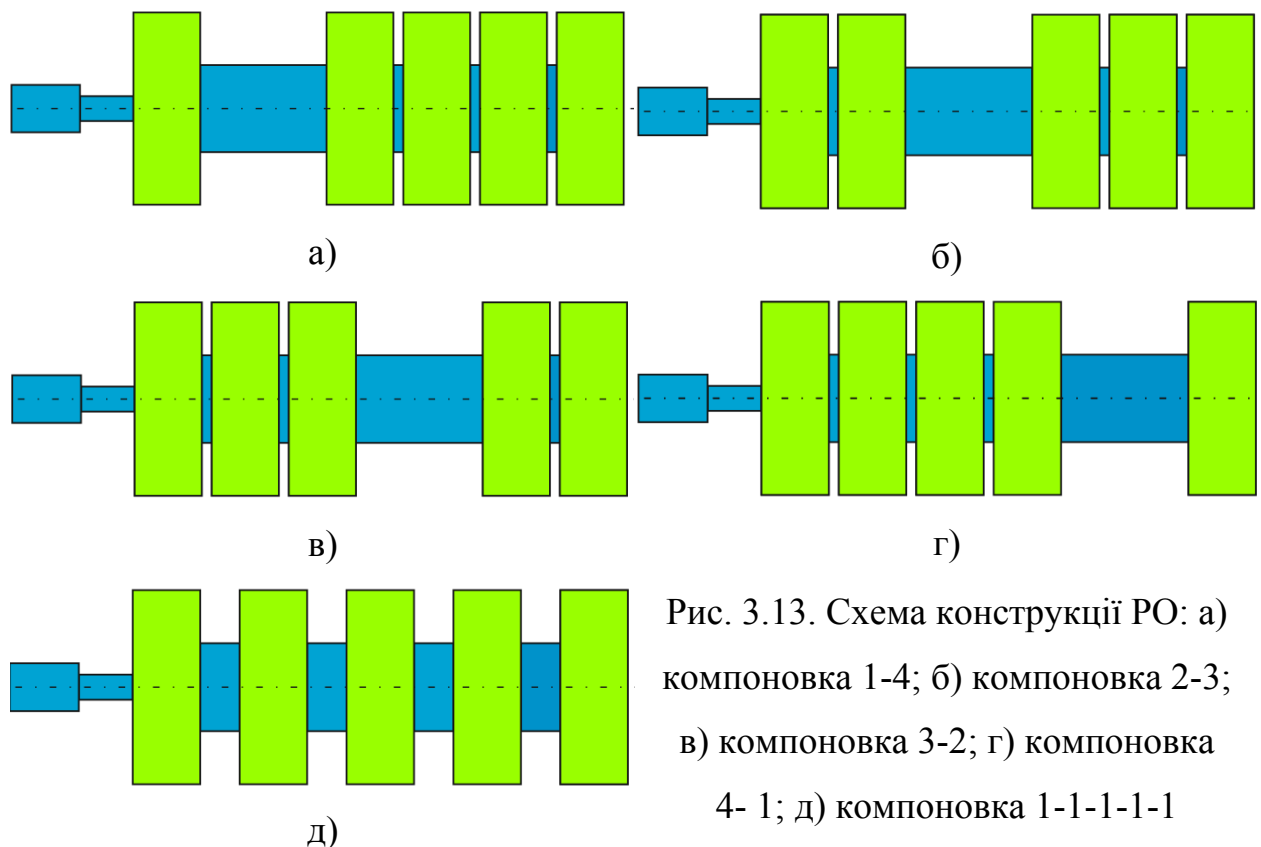
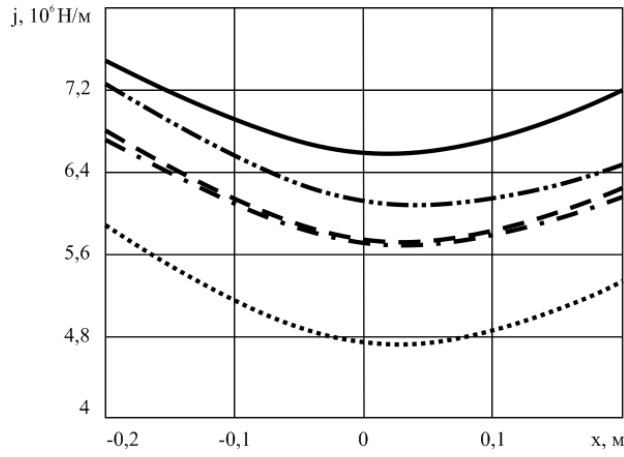
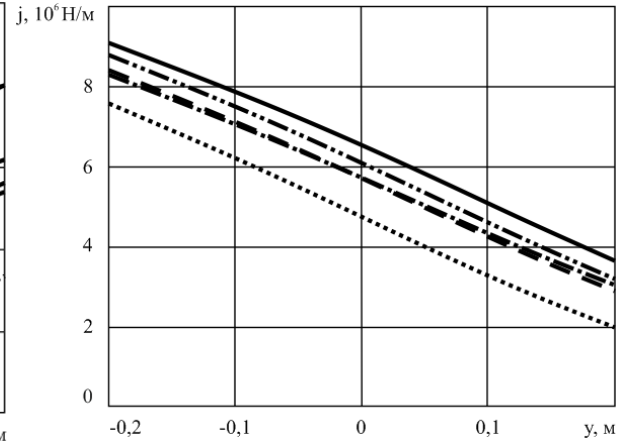


Рис. 3.13. Схема конструкції РО: а) компоновка 1-4; б) компоновка 2-3; в) компоновка 3-2; г) компоновка 4-1; д) компоновка 1-1-1-1-1

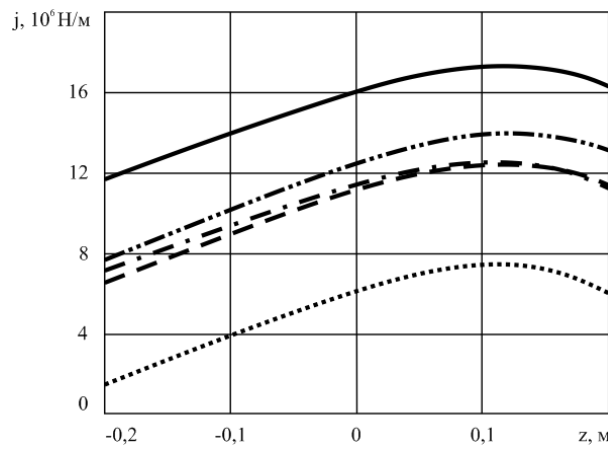




а)



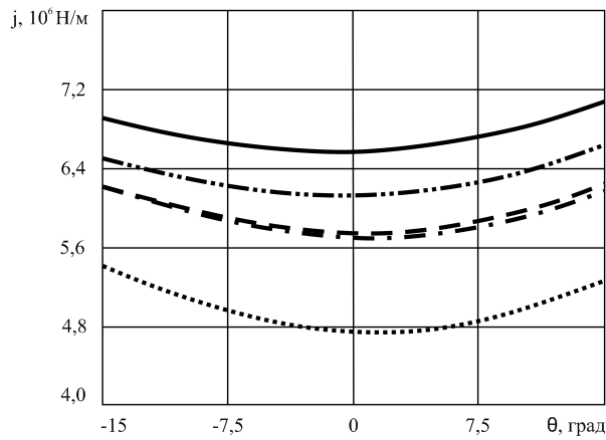
б)



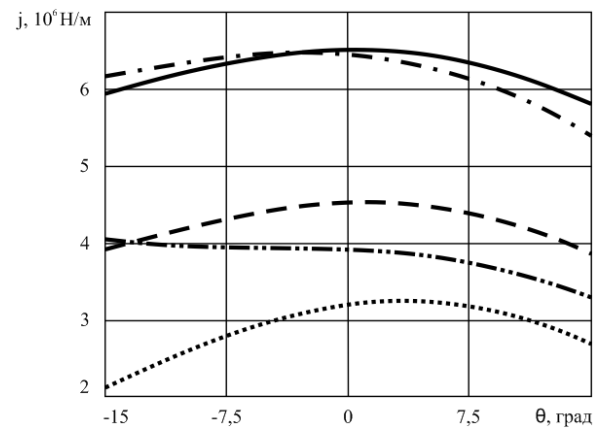
в)

Рис. 3.15. Залежність приведеної жорсткості  $j$  БВПС зі спеціальним РО із горизонтальною орієнтацією РО від переміщення РО вздовж координатних осей: а) вісь  $X$ , б) вісь  $Y$ , в) вісь  $Z$

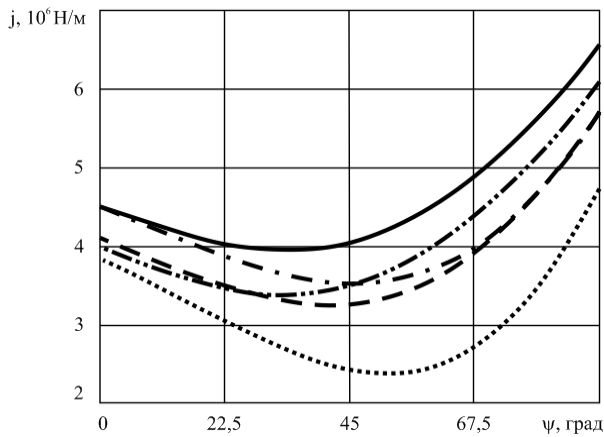
..... – компоновка 1-4, - . - . – компоновка 2-3, — — — — компоновка 3-2,  
 — — — — — компоновка 4-1, — — — — — компоновка 1-1-1-1-1



а)



б)

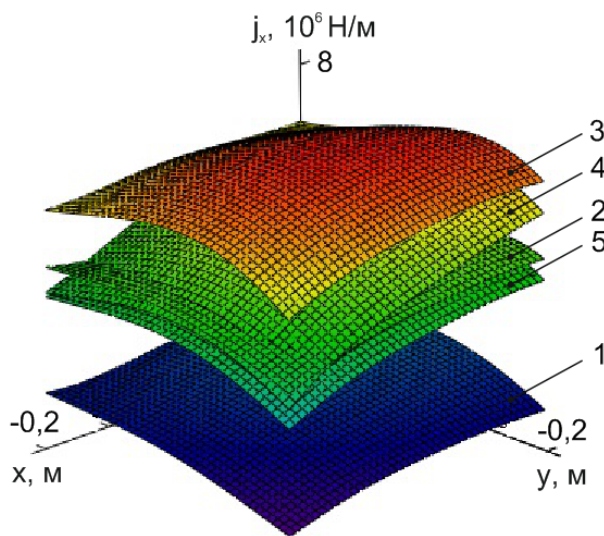


в)

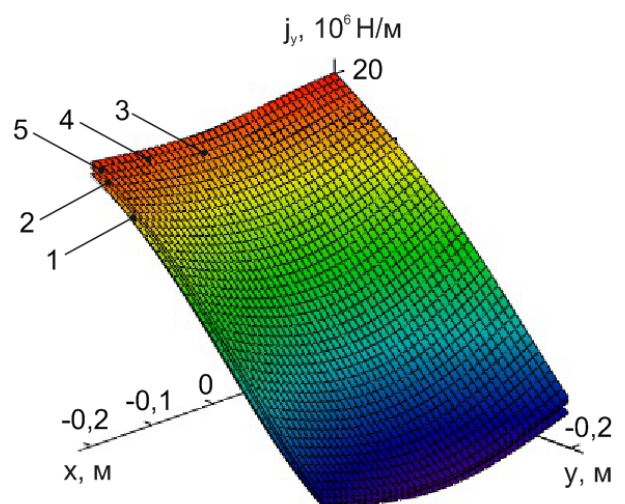
Рис. 3.16. Залежність приведеної жорсткості  $j$  БВПС зі спеціальним РО від кута нахилу РО: а) із горизонтальною орієнтацією РО та кута нахилу  $\theta$  відносно вісь  $Y$ , б) із вертикальною орієнтацією РО та кута нахилу  $\theta$ , в) кут нахилу  $\psi$

..... – компоновка 1-4, — . . . – компоновка 2-3, ——— – компоновка 3-2,  
 — — — — — – компоновка 4-1, — — — — — – компоновка 1-1-1-1-1

Характер зміни приведеної до зони обробки середньої жорсткості співпадає для всіх варіантів компоновки РО, проте відрізняється в залежності від орієнтації РО (вертикальної та горизонтальної (рис. 3.14, 3.15, 3.16 а, б)). При вертикальній орієнтації РО найбільша приведена до зони обробки жорсткість спостерігається для конструкції 2-3 та 3-2, а при горизонтальній орієнтації РО для конструкції 3-2 та 4-1. Найгірший результат по жорсткості спостерігається для конструкції РО 1-4 незалежно від розміщення відносно координатних осей та повороту РО.

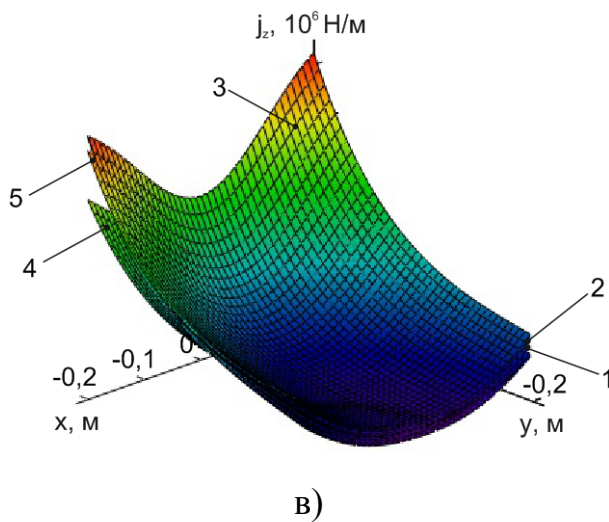


а)



б)

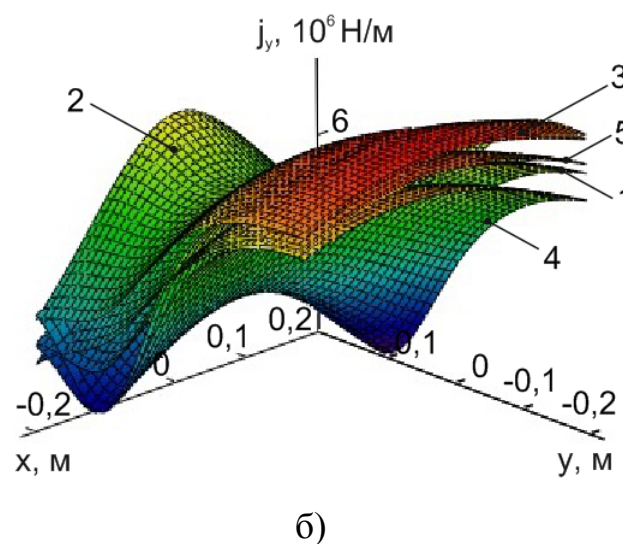
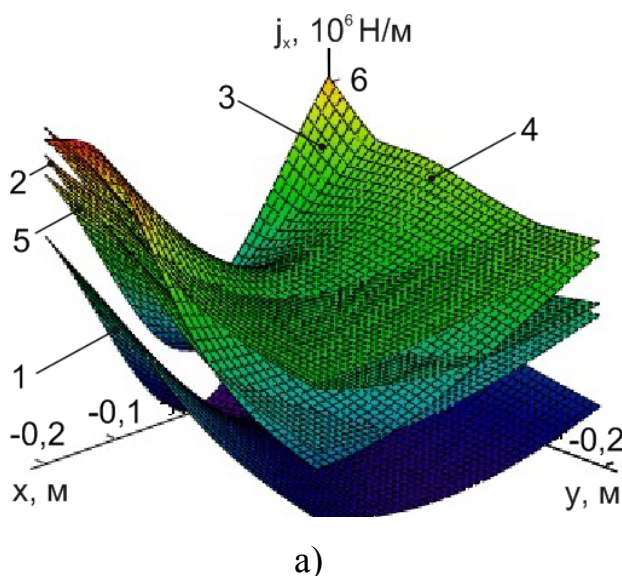




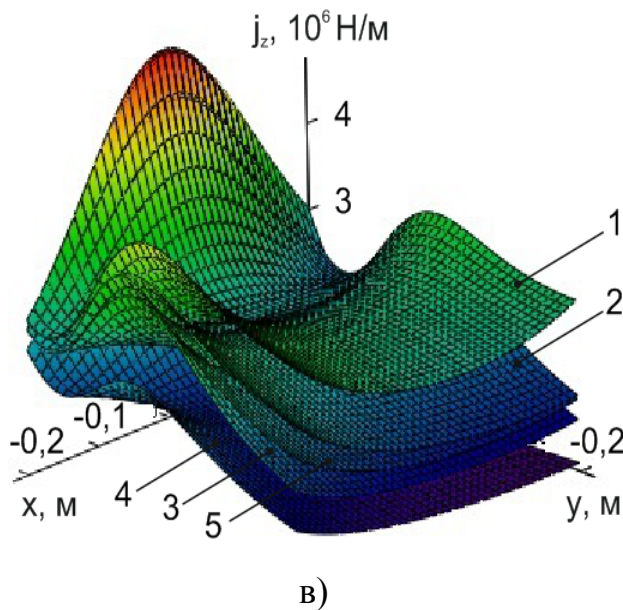
1 - компоновка 1-4, 2 - компоновка 2-3, 3 - компоновка 3-2, 4 - компоновка 4-1, 5 - компоновка 1-1-1-1-1

Рис. 3.17. Приведена поступальна жорсткість із горизонтальною орієнтацією РО у напрямках координатних осей: а) вздовж осі X, б) вздовж осі Y, в) вздовж осі Z

При горизонтальній орієнтації РО максимальна приведена до зони обробки поступальна жорсткість у напрямку осі X (рис. 3.17, а) спостерігається для конструкції 3-2, 4-1 та 2-3 та збільшується по центру РП, максимальна жорсткість у напрямку осі Y (рис. 3.17, б) спостерігається для конструкції 3-2, але не суттєво відрізняється від інших та збільшується при віддаленні від площини XOZ у напрямку від'ємних значень відносно осі Y, а у напрямку осі Z (рис. 3.17, в) максимальна жорсткість спостерігається для конструкції 3-2, 2-3, 1-4 та збільшується при віддаленні від площини XOZ у напрямку від'ємних значень відносно осі Y.







1 - компоновка 1-4, 2 - компоновка 2-3, 3 - компоновка 3-2, 4 - компоновка 4-1, 5 - компоновка 1-1-1-1-1

Рис. 3.18. Приведена поступальна жорсткість із вертикальною орієнтацією РО у напрямках координатних осей: а) вздовж осі X, б) вздовж осі Y, в) вздовж осі Z

З вертикальною орієнтацією РО максимальна приведена до зони обробки поступальна жорсткість у напрямку осі X (рис. 3.18, а) спостерігається для конструкції 3-2, 4-1 та 2-3 та збільшується при віддалені від площини YOZ, максимальна жорсткість у напрямку осі Y (рис. 3.18, б) спостерігається для конструкції 3-2, 2-3 та 1-1-1-1-1 та збільшується при віддалені від площини XOZ, а у напрямку осі Z (рис. 3.18, в) максимальна жорсткість спостерігається для конструкції 1-4, 2-3, 1-1-1-1-1 та збільшується при віддалені від площини XOZ.

Відповідно до отриманих залежностей встановлено, що раціональною конструкцією РО є 3-2, яка забезпечує максимальні показники координатної жорсткості у РП.

На основі розроблених математичних моделей жорсткості механізму верстата запропоновано рекомендації щодо вибору раціональних геометричних параметрів РО, до яких відносяться відстань  $a$  першого шарніра від переднього кінця РО, радіуса шарніра  $r$  та загальна довжина РО  $L$  (рис. 3.19), шляхом визначення їх впливу на величину приведеної до зони обробки жорсткості БВПС зі спеціальним РО з вертикальною та горизонтальною орієнтацією РО (рис. 3.20).

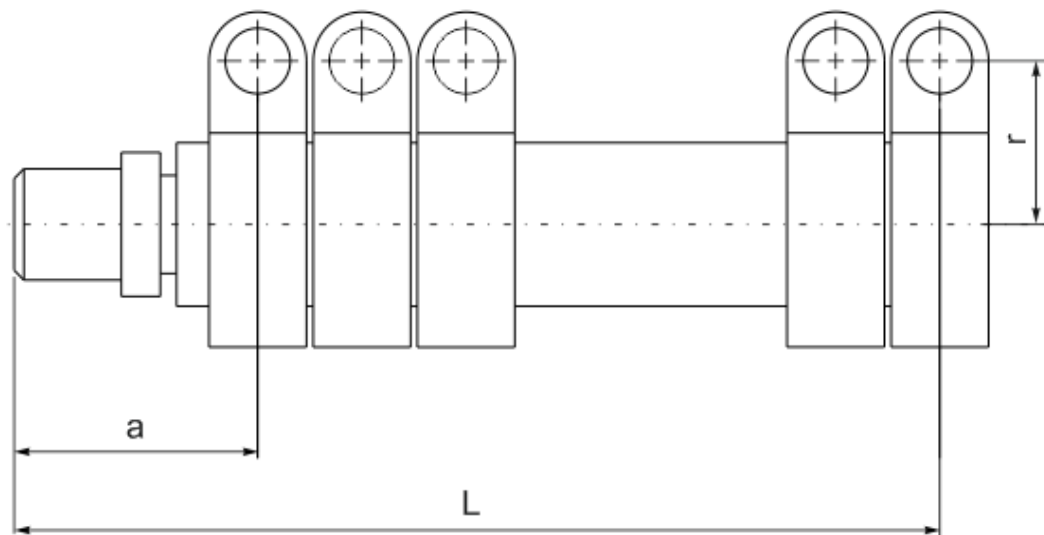
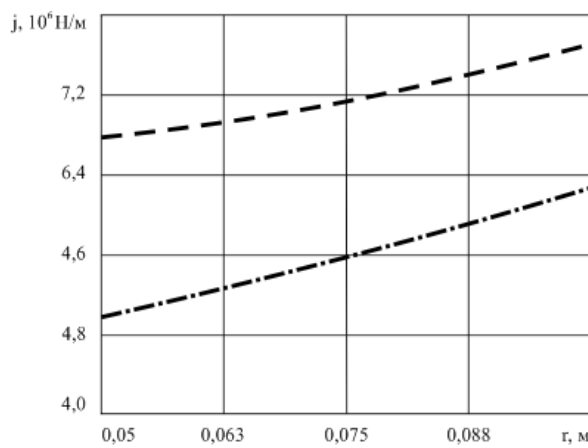
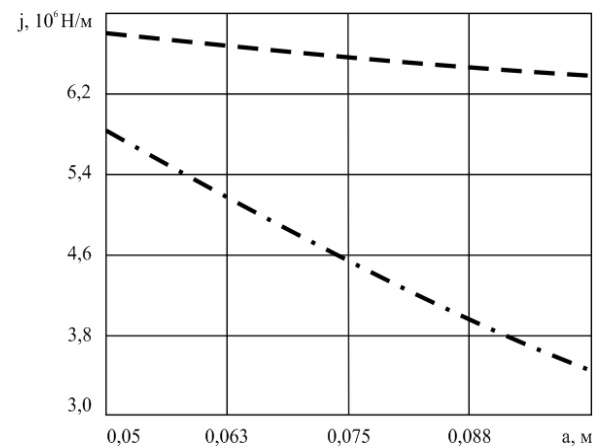


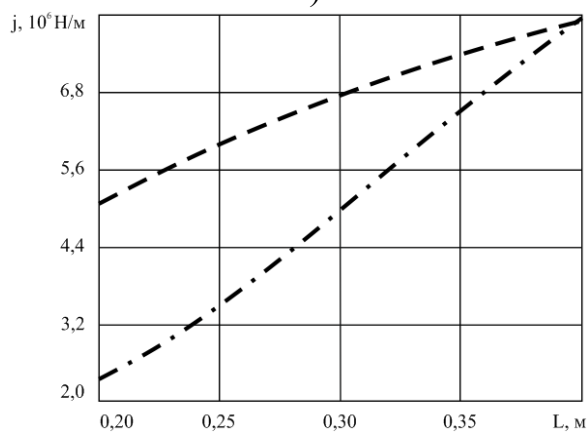
Рис. 3.19. Геометричні параметри РО



а)



б)



в)

Рис. 3.20. Залежність приведеної до зони обробки жорсткості  $j$  від геометричних параметрів РО: а) радіус шарніра, б) розміщення першого шарніра, в) загальна довжина РО

— . . . — вертикальна орієнтація РО, — — — — горизонтальна орієнтація РО

Із графіка (рис. 3.20, а) видно, що збільшення величини приведеної до зони обробки жорсткості верстата спостерігається при збільшенні радіуса шарніра РО та має лінійний характер. При розташуванні першого шарніра на

мінімальній відстані до інструмента (ця величина залежності від конструктивних особливостей РО) (рис. 3.20, б) спостерігається збільшення жорсткості, а при віддаленні шарніра від інструмента жорсткість падає, причому при вертикальній орієнтації РО цей вплив сильніший, ніж при горизонтальній. Із збільшенням загальної довжини РО (рис. 3.20, в) жорсткість БВПС зі спеціальним РО також зростає.

### 3.5. Вибір раціональної конструкції багатокординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом

Для вибору раціонального варіанту конструкції БВПС зі спеціальним РО необхідно порівняти можливі варіанти розміщення шарнірів основи за показниками приведеної до зон обробки жорсткості та величиною РП.

Для цього розглянемо кілька можливих варіантів конструкцій з різним розташуванням першого шарніра основи, але за умови дотримання певних розмірів основи верстата. На рис. 3.21 представлено схему з основними розмірами, які використовуватимуться при проектуванні конструкції верстата із різним розташуванням першого шарніра основи.

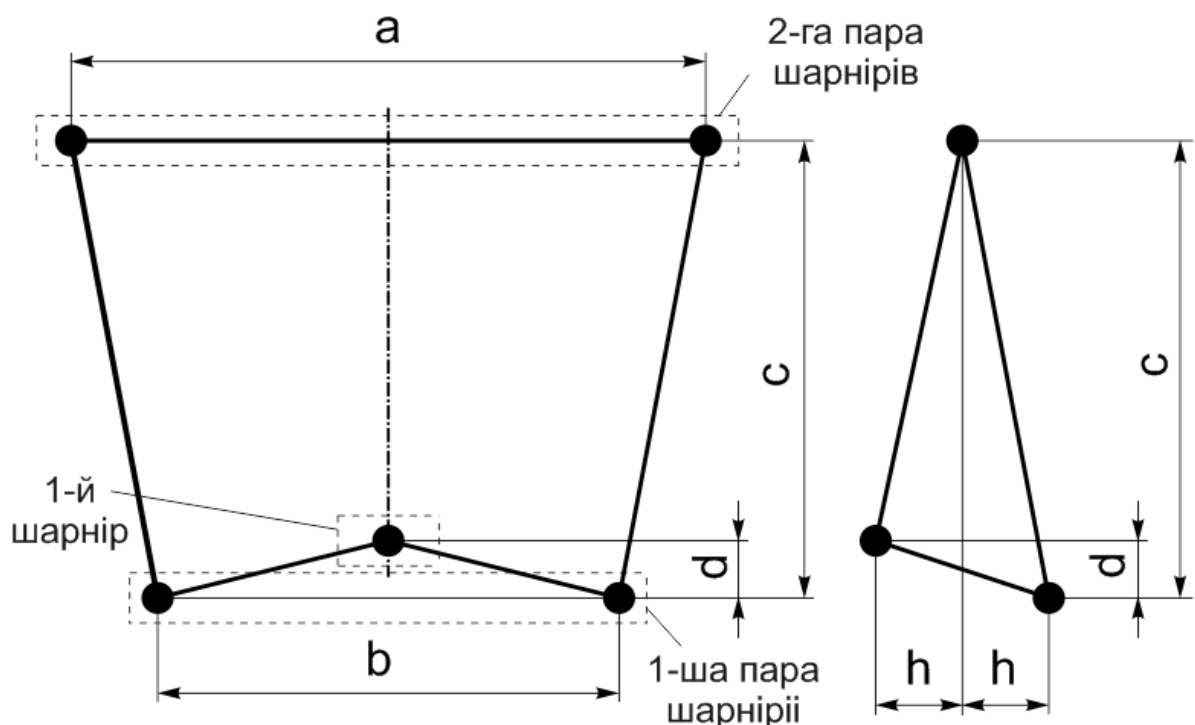


Рис. 3.21. Схема з основними розмірами конструкцій верстата

Із схеми (рис. 3.21) приймаємо, що максимальна ширина верстата  $a$  становитиме 1,1 м, мінімальна відстань між шарнірами по ширині  $b$  та максимальна довжина верстата  $c$  становитиме 0,8 м, мінімальна відстань між шарнірами по довжині  $d$  складатиме 0,1 м та відстань між шарнірами по висоті  $h$  буде становити 0,15 м. Для спрощення розрахунків обов'язковою умовою є симетричність конструкції відносно осі.

На основі заданих обмежень основних розмірів конструкції основи БВПС зі спеціальним РО було спроектовано першу компоновку та побудовано її сукупний РП із вписаним в нього кубом заданого об'єму, що складає  $0,25 \text{ м}^3$  (методика побудови РП наведена в розділі 2.2) (рис. 3.22).

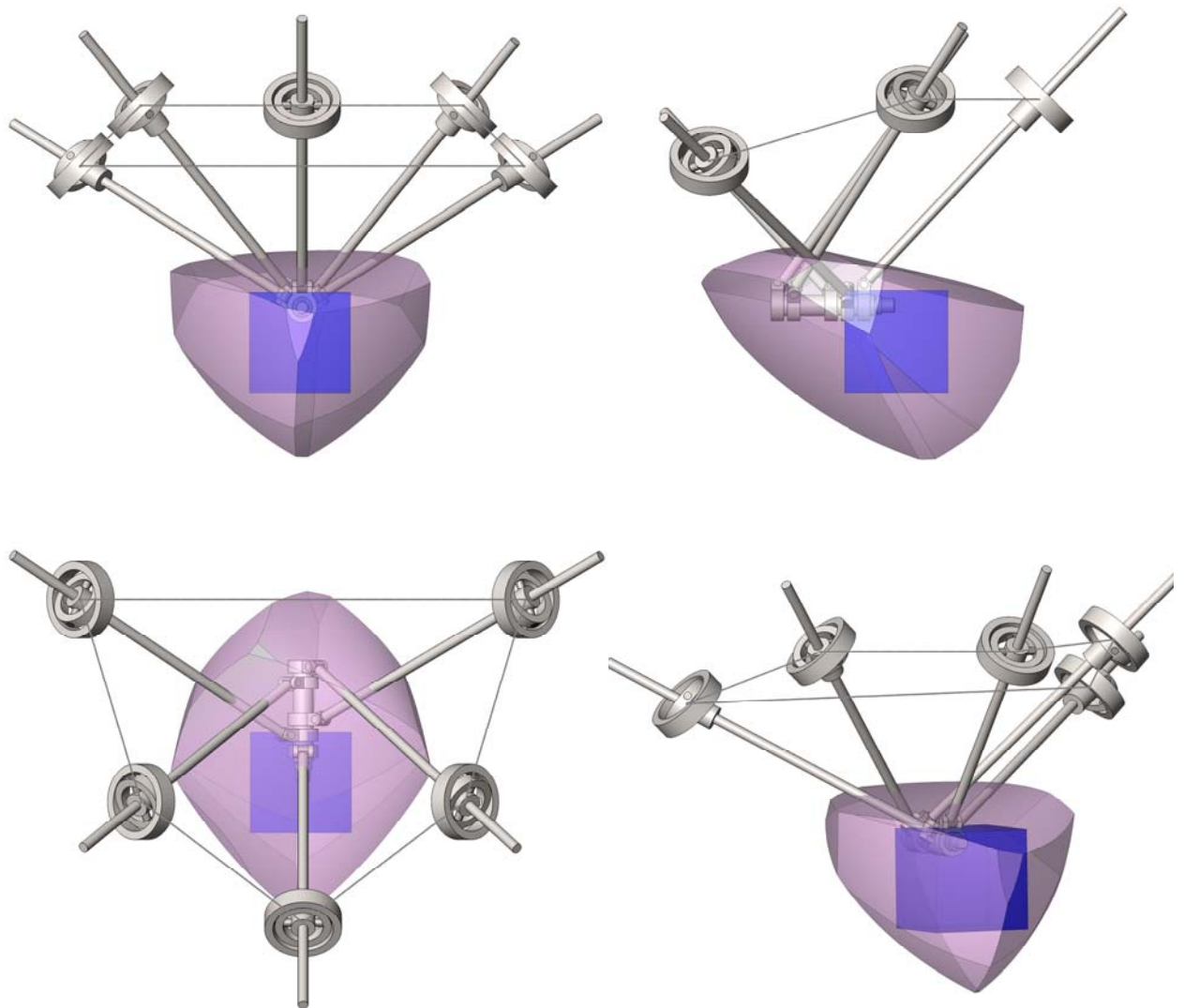


Рис. 3.22. Перша компоновка БВПС зі спеціальним РО із сукупним РП

Побудувавши сукупний РП БВПС зі спеціальним РО з однаковим діапазоном зміни довжини штанг для заданого РП верстата видно, що отриманий РП є більшим ніж необхідний. В першу чергу це пов'язано з несиметричністю розміщення шарнірів кріплення штанг до РО даного механізму. Отже для більш раціонального і економічного використання ресурсів необхідно визначити доцільний діапазон зміни кожної штанги окремо. На рис. 3.23 представлений РП з раціональним діапазоном зміни довжини кожної штанги, а їх значення приведені в табл. 3.3.

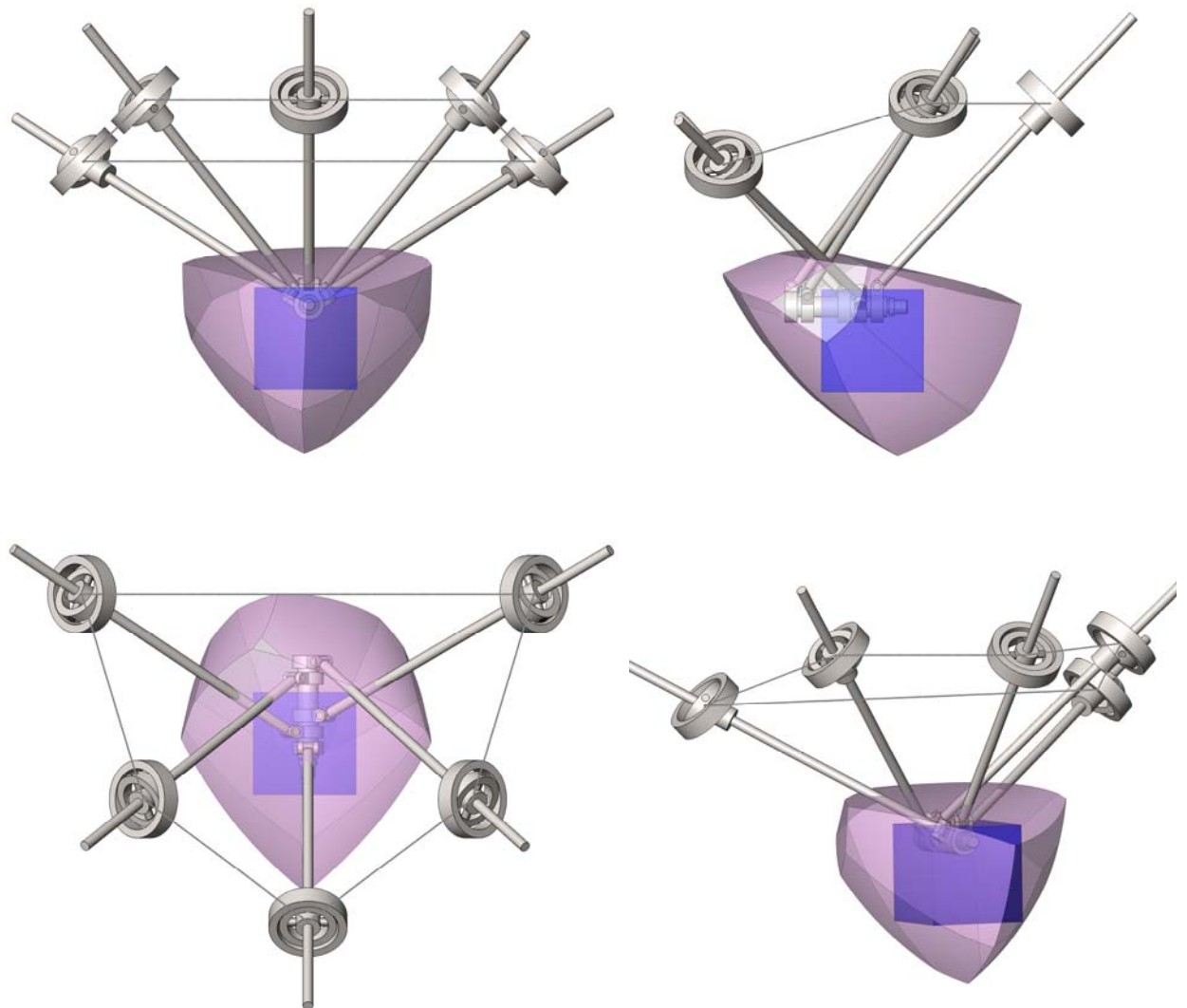


Рис. 3.23. Перша конструкція БВПС зі спеціальним РО із раціональним діапазоном зміни кожної штанги

При конструюванні верстата для забезпечення заданого РП із однаковим діапазоном зміни довжини штанг (рис. 3.22) необхідно

використати 4,5 м сумарної довжини штанг та об'єм РП становитиме  $V1' = 0,0875 \text{ м}^3$ , а у випадку підбору діапазону зміни довжин кожної штанги (рис. 3.24, табл. 3.3) сумарна довжина становить 4,2 м, а об'єм РП  $V1 = 0,0781 \text{ м}^3$ .

Отже завдяки раціональному підбору діапазону зміни довжини кожної штанги стає можливим максимально приблизитись до необхідного заданого об'єму РП, що дасть змогу зменшити нераціональне використання ресурсів та усунути здороження виробу – верстата.

Друга конструкція верстата та її РП представлені на рис. 3.24. Основною відмінністю між першою конструкцією є те, що дві пари та перший шарнір розміщені в різних горизонтальних площинах на відстані  $h$  одна від одної. Найвищу точку розміщення має перша пара шарнірів, потім друга пара шарнірів, а найнижчу точку розміщення по висоті займає перший шарнір.

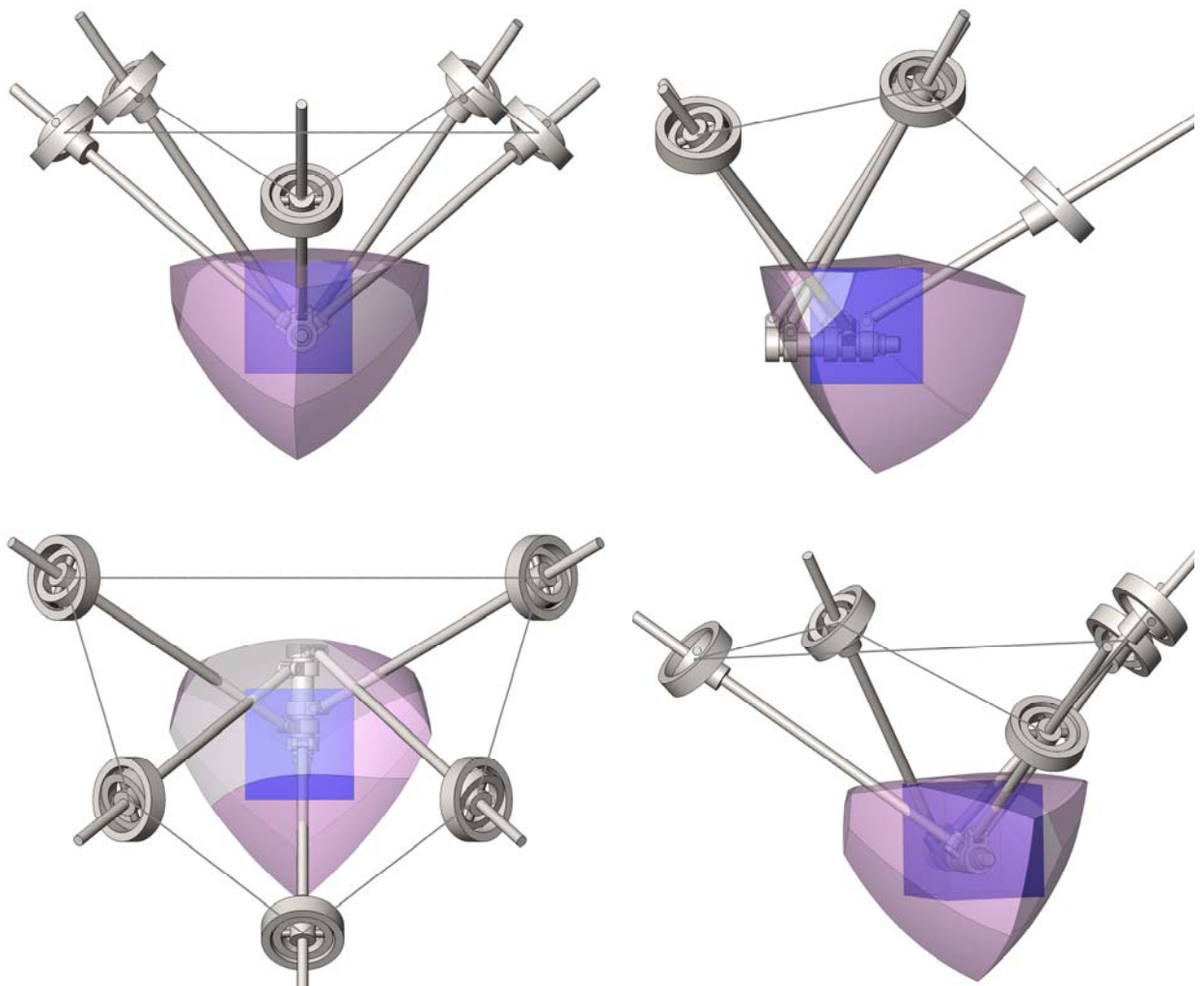


Рис.3.24. Друга конструкція БВПС зі спеціальним РО



Третя конструкція верстата та її РП представлені на рис. 3.25. Основною геометричною особливістю даної конструкції є розміщення в одній горизонтальній площині першого шарніру та другої пари шарнірів основи, а перша пара шарнірів розташована вище них на величину  $h$ .

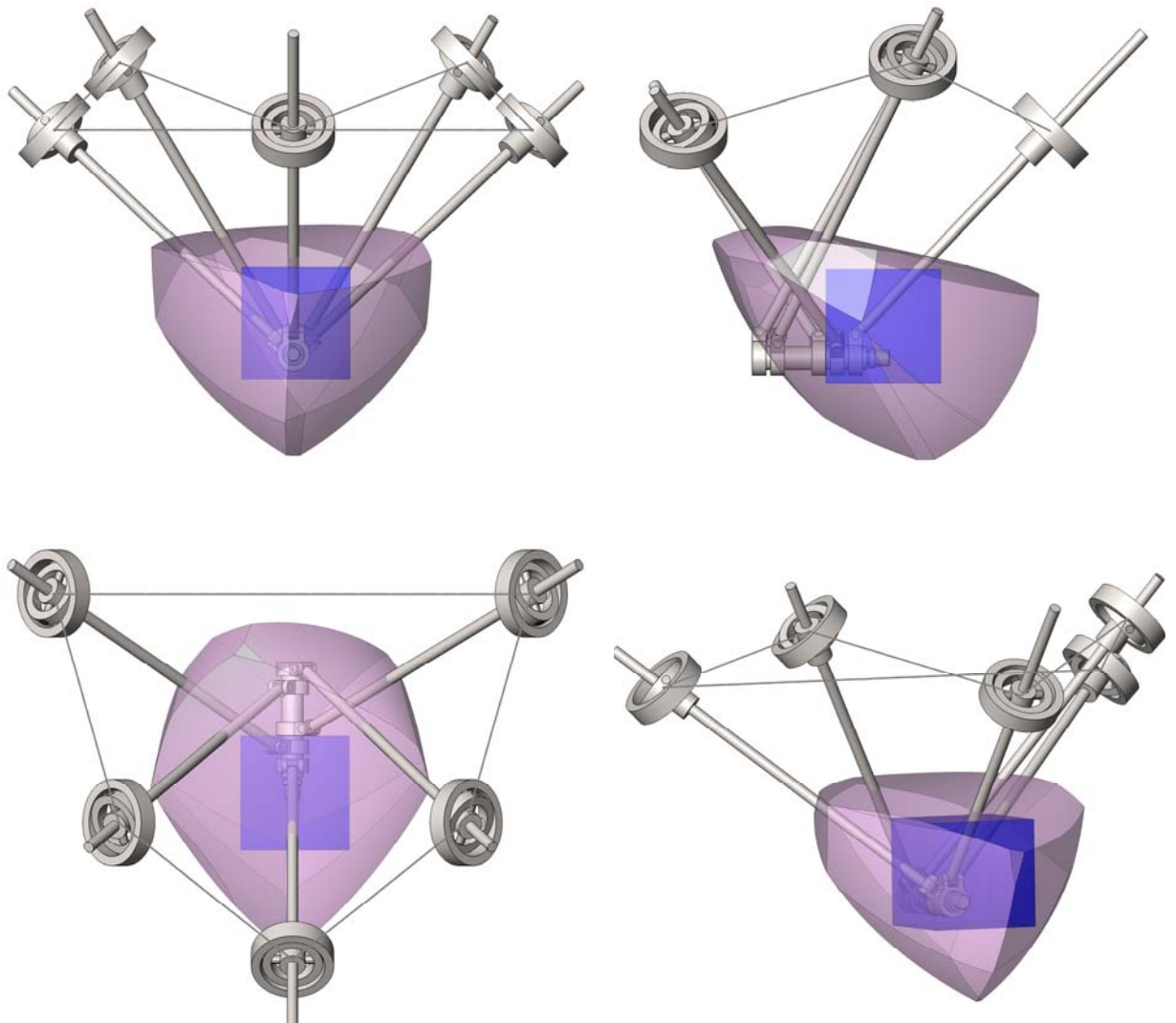


Рис.3.25. Третя конструкція БВПС зі спеціальним РО

Четверта конструкція БВПС зі спеціальним РО та її РП представлені на рис. 3.26. Перша пара та перший шарнір розміщені в одній горизонтальній площині, а друга пара шарнірів на величину  $h$  нижче за них. Також перший шарнір змінив своє положення в просторі ближче до центра РП верстата.

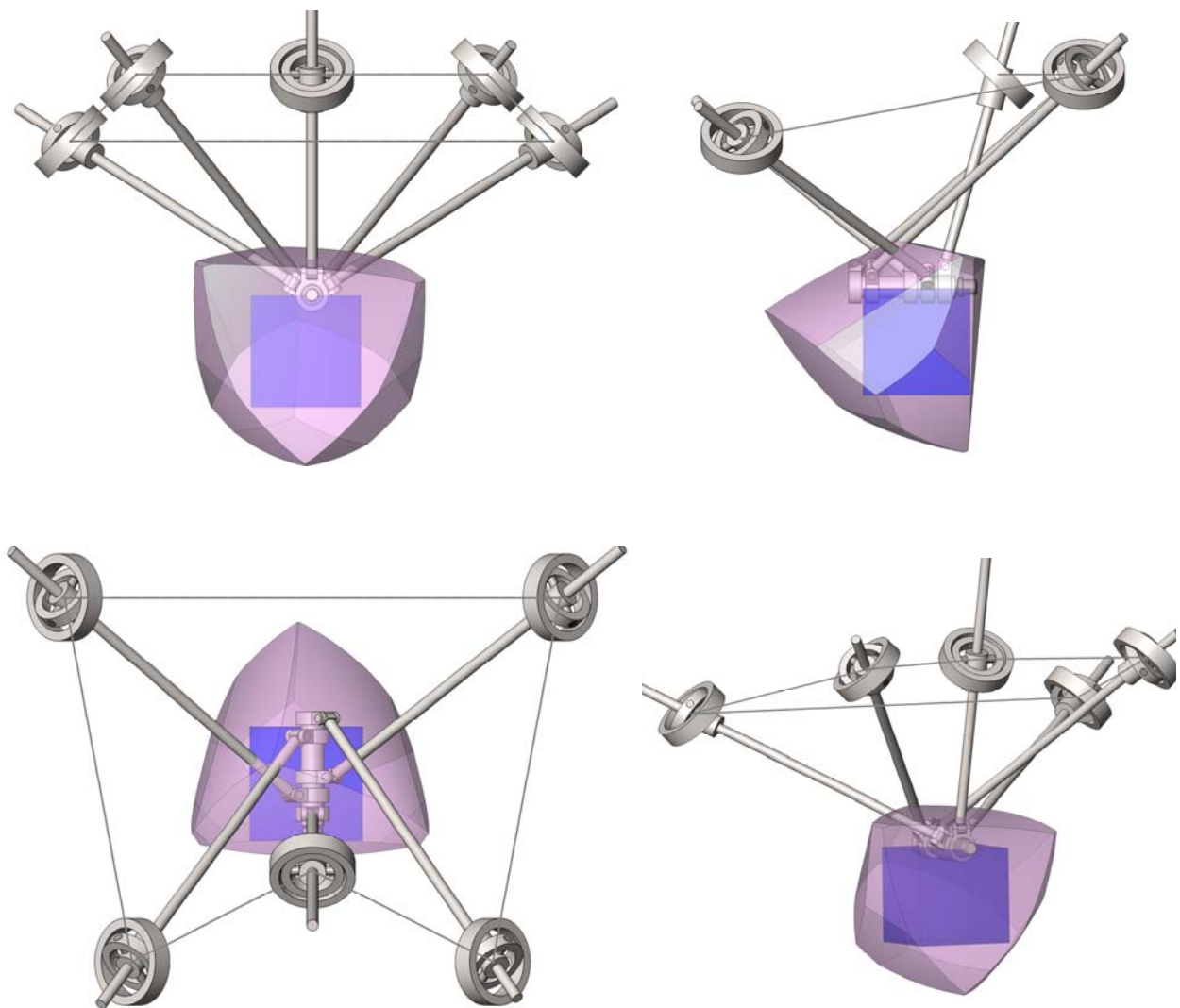


Рис.3.26. Четверта конструкція БВПС зі спеціальним РО

Рациональний діапазон зміни довжини штанг для конструкцій БВПС зі спеціальним РО приведено в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Рациональний діапазон зміни довжин штанг конструкцій БВПС зі спеціальним РО

| Номер конструкції | Довжини штанг, м | Номер штанги |       |       |       |       |
|-------------------|------------------|--------------|-------|-------|-------|-------|
|                   |                  | 1            | 2     | 3     | 4     | 5     |
| 1                 | 2                | 3            | 4     | 5     | 6     | 7     |
| 1                 | min              | 0,10         | 0,10  | 0,25  | 0,10  | 0,10  |
|                   | max              | 0,975        | 0,950 | 0,950 | 1,025 | 1,050 |



Продовження табл. 3.3

| 1 | 2   | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     |
|---|-----|-------|-------|-------|-------|-------|
| 2 | min | 0,10  | 0,10  | 0,25  | 0,10  | 0,10  |
|   | max | 0,750 | 0,950 | 0,950 | 1,025 | 1,050 |
| 3 | min | 0,10  | 0,10  | 0,10  | 0,10  | 0,10  |
|   | max | 0,850 | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   |
| 4 | min | 0,10  | 0,10  | 0,10  | 0,10  | 0,10  |
|   | max | 0,900 | 1,000 | 1,000 | 1,200 | 1,250 |

Також для розроблених конструкцій БВПС зі спеціальним РО було пораховано приведену до зони обробки середню жорсткість (рис. 3.27) та об'єм РП (рис. 3.28).

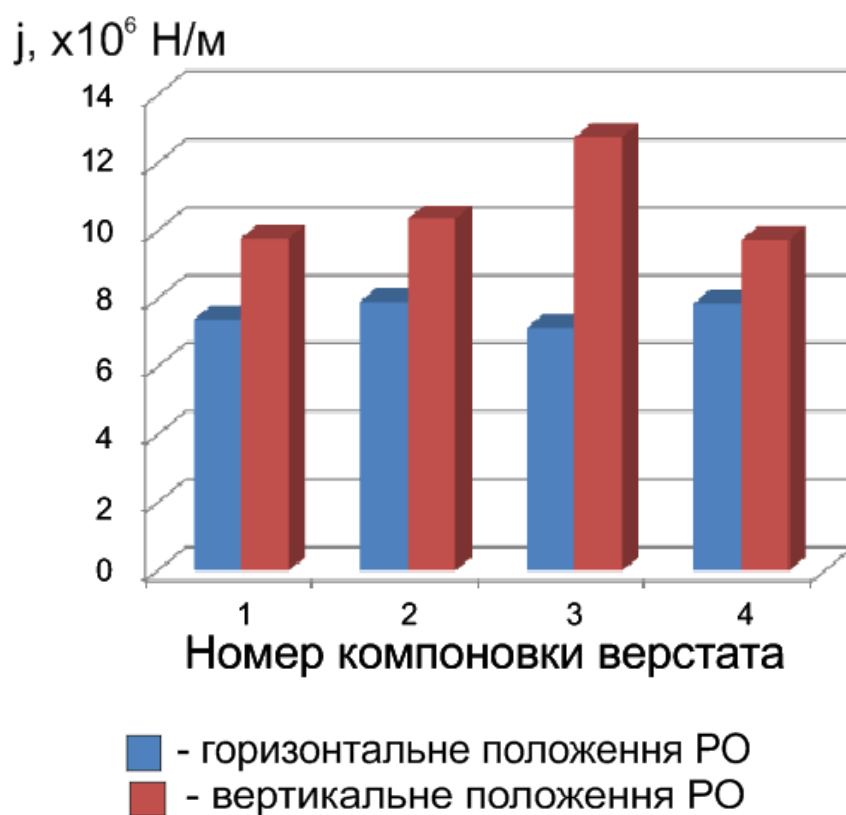


Рис. 3.27. Приведена середня жорсткість БВПС  
зі спеціальним РО

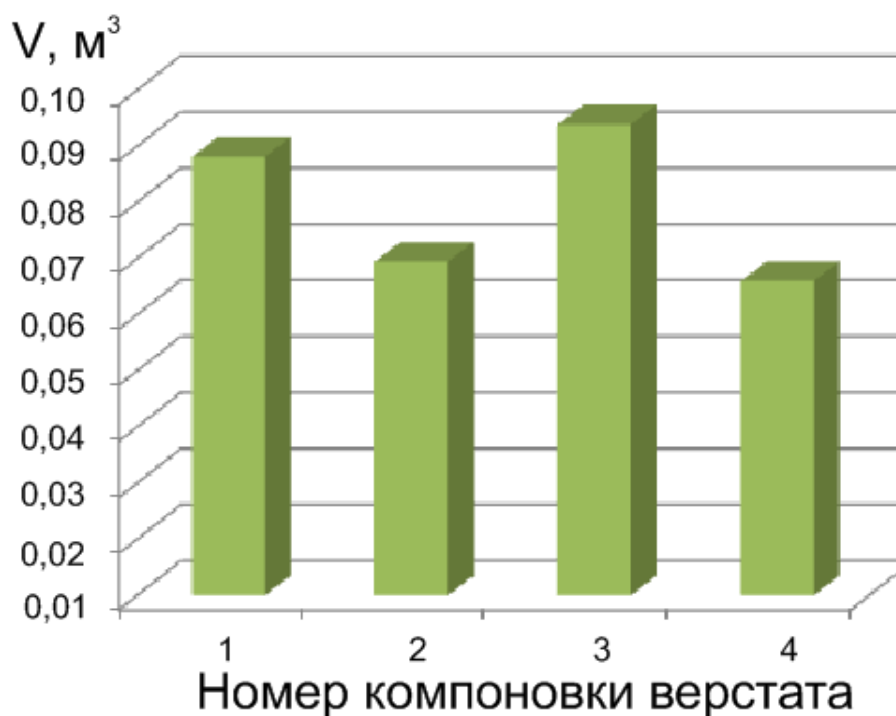


Рис. 3.28. Об'єм РП БВПС зі спеціальним РО

Завдяки проведеному дослідженню видно, що РП конструкції в залежності від положення першого шарніру основи змінюється не лише об'єм, але зазнає суттєвих перетворень його форма, що в свою чергу вплине на вихідні технічні характеристики верстата та на спроможність обробки деталей різних розмірів та форм.

На основі даного аналізу стає можливим вибір раціонального розташування першого шарніра на нерухомій основі верстата посиляючись на отримане технічне завдання від замовника без витрати коштів на виготовлення дослідного зразка.

Аналіз отриманих результатів показує, що за величиною РП та приведеної середньої жорсткості кращими є перший та третій варіант розташування першого шарніра основи, що в порівнянні із другим та четвертим варіантом дозволить обробку більш габаритних деталей із більшою точністю.

Для визначення раціонального розташування інших шарнірів основи БВПС зі спеціальним РО, необхідно на основі формул (2.1) – (2.8)

побудувати залежності впливу зміни координат розташування  $X_{ш}$ ,  $Y_{ш}$ ,  $Z_{ш}$  шарнірів основи на величину приведені до зони обробки жорсткості верстата та РП. На рис. 3.29 представлено схему розташування шарнірів основи із заданими геометричними розмірами  $a$  та  $b$ , які можуть бути змінені в залежності від необхідних габаритів верстата. Для спрощення розрахунків обов'язковою умовою є симетричність конструкції відносно осі

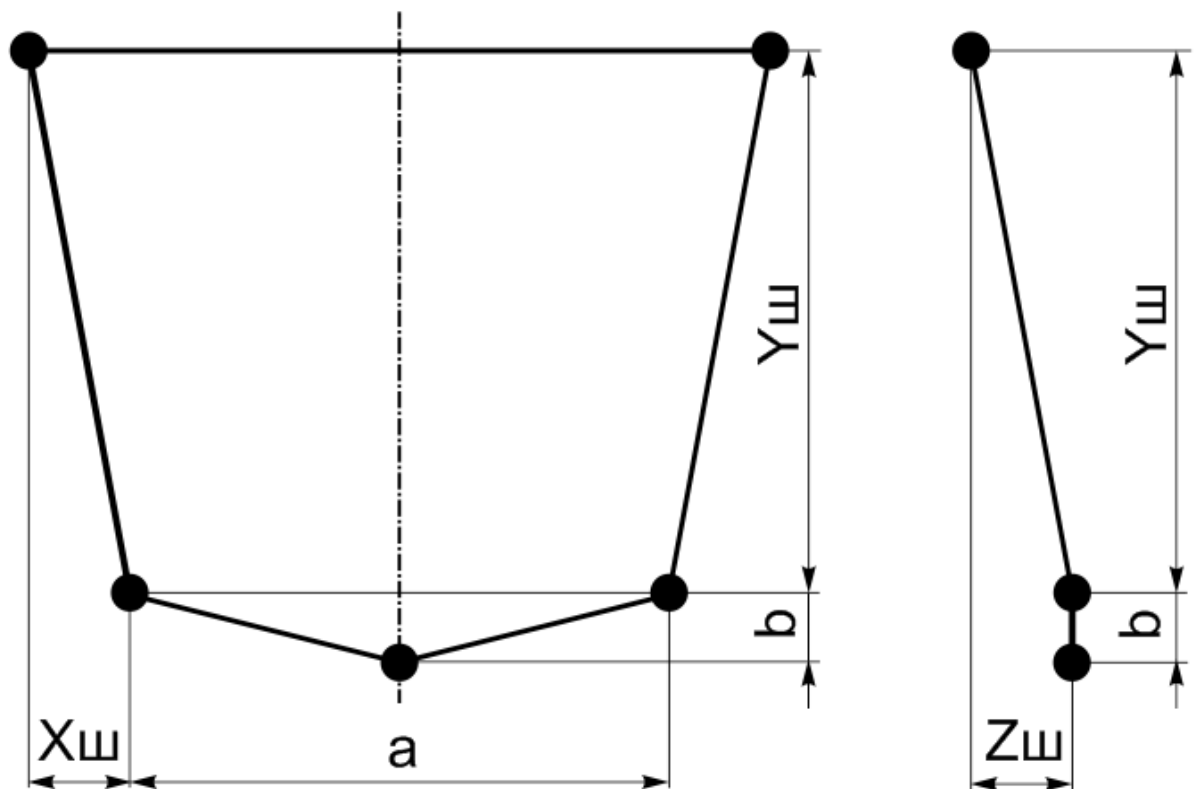
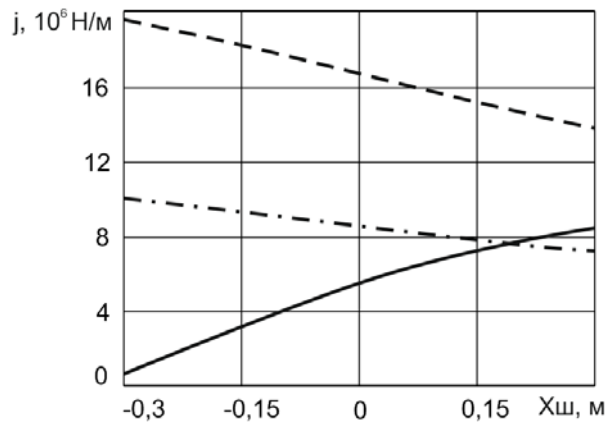
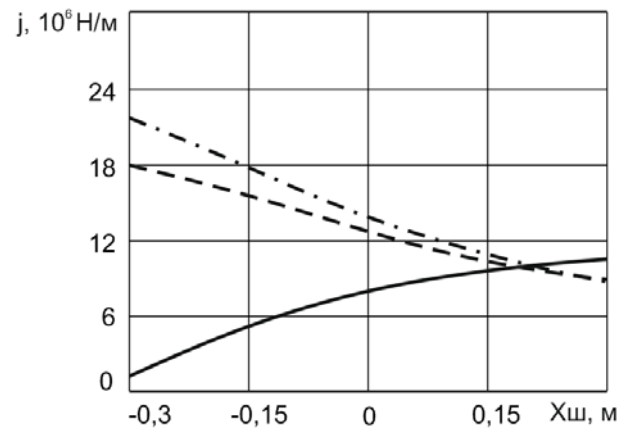


Рис. 3.29. Схема розташування шарнірів основи

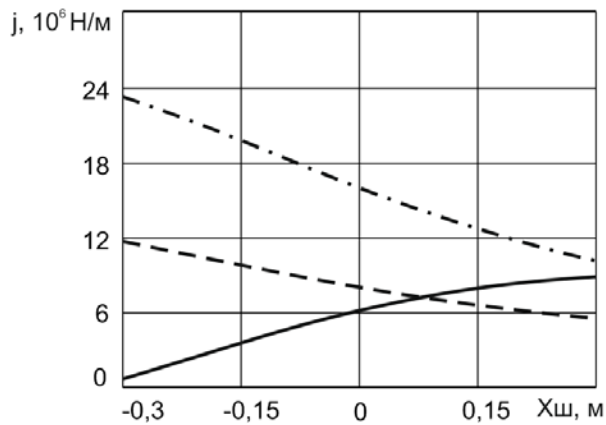
Залежності приведені до зони обробки жорсткості верстата від розміщення двох опор основи відносно розміру  $X_{ш}$  з різною орієнтацією РО представлені на рисунку 3.30.



а)



б)

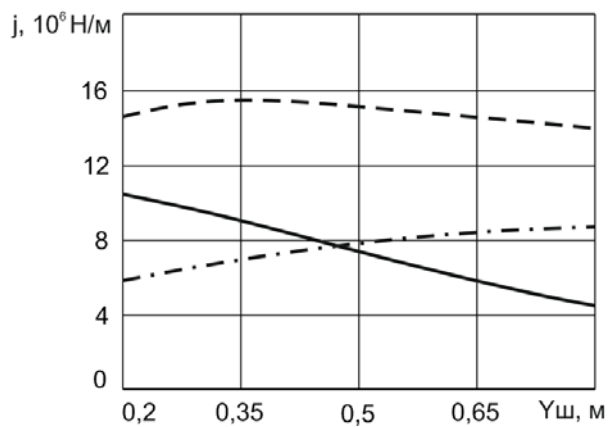


в)

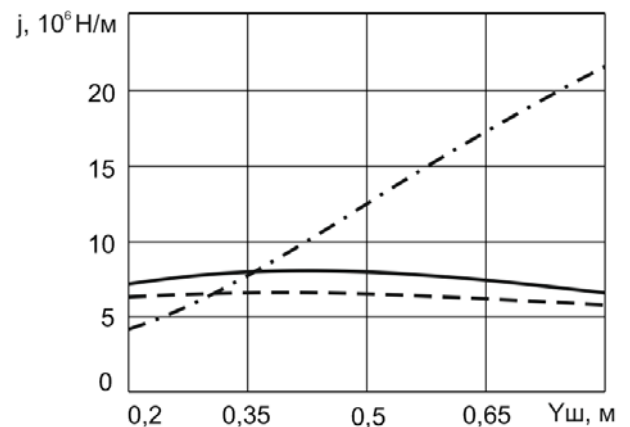
Рис. 3.30. Залежність приведеної жорсткості  $j$  від положення опор осі  $X$ : а) з вертикальною орієнтацією РО, б) з горизонтальною орієнтацією РО, в) з нахилом РО під  $45^\circ$  відносно горизонту

— жорсткість верстата по осі  $x$ ,  $j_x$ ; — · — жорсткість верстата по осі  $y$ ,  $j_y$ ; — — жорсткість верстата по осі  $z$ ,  $j_z$

Залежності (рис. 3.31) приведеної до зони обробки жорсткості верстата від розміщення двох опор основи відносно розміру  $Y_{ш}$  з різною орієнтацією РО.



а)



б)

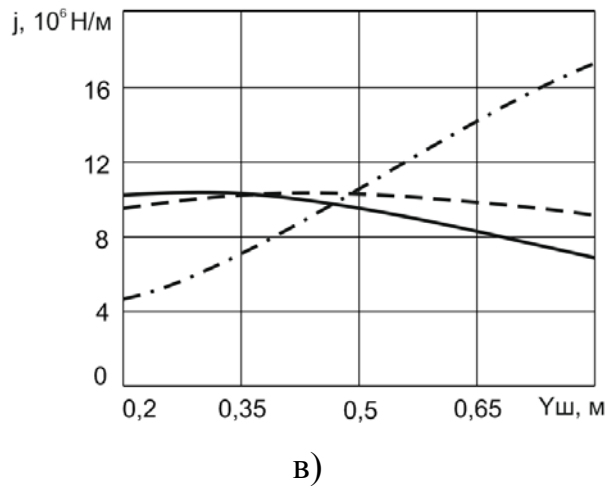


Рис. 3.31. Залежність приведеної жорсткості  $j$  від положення опор осі  $Y$ : а) з вертикальною орієнтацією РО, б) з горизонтальною орієнтацією РО, в) з нахилом РО під  $45^\circ$  відносно горизонту

— жорсткість верстата по осі  $x$ ,  $j_x$ ; — · — жорсткість верстата по осі  $y$ ,  $j_y$ ; — — жорсткість верстата по осі  $z$ ,  $j_z$

Залежності (рис. 3.32) приведеної до зони обробки жорсткості верстата від розміщення двох опор основи відносно розміру  $Z_{ш}$  з різною орієнтацією РО.

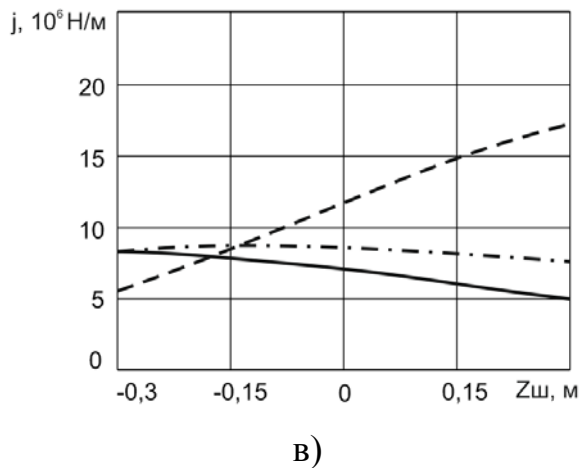
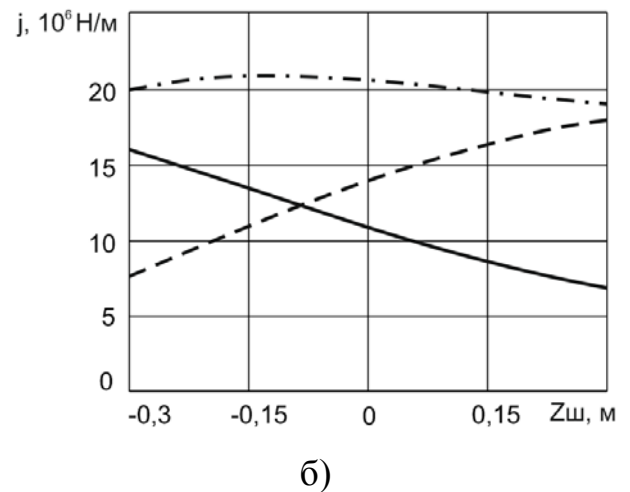
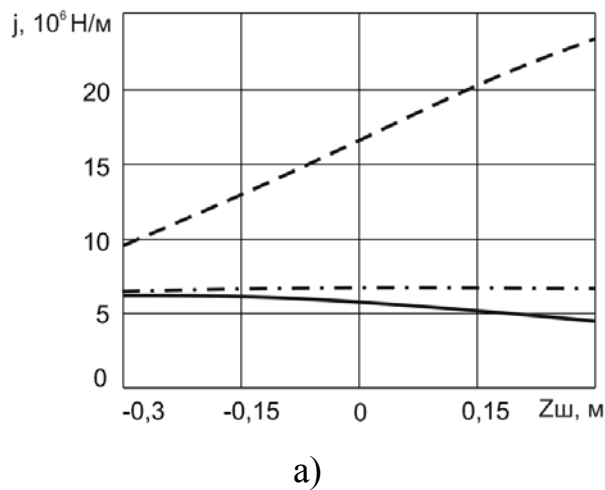
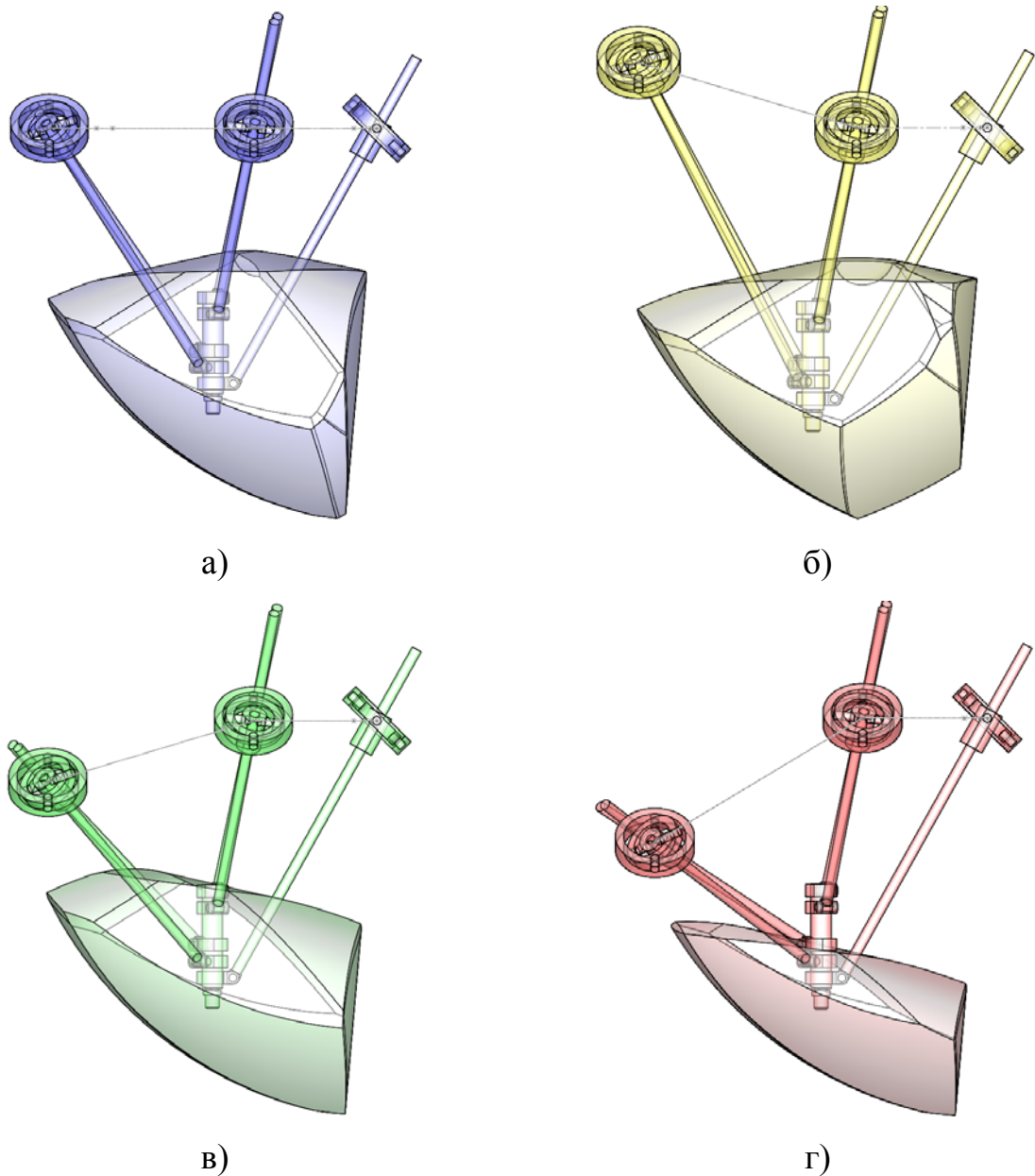


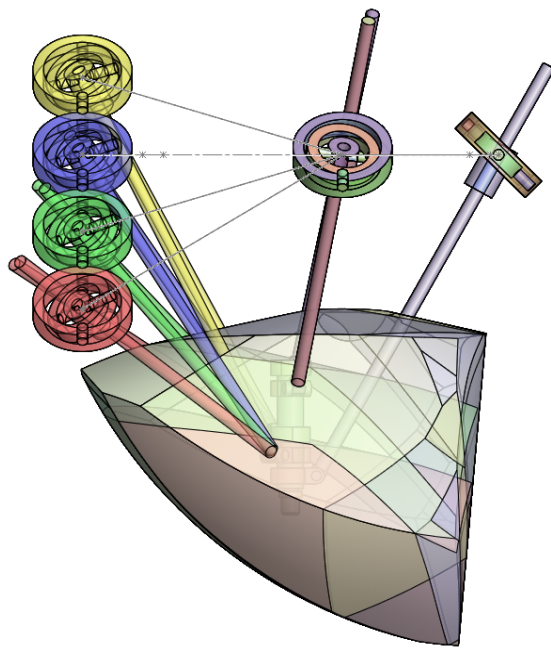
Рис. 3.32. Залежність приведеної жорсткості  $j$  від положення опор осі  $Z$ : а) з вертикальною орієнтацією РО, б) з горизонтальною орієнтацією РО, в) з нахилом РО під  $45^\circ$  відносно горизонту

— жорсткість верстата по осі  $x$ ,  $j_x$ ; — · — жорсткість верстата по осі  $y$ ,  $j_y$ ; — — жорсткість верстата по осі  $z$ ,  $j_z$

На основі отриманих залежностей (рис. 3.30-3.32) запропоновано під час роботи верстата змінювати положення двох шарнірних опор за розміром  $Z_{ш}$ , тобто вздовж координати  $Z$  (рис. 3.33). Оскільки при порівнянні можливих варіантів зміни координат розташування шарнірів основи по  $X_{ш}$ ,  $Y_{ш}$  та  $Z_{ш}$  максимальна жорсткість при свердлінні із різною орієнтацією РО буде спостерігатись при крайньому верхньому розміщенні опор (рис. 3.33, б), а при фрезеруванні у крайньому третьому положенні (рис. 3.33, в) вздовж координати  $Z$ .

На рис. 3.33 представлено зміна форми сукупного РП від розміщення двох опор основи відносно координати  $Z$ .

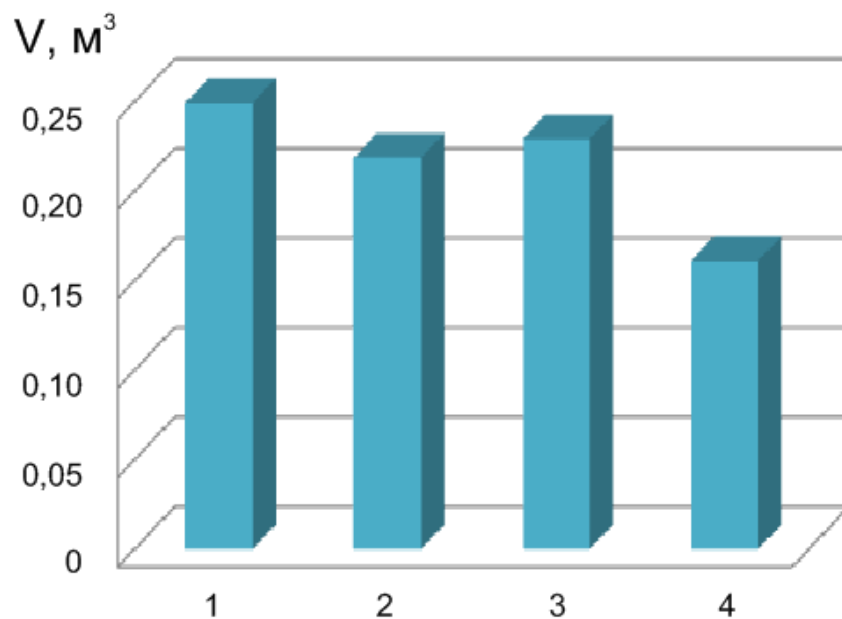




д)

Рис. 3.33. РП при зміні положення шарнірних опор основи вздовж координати Z: а) перше положення; б) друге положення; в) третє положення; г) четверте положення; д) загальні положення шарнірів

Зміна об'єму РП від розміщення двох опор основи відносно координати Z із вертикальною орієнтацією РО (рис. 3.34, а), із горизонтальною орієнтацією РО (рис. 3.34, б) та величина сукупного РП (рис. 3.34, в).



а)

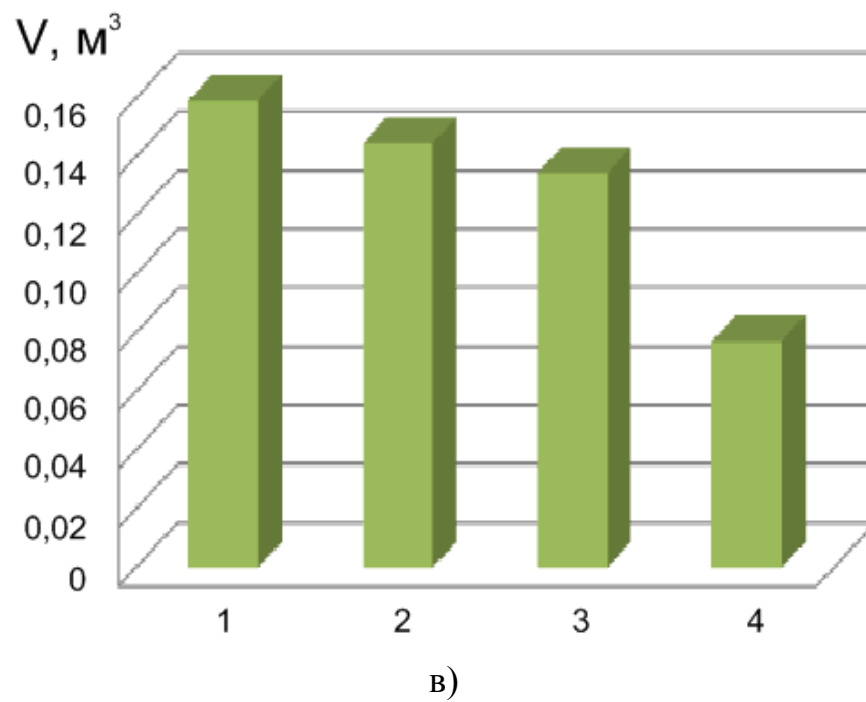
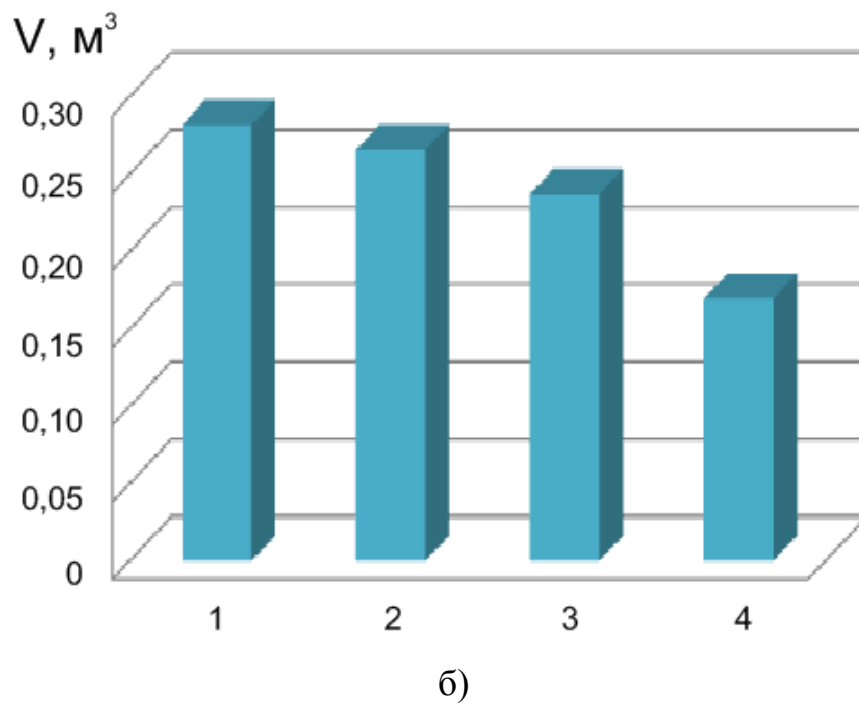


Рис. 3.34. Величина РП при зміні положення шарнірних опор основи вздовж координати Z: а) сукупний РП; б) РП із вертикальною орієнтацією РО; в) РП із горизонтальною орієнтацією РО



### 3.6. Висновки за розділом

1. Встановлено характер зміни довжин штанг в залежності від переміщення РО по осях X, Y та Z, а також кутів повороту РО навколо осі X та Z, що дає змогу встановити необхідні довжини штанг для забезпечення переміщення РО по заданій траєкторії. За результатами розрахунків та проведеного моделювання з використанням програмного комплексу SolidWorks Motion доведено і продемонстровано можливість при обраних конструктивних параметрах отримання діаграм зміни довжин штанг для відпрацювання робочим органом верстата заданої функціональної траєкторії.

2. Спроековано спрощену 3D модель верстата у середовищі SolidWorks та на основі геометричного методу побудовано його РП із вертикальною та горизонтальною орієнтацією РО. Шляхом виокремлення спільної частини перетину РП із вертикальною та горизонтальною орієнтацією РО було отримано трьохвимірну модель сукупного РП БВПС зі спеціальним РО. Також було побудовано трьохвимірні моделі РП верстата в залежності від змін діапазону довжин штанг та визначено величину їх об'єму. Встановлено, що основними чинниками, які впливають на величину РП БВПС зі спеціальним РО є довжини штанг, кути орієнтації шарнірів основи та розташування шарнірів на РО.

3. За результатами обчисленої матриці жорсткості у РП шляхом зміни координат полюсу РО побудовано графіки залежності поступальної та крутильної жорсткості при розміщенні його вздовж осі Z та побудовано просторові діаграми координатної приведенної поступальної жорсткості у напрямках координатних осей на рівні  $z = 0,30$  м. Отримано залежності жорсткості БВПС зі спеціальним РО від геометричних параметрів компоновки, а саме проекційних кутів нахилу умовних штанг.

4. Встановлено раціональну конструкцію спеціального РО БВПС шляхом порівняння п'яти можливих варіантів з різним розташування шарнірів (різною кількістю шарнірів у групах) на РО за величиною

приведеної до зони обробки жорсткості при переміщенні РО по координатних осях X, Y та Z. Встановлено, що раціональною конструкцією РО є 3-2, яка забезпечує максимальні показники координатної жорсткості у РП.

5. Запропоновано рекомендації по вибору раціональних геометричних параметрів РО, а саме, для підвищення величини приведеної до зони обробки жорсткості необхідно збільшувати радіус шарніра РО, розташовувати перший шарнір на мінімальній відстані до інструмента, а також збільшувати загальну довжину РО.

6. Розроблено схему для визначення раціонального розташування шарнірів основи для БВПС зі спеціальним РО за показниками жорсткості та величиною і формою РП. Визначено раціональний діапазон зміни довжини кожної штанги в залежності від необхідного заданого РП верстата. Встановлено раціональне розташування першого шарніра основи та запропоновано під час роботи верстата змінювати положення двох шарнірних опор вздовж координати Z, оскільки максимальна жорсткість при свердлінні із різною орієнтацією РО буде спостерігатись при крайньому верхньому розміщенні опор, а при фрезеруванні у крайньому нижньому положенні вздовж координати Z.

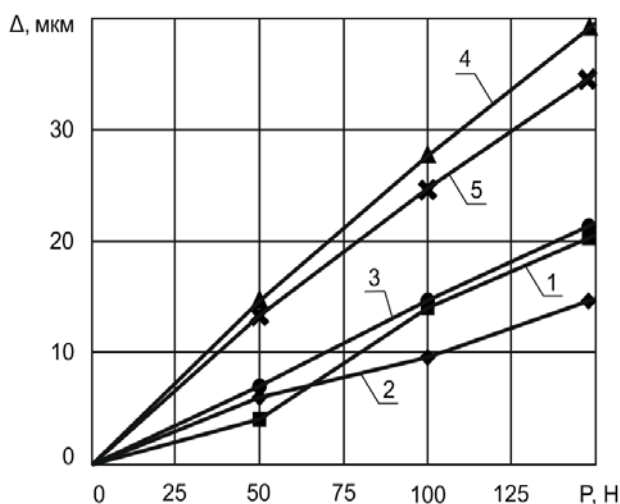
Основні результати досліджень за розділом опубліковані в [25-27, 48, 62] та оприлюднені на конференціях.

## 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 4.1. Визначення пружних деформацій шарнірних опор робочого органа

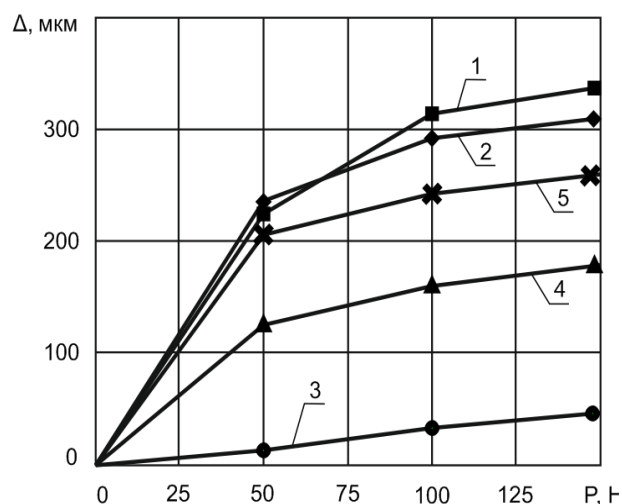
Для контролю відсутності грубих помилок приймаємо 3 повтори у кожній позиції матриці експерименту, враховуючи попередньо наявну апріорну інформацію про характеристики експериментальної установки.

Завдяки розробленій методиці експерименту для вимірювання жорсткості шарнірів РО (розділ 2, пункт 2.5) на основі отриманих результатів побудовано графік залежності осьового (рис. 4.1) та радіального (рис. 4.2) переміщення шарнірів РО від величини прикладеного навантаження.



1-5 – номер шарніра

Рис. 4.1. Залежності осьового переміщення шарнірів РО від навантаження



1-5 – номер шарніра

Рис. 4.2. Залежності радіального переміщення шарнірів РО від навантаження

Експериментально встановлено, що жорсткість шарнірів РО у напрямку осі шпинделя у 5-7 разів більша, ніж у радіальному напрямку.

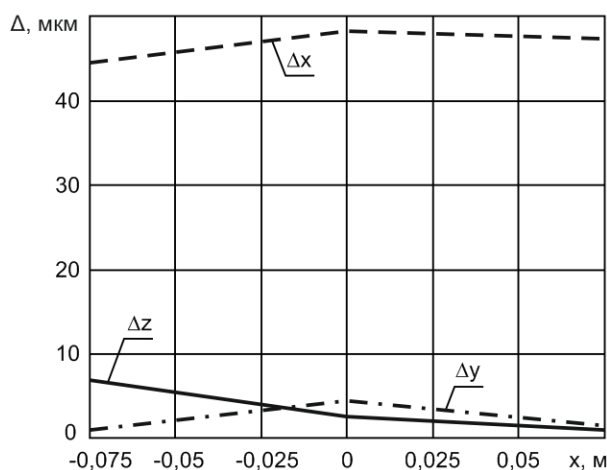
На основі отриманих експериментальних результатів переміщення шарнірів РО від навантаження, для подальшої адекватності теоретичних розрахунків визначаємо коефіцієнт жорсткості шарнірів РО:

$$k'_i = \left( \frac{P_1}{\Delta p_i} + \beta_i \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \left( \frac{P_1}{\Delta o_i} - \frac{P_1}{\Delta p_i} \right) \right) \cdot 10^6, \quad (4.1)$$

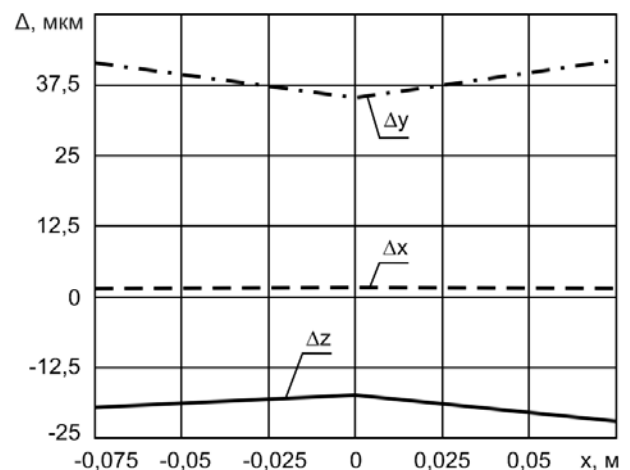
де  $P_1$  – величина навантаження, Н;  $\Delta p_i$  – радіальне переміщення шарнірів РО від навантаження  $P_1$ , мкм;  $\Delta o_i$   $\Delta p_i$  – осьове переміщення шарнірів РО від навантаження  $P_1$ , мкм.

#### 4.2. Визначення жорсткості багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом у робочому просторі

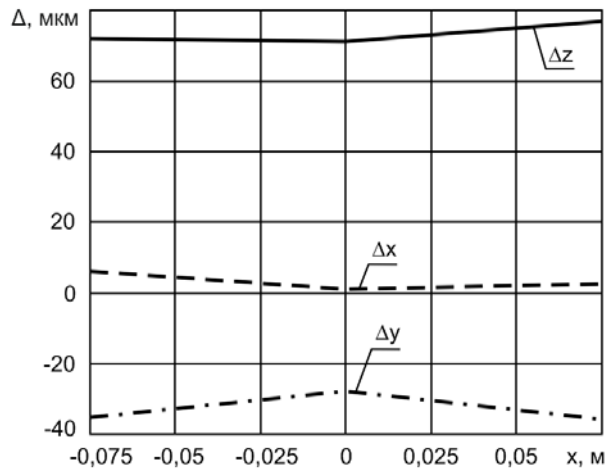
На основі розробленої методики експерименту для вимірювання жорсткості БВПС із горизонтальною орієнтацією РО (розділ 2, пункт 2.5) проведено експериментальні дослідження та на основі отриманих результатів, які наведені у додатку В (табл. В.1) побудовано залежності похибки переміщення РО від зміни його положення відносно осі X в діапазоні від -0,075 м до 0,075 м,  $Y = -0,075$  м,  $Z = 0$  м при постійному навантаженні рівному 100 Н вздовж осі X (рис. 4.3, а), осі Y (рис. 4.3, б) та осі Z (рис. 4.3, в).



а)



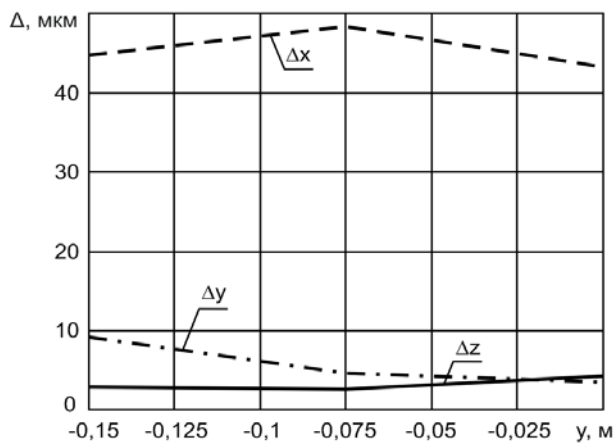
б)



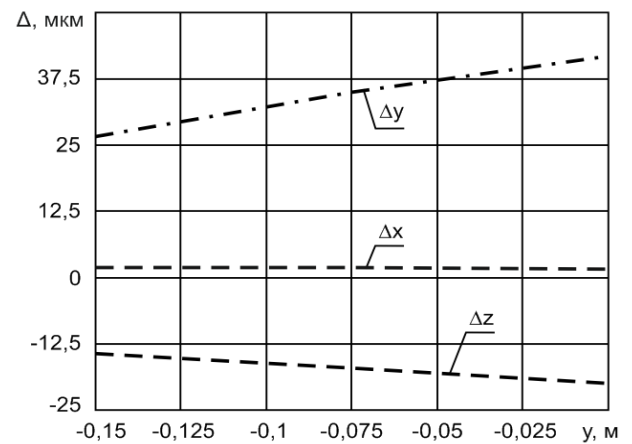
в)

Навантаження вздовж:  
а) осі X , б) осі Y, в) осі Z  
Рис. 4.3. Похибки переміщення РО  
від зміни його положення  
відносно осі X

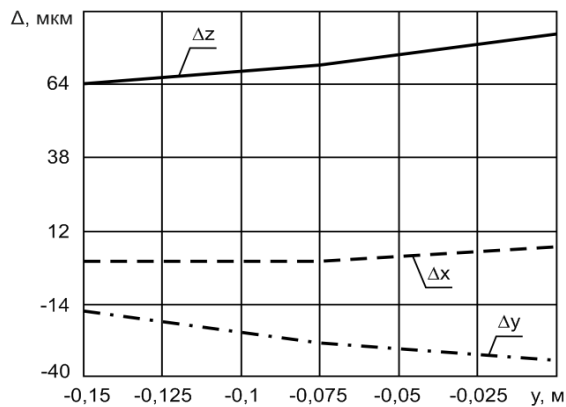
Побудовано залежності похибки переміщення РО від зміни його положення відносно осі Y в діапазоні від -0,150 м до 0 м,  $X = 0$  м,  $Z = 0$  м при постійному навантаженні рівному 100 Н вздовж осі X (рис. 4.4, а), осі Y (рис. 4.4, б), осі Z (рис. 4.4, в).



а)



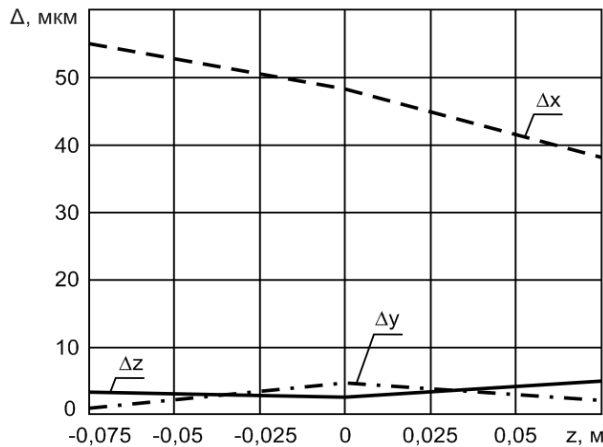
б)



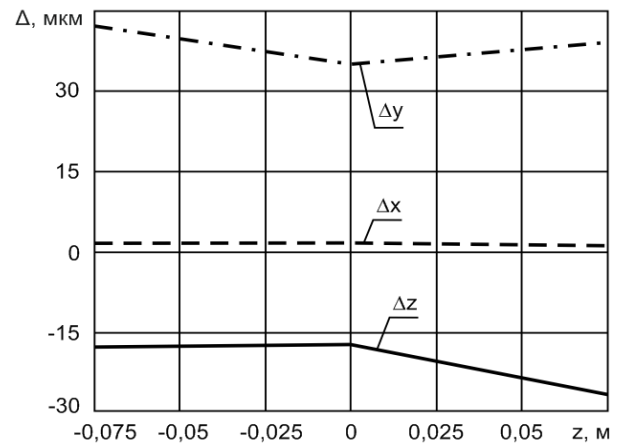
в)

Навантаження вздовж:  
а) осі X , б) осі Y, в) осі Z  
Рис. 4.4. Похибки переміщення РО  
від зміни його положення  
відносно осі Y

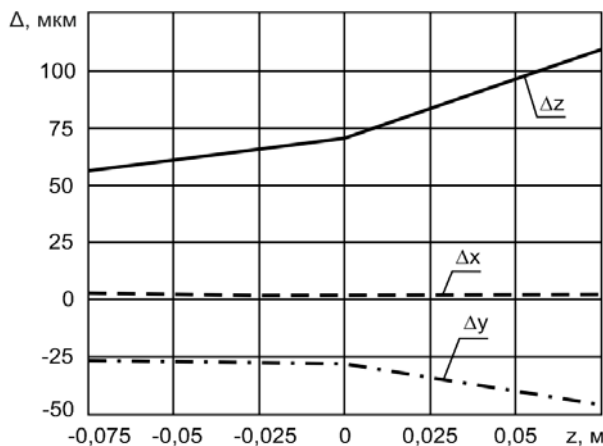
Побудовано залежності похибки переміщення РО від зміни його положення відносно осі  $Z$  в діапазоні від  $-0,075$  м до  $0,075$  м,  $X = 0$  м,  $Y = -0,075$  м при постійному навантаженні рівному  $100$  Н вздовж осі  $X$  (рис. 4.5, а), осі  $Y$  (рис. 4.5, б), осі  $Z$  (рис. 4.5, в).



а)



б)



в)

Навантаження вздовж:

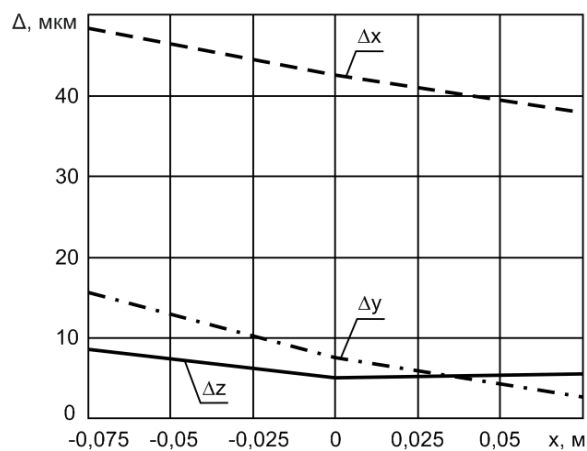
а) осі  $X$  , б) осі  $Y$  , в) осі  $Z$

Рис. 4.5. Похибки переміщення РО від зміни його положення відносно осі  $Z$

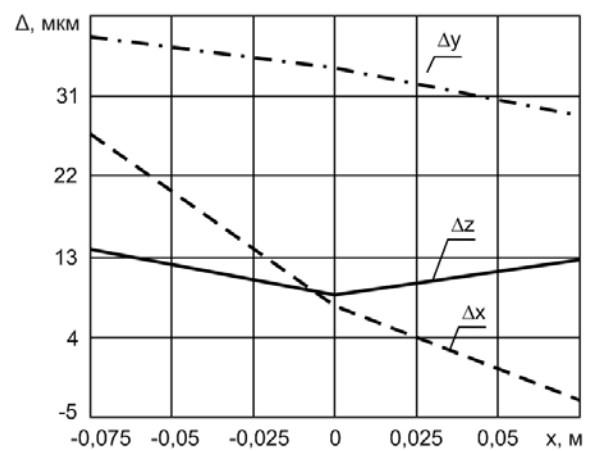
Експериментальні вимірювання переміщень РО із горизонтальною орієнтацією при його навантаженні по осях  $X$ ,  $Y$  та  $Z$  при зміні положення РО в просторі показали, що максимальні переміщення по осях співпадають із напрямком дії навантаження. При навантаженні РО по осі  $X$  максимальне переміщення  $\Delta x$  спостерігається у положенні РО  $X = 0$ ,  $Y = -0,075$  м,  $Z = -0,075$  м та складає  $55$  мкм, переміщення по осі  $Y$  знаходиться в межах  $1..9$  мкм, а переміщення по осі  $Z$   $1,2..4,8$  мкм. При навантаженні РО по осі  $Y$  переміщення  $\Delta x$  знаходиться в межах  $1,2..1,8$  мкм, максимальне

переміщення  $\Delta y$  спостерігається у положенні РО  $X = 0$ ,  $Y = -0,075$  м,  $Z = -0,075$  та складає 42 мкм, а переміщення по осі  $Z$  лежить в межах 14,6..26,8 мкм. При навантаженні РО по осі  $Z$  переміщення  $\Delta x$  знаходиться в межах 1..6,2 мкм, переміщення по осі  $Y$  знаходиться в межах 16,7..45,7 мкм, а максимальне переміщення  $\Delta z$  спостерігається у положенні РО  $X = 0$ ,  $Y = -0,075$  м,  $Z = 0,075$  м та складає 109 мкм.

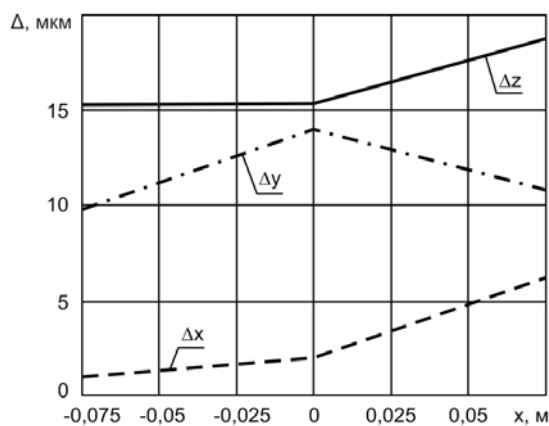
На основі розробленої методики експерименту для вимірювання жорсткості БВПС із вертикальною орієнтацією РО (розділ 2, пункт 2.5) проведено експериментальні дослідження та на основі отриманих результатів, які наведені у додатку В (табл. В.2) побудовано залежності похибки переміщення РО від зміни його положення відносно осі  $X$ , в діапазоні від -0,75 м до 0,75 м,  $Y = 0$  м,  $Z = 0$  м при постійному навантаженні рівному 100 Н вздовж осі  $X$  (рис. 4.6, а), осі  $Y$  (рис. 4.6, б) та осі  $Z$  (рис. 4.6, в).



а)



б)



в)

Навантаження вздовж:

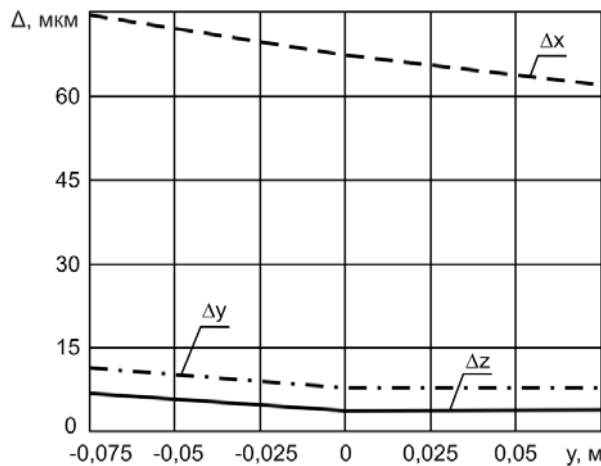
а) осі  $X$ , б) осі  $Y$ , в) осі  $Z$

Рис. 4.6. Похибки переміщення РО

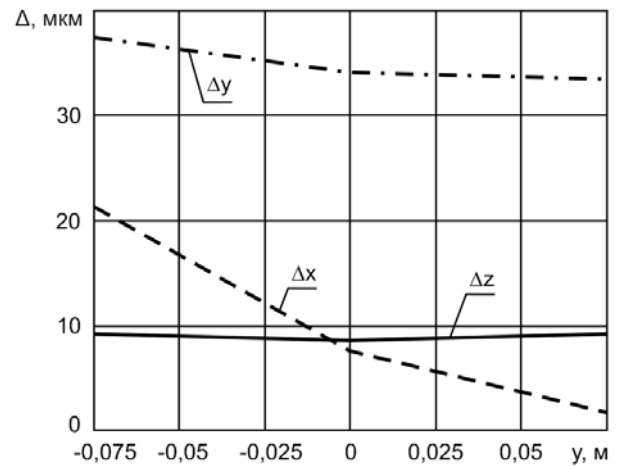
від зміни його положення

відносно осі  $X$

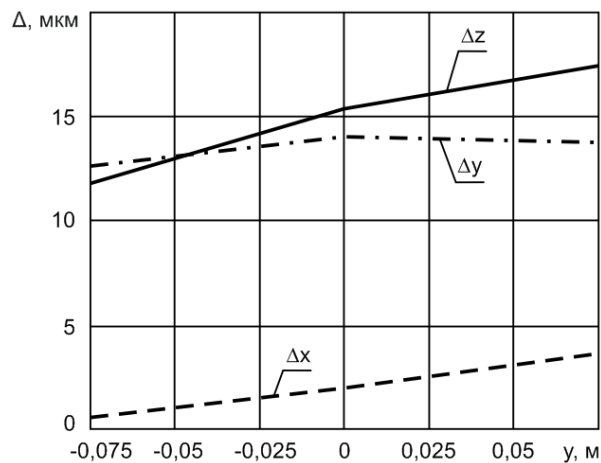
Побудовано залежності похибки переміщення РО від зміни його положення відносно осі  $Y$  в діапазоні від  $-0,075$  м до  $0,075$  м,  $X = 0$  м,  $Z = 0$  м при постійному навантаженні рівному  $100$  Н вздовж осі  $X$  (рис. 4.7, а), осі  $Y$  (рис. 4.7, б), осі  $Z$  (рис. 4.7, в).



а)



б)



в)

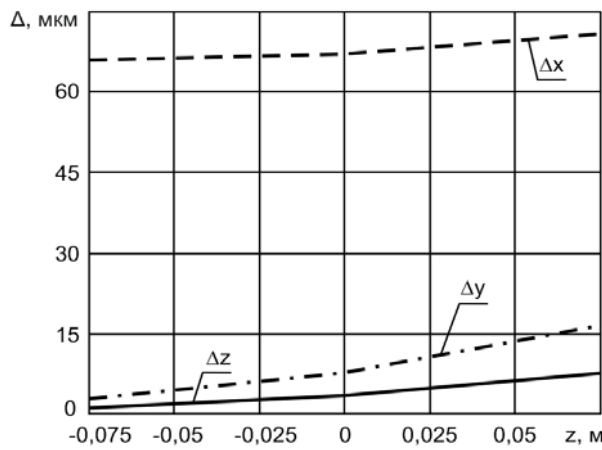
Навантаження вздовж:

а) осі  $X$  , б) осі  $Y$  , в) осі  $Z$

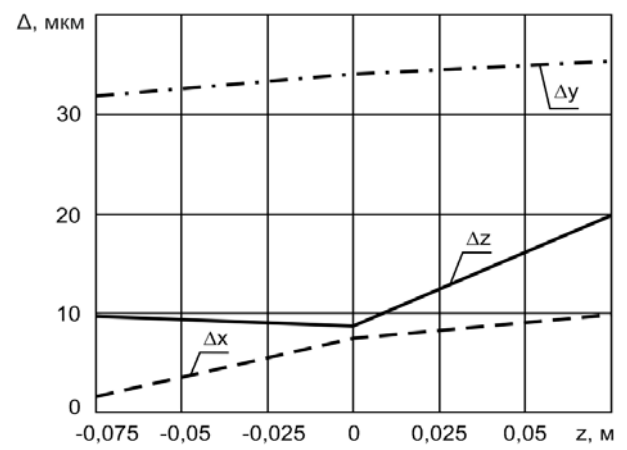
Рис. 4.7. Похибки переміщення РО  
від зміни його положення  
відносно осі  $Y$

Побудовано залежності похибки переміщення РО від зміни його положення відносно осі  $Z$  в діапазоні від  $-0,075$  м до  $0,075$  м,  $X = 0$  м,  $Y = 0$  м при постійному навантаженні рівному  $100$  Н вздовж осі  $X$  (рис. 4.8, а), осі  $Y$  (рис. 4.8, б), осі  $Z$  (рис. 4.8, в).

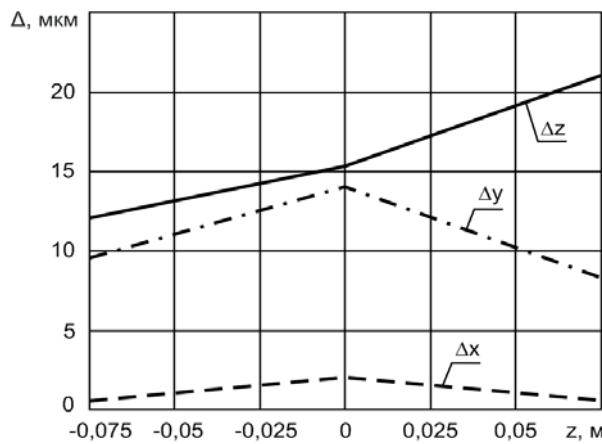




а)



б)



в)

Навантаження вздовж:

а) осі X , б) осі Y, в) осі Z

Рис. 4.8. Залежності похибки переміщення РО від зміни його положення відносно осі Z

Експериментальні вимірювання переміщень РО із вертикальною орієнтацією при його навантаженні по осях X, Y та Z при зміні положення РО в просторі показали, що максимальні переміщення по осях співпадають із напрямком дії навантаження. При навантаженні РО по осі X максимальне переміщення  $\Delta x$  спостерігається у положенні РО  $X = -0,075$  м,  $Y = 0$ ,  $Z = 0$  та складає 77,2 мкм, переміщення по осі Y знаходиться в межах 0,6..21,6 мкм для всіх положень РО, а переміщення по осі Z 1..9,6 мкм. При навантаженні РО по осі Y переміщення  $\Delta x$  знаходиться в межах 1,6..26,8 мкм, максимальне переміщення  $\Delta y$  спостерігається у положенні РО  $X = -0,075$  м,  $Y = 0$ ,  $Z = 0$  та складає 37,6 мкм, а переміщення по осі Z лежить в межах 8,6..19,7 мкм. При навантаженні РО по осі Z переміщення  $\Delta x$  знаходиться в межах 0,6..6,2 мкм, переміщення по осі Y знаходиться в межах 9,6..14 мкм, а максимальне переміщення  $\Delta z$  спостерігається у положенні РО  $X = 0$ ,  $Y = 0$ ,  $Z = 0,075$  м та складає 20,9 мкм.

### 4.3. Порівняння результатів експериментальних та теоретичних досліджень

Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць жорсткості при горизонтальній та вертикальній орієнтації РО для різних положень у просторі виконано за елементами головної діагоналі матриць жорсткості та власними значеннями, а також побудованими еліпсоїдами жорсткості. На основі методик описаних у розділі 2 визначаємо теоретичну та експериментальну матрицю жорсткості. У якості прикладу розглянемо випадок із горизонтальною орієнтацією РО у нульовому положенні (центр інструмента співпадає із початком координат основи).

Теоретично розрахована матриця жорсткості:

$$K = \begin{pmatrix} 12,546 & -0,212 & -0,066 & 0,129 & 0 & -2,059 \\ -0,212 & 16,214 & -10,991 & -3,08 & 0 & 0,065 \\ -0,066 & -10,991 & 14,693 & 3,166 & 0 & -0,129 \\ 0,129 & -3,08 & 3,166 & 0,798 & 0,0006 & -0,052 \\ 0 & 0 & 0 & 0,0006 & 7,657 & -6,141 \\ -2,059 & 0,065 & -0,129 & -0,052 & -6,141 & 5,375 \end{pmatrix} \cdot 10^6 \quad (4.1)$$

Із отриманої матриці жорсткості  $K$  визначаємо поступальну (4.2), сполучну (4.3) та крутильну (4.4) податливість.

Поступальна податливість:

$$C_n = \begin{pmatrix} 0,327 & 0,019 & 0,023 \\ 0,019 & 0,284 & -0,167 \\ 0,023 & -0,167 & 0,575 \end{pmatrix} \cdot 10^{-6}, \quad (4.2)$$

Сполучна податливість:

$$C_c = \begin{pmatrix} 0,029 & 1,208 & 1,506 \\ 1,771 & 0,164 & 0,204 \\ -2,932 & -0,036 & -0,046 \end{pmatrix} \cdot 10^{-6}, \quad (4.3)$$

Крутильна податливість:

$$C_{\kappa} = \begin{pmatrix} 19,814 & 1,064 & 1,329 \\ 1,064 & 6,075 & 7,412 \\ 1,329 & 7,412 & 9,241 \end{pmatrix} \cdot 10^{-6}, \quad (4.4)$$

Поступальна податливість приведена до полюса інструмента:

$$C_T = \begin{pmatrix} 0,327 & 0,019 & 0,023 \\ 0,019 & 0,284 & -0,167 \\ 0,023 & -0,167 & 0,575 \end{pmatrix} \cdot 10^{-6}, \quad (4.5)$$

Приведена матриця поступальної жорсткості:

$$K_T = \begin{pmatrix} 3,094 & -0,34 & -0,222 \\ -0,34 & 4,278 & 1,258 \\ -0,222 & 1,258 & 2,115 \end{pmatrix} \cdot 10^6, \quad (4.6)$$

Експериментально визначена матриця податливості:

$$C_e = \begin{pmatrix} 0,432 & 0,016 & 0,06 \\ 0,036 & 0,418 & -0,345 \\ 0,042 & -0,2 & 0,816 \end{pmatrix} \cdot 10^{-6}, \quad (4.7)$$

Найближча симетрично позитивно визначена матриця податливості:

$$C_{SPSD} = \begin{pmatrix} 0,432 & 0,026 & 0,051 \\ 0,026 & 0,418 & -0,272 \\ 0,051 & -0,272 & 0,816 \end{pmatrix} \cdot 10^{-6}, \quad (4.8)$$

Матриця жорсткості на основі експериментальних даних:

$$K_e = \begin{pmatrix} 3,072 & -0,402 & -0,326 \\ -0,402 & 4,024 & 1,368 \\ -0,326 & 1,368 & 2,07 \end{pmatrix} \cdot 10^6, \quad (4.9)$$

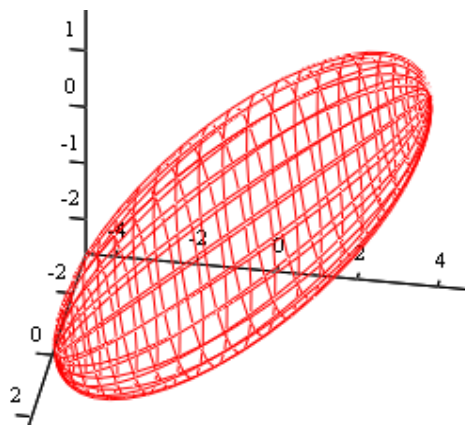
Найбільша різниця між елементами головної діагоналі теоретично та експериментально визначеної матриць жорсткості БВПС зі спеціальним РО у заданому положенні РО становить 5,9%. Результати порівняння матриць за елементами головної діагоналі для інших положень РО приведені у додатку Д.

Порівняння теоретично та експериментально визначеної матриці жорсткості за власними значеннями приведені у таблиці 4.1, а на рис. 4.9 представлені їх еліпсоїди жорсткості.

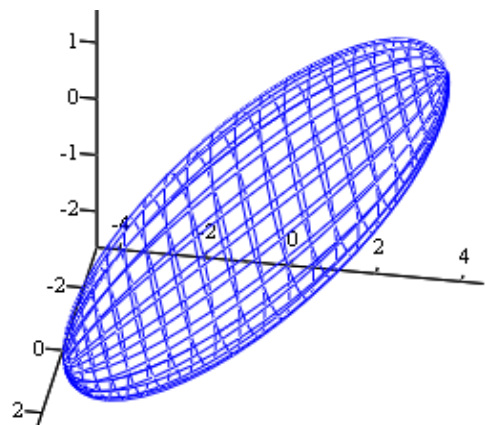
Таблиця 4.1

## Власні значення матриці жорсткості

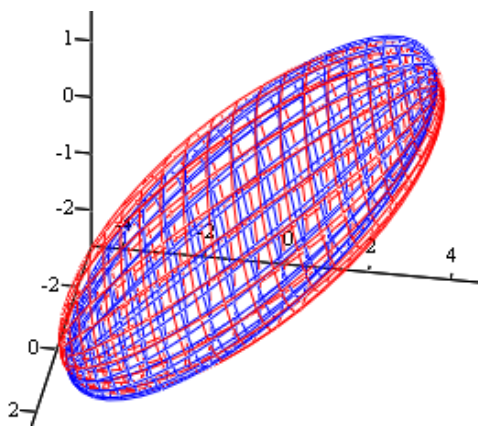
|                            |       |       |       |
|----------------------------|-------|-------|-------|
| Визначені теоретично       | 4,942 | 3,009 | 1,536 |
| Визначені експериментально | 4,871 | 2,936 | 1,359 |
| Різниця, %                 | 1,45  | 2,44  | 11,48 |



а)



б)



в)

Рис. 4.9. Еліпсоїди жорсткості:

а) теоретична,

б) експериментальна,

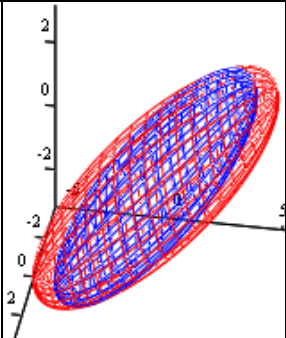
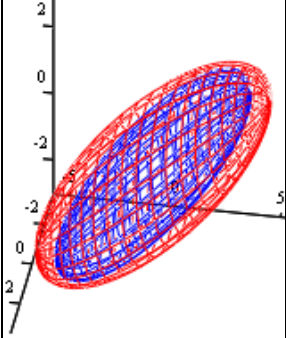
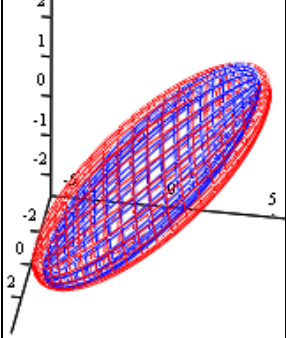
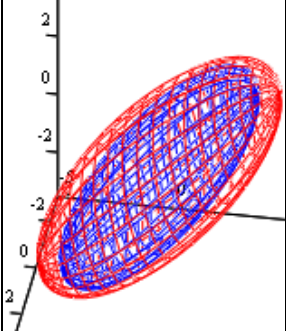
в) порівняння теоретичної та експериментальної

Максимальна різниця результатів за власними значеннями матриць складає 11,48 %. Орієнтація еліпсоїдів жорсткості у просторі співпадає.

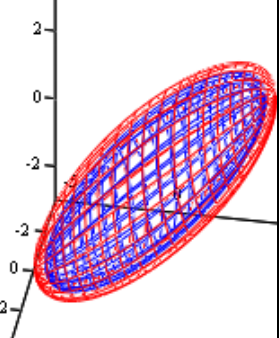
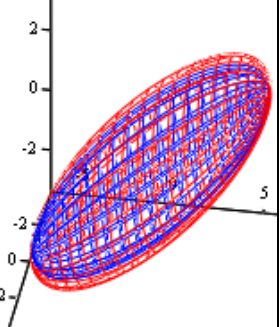
Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць жорсткості за власними значеннями та еліпсоїди жорсткості для інших положень РО з горизонтальною орієнтацією зведені у табл. 4.2, а з вертикальною орієнтацією РО у табл. 4.3.

Таблиця 4.2

Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць з  
горизонтальною орієнтацією РО

| № | К-ти<br>полож.<br>РО                 | Власні значення матриці жорсткості |               |               |               |               |               | Еліпсоїд<br>жорсткості                                                                |
|---|--------------------------------------|------------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
|   |                                      | Теор. по<br>X                      | Різниця,<br>% | Теор. по<br>Y | Різниця,<br>% | Теор. по<br>Z | Різниця,<br>% |                                                                                       |
|   |                                      | Експ. по<br>X                      |               | Експ. по<br>Y |               | Експ. по<br>Z |               |                                                                                       |
| 1 | 2                                    | 3                                  | 4             | 5             | 6             | 7             | 8             | 9                                                                                     |
| 2 | X0 = -0,075<br>Y0 = -0,075<br>Z0 = 0 | 6,133                              | 12,5          | 3,168         | 8,7           | 1,77          | 17,1          |    |
|   |                                      | 5,363                              |               | 2,891         |               | 1,468         |               |                                                                                       |
| 3 | X0 = 0,075<br>Y0 = -0,075<br>Z0 = 0  | 5,920                              | 13,6          | 3,331         | 18,0          | 1,738         | 19,7          |   |
|   |                                      | 5,113                              |               | 2,731         |               | 1,396         |               |                                                                                       |
| 4 | X0 = 0<br>Y0 = -0,075<br>Z0 = 0,075  | 6,033                              | 6,8           | 3,861         | 12,5          | 1,241         | 15,9          |  |
|   |                                      | 5,621                              |               | 3,378         |               | 1,044         |               |                                                                                       |
| 5 | X0 = 0<br>Y0 = -0,075<br>Z0 = -0,075 | 5,749                              | 11,8          | 2,808         | 15,9          | 2,17          | 17,8          |  |
|   |                                      | 5,070                              |               | 2,359         |               | 1,783         |               |                                                                                       |

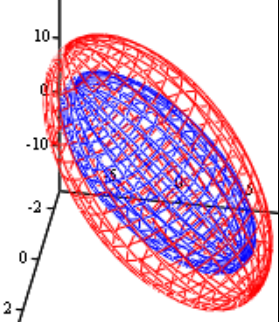
Продовження табл. 4.2

| 1 | 2                                        | 3     | 4   | 5     | 6    | 7     | 8   | 9                                                                                   |
|---|------------------------------------------|-------|-----|-------|------|-------|-----|-------------------------------------------------------------------------------------|
| 6 | $X_0 = 0$<br>$Y_0 = -0,075$<br>$Z_0 = 0$ | 5,936 | 7,1 | 3,310 | 19,3 | 1,745 | 8,9 |  |
|   |                                          | 5,513 |     | 2,668 |      | 1,589 |     |                                                                                     |
| 7 | $X_0 = 0$<br>$Y_0 = -0,150$<br>$Z_0 = 0$ | 6,889 | 3,8 | 3,535 | 19,9 | 2,006 | 7,5 |  |
|   |                                          | 6,626 |     | 2,830 |      | 1,856 |     |                                                                                     |

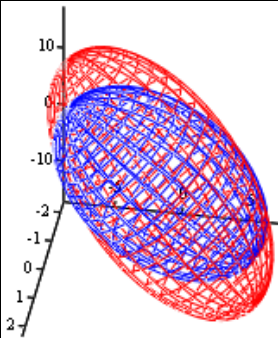
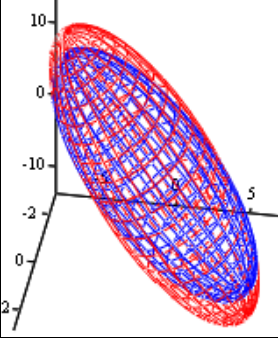
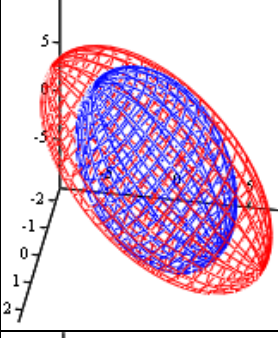
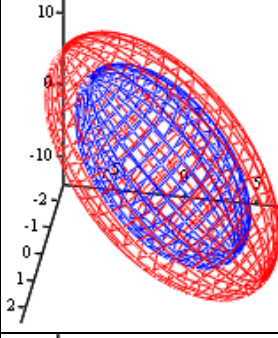
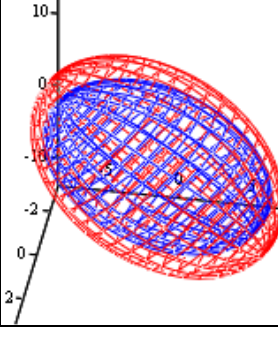
Максимальна різниця результатів теоретичних на експериментальних досліджень (табл. 4.2) спостерігається при положенні РО  $X_0=0$ ,  $Y_0= -0,150$  м,  $Z_0 = 0$  та складає 19,9%. Орієнтація еліпсоїдів у просторі співпадає.

Таблиця 4.3

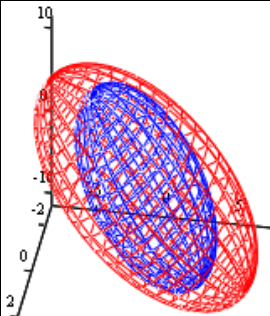
Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць з вертикальною орієнтацією РО

| № | К-ти<br>полож. РО               | Власні значення матриці жорсткості |               |               |               |               |               | Еліпсоїд<br>жорсткості                                                                |
|---|---------------------------------|------------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
|   |                                 | Теор. по<br>X                      | Різниця,<br>% | Теор. по<br>Y | Різниця,<br>% | Теор. по<br>Z | Різниця,<br>% |                                                                                       |
|   |                                 | Експ. по<br>X                      |               | Експ. по<br>Y |               | Експ. по<br>Z |               |                                                                                       |
| 1 | 2                               | 3                                  | 4             | 5             | 6             | 7             | 8             | 9                                                                                     |
| 1 | X0 = 0<br>Y0 = 0<br>Z0 = -0,075 | 1,979                              | 0,7           | 4,511         | 19,3          | 18,609        | 14,4          |  |
|   |                                 | 1,965                              |               | 3,639         |               | 15,927        |               |                                                                                       |

Продовження табл. 4.3

| 1 | 2                               | 3      | 4    | 5     | 6    | 7      | 8    | 9                                                                                     |
|---|---------------------------------|--------|------|-------|------|--------|------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| 2 | X0 = 0<br>Y0 = -0,075<br>Z0 = 0 | 1,597  | 0,1  | 4,340 | 12,9 | 17,775 | 5,1  |    |
|   |                                 | 1,595  |      | 3,779 |      | 16,868 |      |                                                                                       |
| 3 | X0 = 0,075<br>Y0 = 0<br>Z0 = 0  | 14,702 | 14,7 | 2,175 | 0,5  | 3,788  | 6,2  |    |
|   |                                 | 12,541 |      | 2,165 |      | 3,553  |      |                                                                                       |
| 4 | X0 = 0<br>Y0 = 0<br>Z0 = 0,075  | 1,716  | 0,9  | 3,415 | 0,9  | 11,914 | 10,9 |   |
|   |                                 | 1,699  |      | 3,384 |      | 10,606 |      |                                                                                       |
| 5 | X0 = 0<br>Y0 = 0<br>Z0 = 0      | 1,885  | 0,5  | 4,135 | 15,7 | 14,934 | 13,0 |  |
|   |                                 | 1,875  |      | 3,485 |      | 12,989 |      |                                                                                       |
| 6 | X0 = -0,075<br>Y0 = 0<br>Z0 = 0 | 1,449  | 0,3  | 4,844 | 11,5 | 14,724 | 9,9  |  |
|   |                                 | 1,445  |      | 4,288 |      | 13,259 |      |                                                                                       |



| 1 | 2                                    | 3     | 4   | 5     | 6    | 7      | 8    | 9                                                                                   |
|---|--------------------------------------|-------|-----|-------|------|--------|------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| 7 | $X0 = 0$<br>$Y0 = 0,075$<br>$Z0 = 0$ | 2,088 | 1,2 | 3,818 | 10,2 | 12,853 | 11,6 |  |
|   |                                      | 2,062 |     | 3,428 |      | 11,365 |      |                                                                                     |

Максимальна різниця результатів теоретичних на експериментальних досліджень (табл. 4.3) спостерігається при положенні РО  $X0 = 0$ ,  $Y0 = 0$ ,  $Z0 = -0,075$  м та складає 19,3%, що є допустимою величиною. Орієнтація еліпсоїдів у просторі співпадає.

#### 4.4. Виробничі випробування багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом

Для перевірки працездатності та кінематичних залежностей БВПС зі спеціальним РО спроектовано 3D модель тестової деталі у середовищі SolisWorks (рис. 4.10), програму обробки якої згенеровано за допомогою CAM-системи HSMWorks (рис. 4.10) з використанням постпроцесора для LinuxCNC, яка дозволяє управляти приводами через інтерфейс LPT.

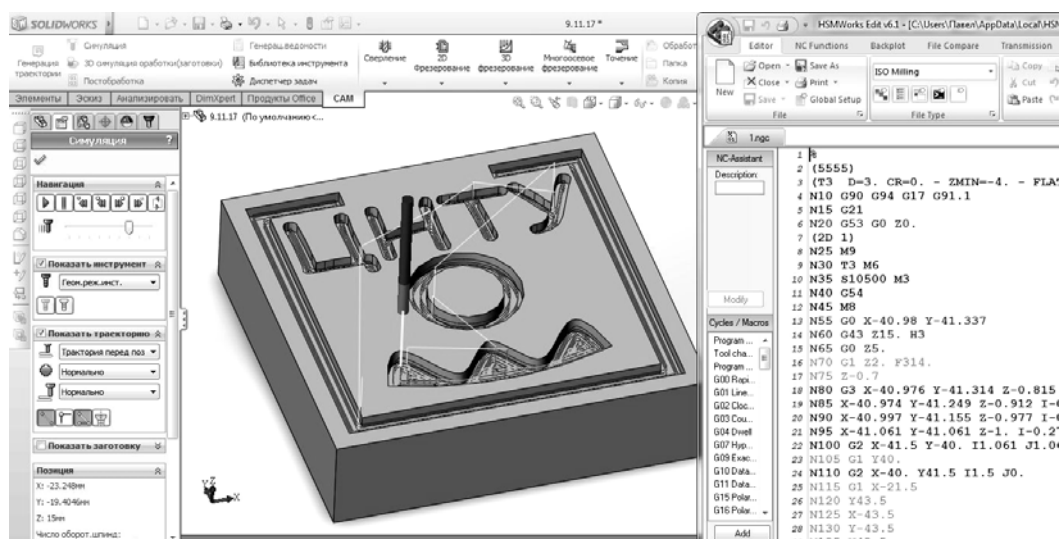


Рис. 4.10. 3D модель деталі та програма обробки у середовищі HSMWorks



На рис. 4.11 представлено екран системи LinuxCNC з інтерфейсом AXIS під час обробки деталі на БВПС зі спеціальним РО. Завдяки зручному інтерфейсу є можливість відстеження траєкторії руху інструмента в реальному часі.

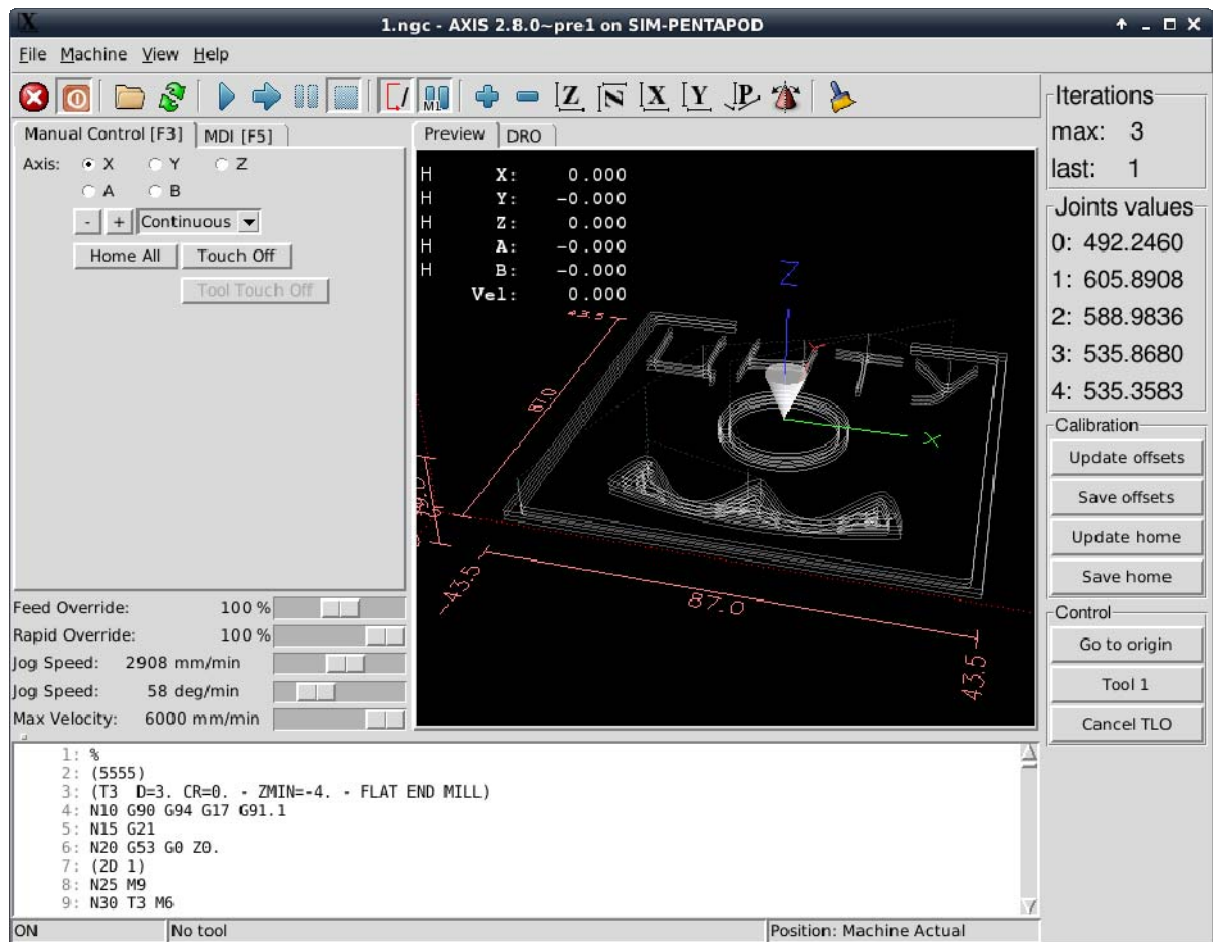


Рис. 4.11. Екран системи LinuxCNC з інтерфейсом AXIS при обробці деталі

Процес фрезерування на БВПС зі спеціальним РО та оброблена деталь показані на рис. 4.12. Дерев'яна заготовка оброблялася двозубою кінцевою фрезою діаметром 3 мм, режими різання: частота обертання шпинделя 10000 хв-1, подача 1000 мм/хв, глибина різання 1...3 мм. Обробку деталі виконано успішно відповідно до заданої траєкторії, контур оброблених карманів має чисту поверхню, розміри відповідають заданим.

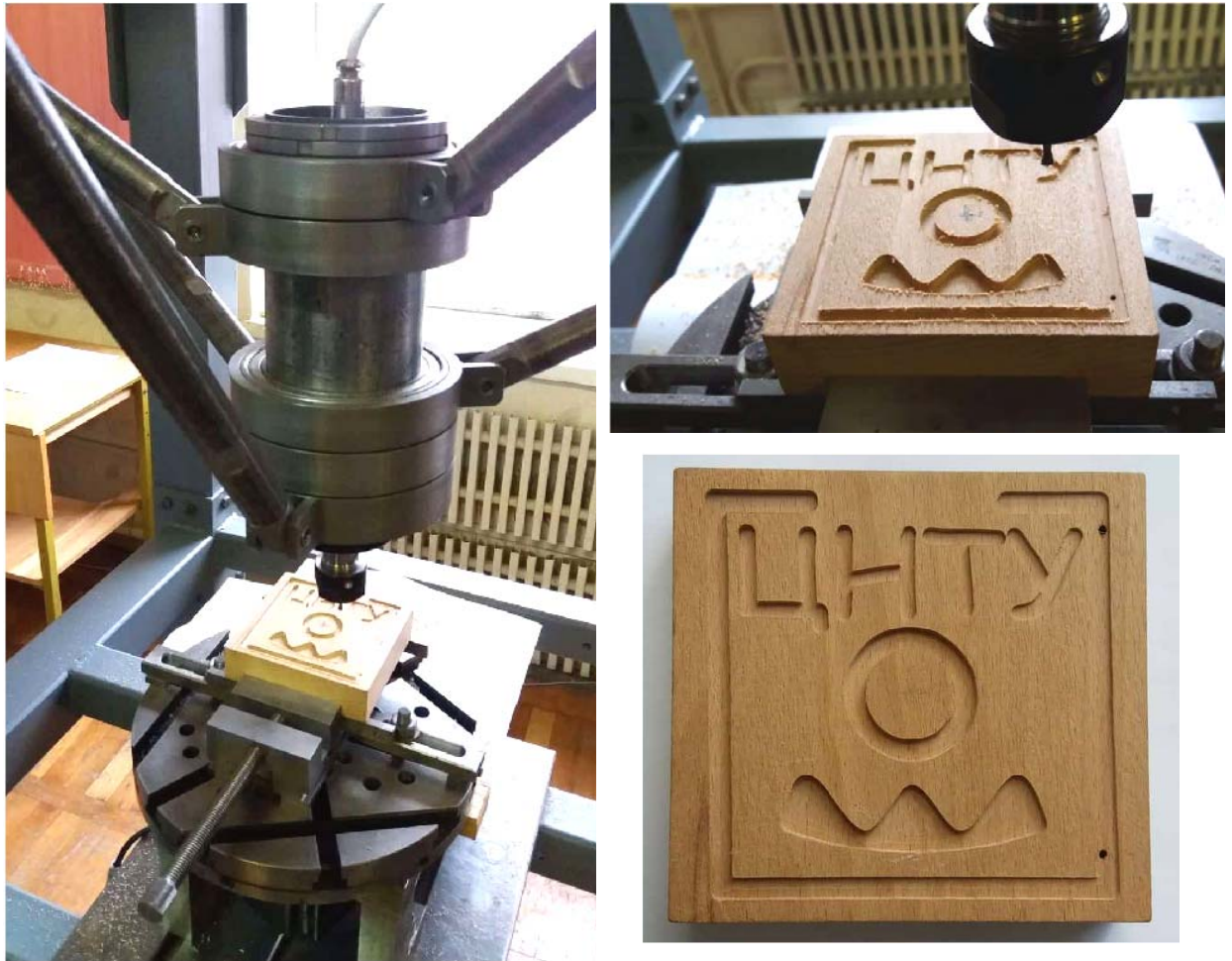


Рис. 4.12. Обробка деталі на БВПС зі спеціальним РО

#### 4.5. Висновки за розділом

1. Експериментально встановлено, що жорсткість шарнірів РО у напрямку осі шпинделя у 5-7 разів більша, ніж у радіальному напрямку. На основі отриманих експериментальних результатів переміщення шарнірів РО від навантаження, для подальшої адекватності теоретичних розрахунків визначено коефіцієнт жорсткості шарнірів РО.

2. Експериментальні вимірювання переміщень РО з горизонтальною та вертикальною орієнтацією при навантаженні по осях X, Y та Z при зміні положення РО в просторі показали, що максимальні переміщення по осях співпадають із напрямком дії навантаження. При навантаженні РО з горизонтальною орієнтацією вздовж осі X максимальне переміщення  $\Delta x$

складає 55 мкм, а при вертикальній орієнтації у 1,4 раза більше. При навантаженні РО з горизонтальною та вертикальною орієнтацією вздовж осі  $Y$  максимальні переміщення  $\Delta u$  суттєво не відрізняються. При навантаженні РО з горизонтальною орієнтацією вздовж осі  $Z$  максимальне переміщення  $\Delta z$  складає 109 мкм, а при вертикальній орієнтації у 5 разів менше.

3. Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць жорсткості при горизонтальній та вертикальній орієнтації РО для різних положень у просторі виконано за елементами головної діагоналі матриць жорсткості та власними значеннями. Максимальна різниця результатів теоретичних та експериментальних досліджень при горизонтальній орієнтації РО за елементами головної діагоналі матриць жорсткості складає 19,8%, а при вертикальній орієнтації 19,4 %, що є допустимою величиною. Максимальна різниця результатів за власними значеннями матриць при горизонтальній орієнтації РО складає 19,9 %, а при вертикальній орієнтації – 19,3%, що є також допустимою величиною. Орієнтація еліпсоїдів жорсткості для всіх положень РО у просторі співпадає.

4. На дослідному зразку БВПС зі спеціальним РО було оброблено дерев'яну заготовку. Обробку деталі виконано успішно відповідно до заданої траєкторії, контур оброблених карманів має чисту поверхню, розміри відповідають заданим.

Основні результати експериментальних досліджень за розділом опубліковані в [24, 63] та оприлюднено на конференціях.

## 5. РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПРОЕКТУВАННЯ БАГАТОКООРДИНАТНИХ ВЕРСТАТІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ ТА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

### 5.1. Особливості проектування багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим органом

Завдяки сучасному програмному забезпеченню CAD/CAM/CAE систем стає можливим ще на етапі проектування визначити, врахувати та виправити недоліки конструкції. Важливим етапом проектування БВПС зі спеціальним РО є визначення раціональної конструкції та її параметрів в залежності від заданих технічних характеристик.

Основною характеристикою, яка впливає на остаточні розміри БВПС зі спеціальним РО є РП при врахуванні максимально допустимих габаритів верстата вказаних у технічному завданні. На визначення та підбір необхідного РП впливають ряд чинників, а саме:

- діапазон зміни довжини штанг, причому необхідно врахувати, що оскільки РО та шарніри розміщені співвісно, спостерігається несиметричність розміщення штанг у нульовому положенні РО відносно початку координат, що призводить до необхідності підбору довжини кожної штанги індивідуально;

- конструкція шарнірів основи, а саме кути їх нахилу, які відповідають за розміщення штанг у просторі. Необхідно врахувати, що фактичні кути нахилу визначаються не лише особливостями конструкцій шарнірів, а й їх кріпленням до основи верстата та розміщенням двигуна для забезпечення переміщення штанги;

- з'єднання штанг із шарнірами РО, головною вимогою є недопустимість перетину штанг при зміні орієнтації та переміщенні РО у просторі.

Після вибору конструкцій шарнірів основи та попереднього визначення конструкцій БВПС зі спеціальним РО, які здатні забезпечити задану величину РП, необхідно провести аналіз жорсткості. Особливість розрахунку жорсткості БВПС зі спеціальним РО полягає у визначенні нормального вектора штанг, оскільки координати точки з'єднання шарніра РО із штангою знаходяться на певній відстані від осі РО та залежить від розміщення РО та кутів орієнтації штанг, тому що шарніри при переміщенні РО обертаються навколо своєї осі. Також необхідно врахувати, що у верстата БВПС зі спеціальним РО чотири штанги змінної довжини працюють на розтяг-стиск, а п'ята на розтяг-стиск та кручення, оскільки вона з'єднана із шарніром РО, який жорстко з'єднаний із шпинделем та не має радіально-упорного підшипника. Значення матриці жорсткості верстата визначається, як сума жорсткості кожної штанги. На основі отриманої величини жорсткості верстата визначаємо раціональне розташування шарнірів основи у просторі.

Наступним кроком проектування є визначення кінематичних залежностей, що в подальшому дасть змогу оцінити працездатність верстата та на їх основі створити програмний модуль для управління приводами.

Після проведених розрахунків та вибору раціональної конструкції БВПС зі спеціальним РО проводиться аналіз на економічну доцільність та технологічність виготовлення деталей та вузлів верстата.

## 5.2. Нові конструкції багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом та їх вузлів

Запропонована конструкція БВПС зі спеціальним РО та штангами постійної довжини (патент №67445) [6]. БВПС зі спеціальним РО завдяки тому, що напрямні з повзунами, з'єднаними з штангами, виконаними постійної довжини та механізми приводів і двигунів розташовані на основі, а основне навантаження сприймається напрямними дозволяє зменшити рухомі

маси, забезпечити підвищені швидкості переміщень. Конструкція верстата представлена на рисунку 5.1.

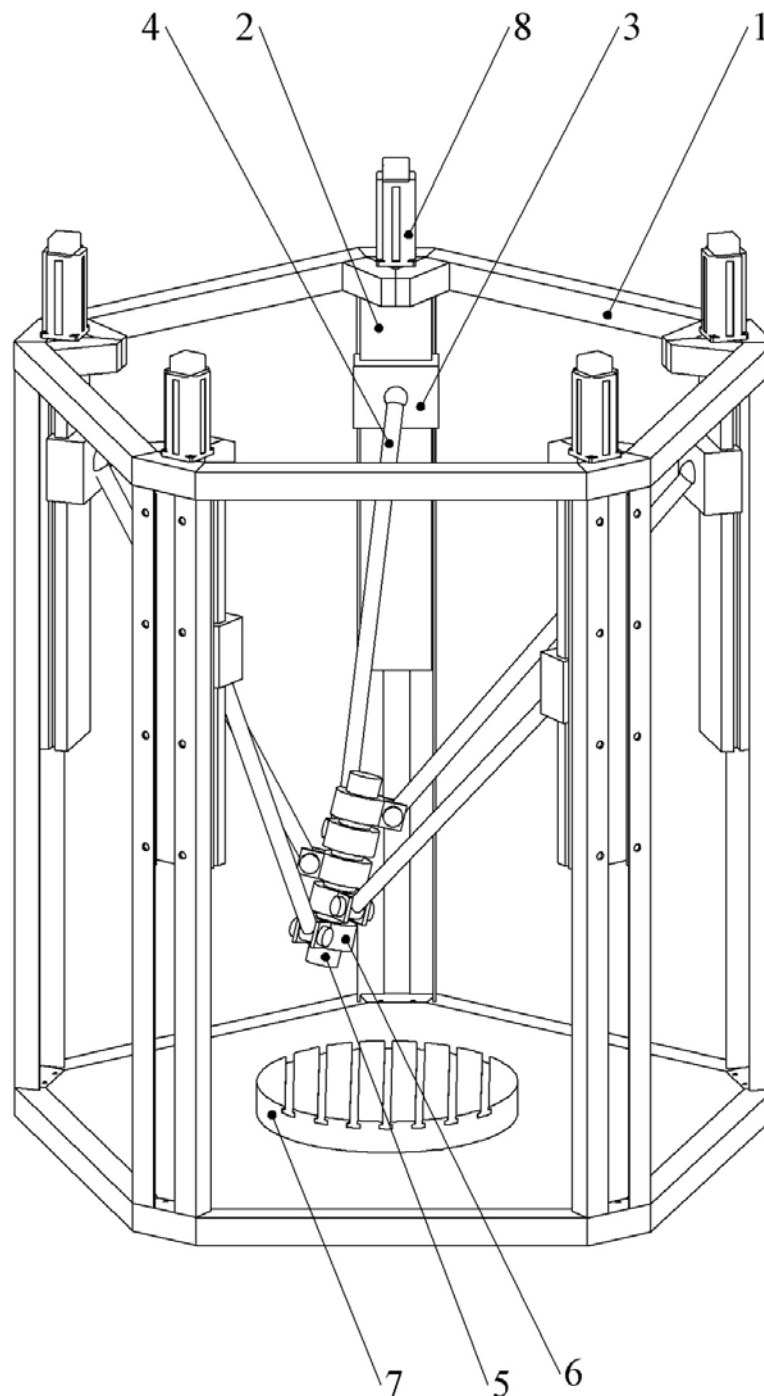


Рис. 5.1. БВПС зі спеціальним РО та штангами постійної довжини

Верстат, що складається з нерухомої основи 1, столу 7, РО 5, до якого прикріплені штанги 4, виконаними постійної довжини, через шарніри 6 таким чином, що вісь кожної штанги проходить через вісь РО, напрямні 2 з

повзунами 3, з'єднаними з штангами та механізми приводів і двигунів 8 розташовані на основі.

При конструюванні верстатів особливу увагу необхідно приділити шарнірним з'єднанням рухомих частин та здешевленню конструкції, таким чином запропоновано конструкцію штанги змінної довжини із можливістю усунення зазорів в шарнірах (патент №70002) [64]. Вказана задача вирішується завдяки тому, що гайка розміщена в карданному підвісі, а протилежний кінець гвинта з'єднаний з робочим органом за допомогою карданного шарніру, при цьому підшипники карданного підвісу та карданного шарніру виконані у вигляді еластичних вставок з конічними поверхнями та оснащені пружними пристроями. Конструкція штанги змінної довжини представлена на рисунку 5.2.

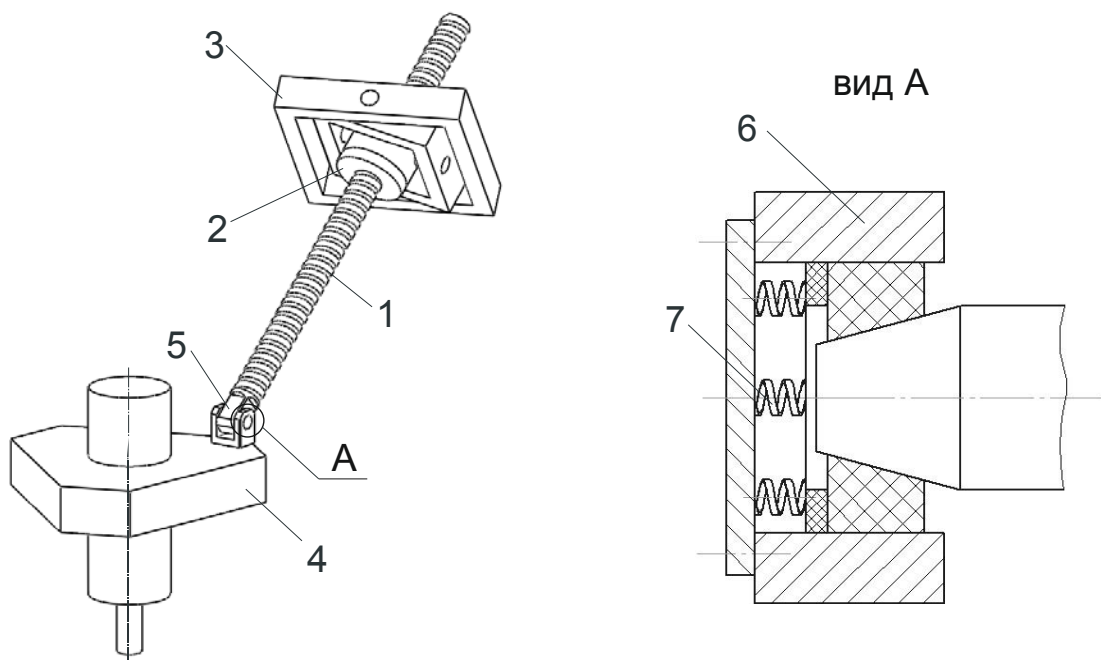


Рис. 5.2. Штанга змінної довжини

Штанга змінної довжини з кулькогвинтовою передачею, яка складається з гвинта 1 і гайки 2, розміщеної в карданному підвісі 3, а протилежний кінець гвинта 1 з'єднаний з робочим органом 4 за допомогою карданного шарніру 5, при цьому підшипники 6 карданного підвісу 3 та

карданного шарніру 5 виконані у вигляді еластичних вставок з конічними поверхнями та оснащені пружними пристроями 7.

Штанга змінної довжини працює таким чином. Шляхом зміни кута повороту гайки 2 кулькогвинтової передачі відносно карданного підвісу 3, відбувається зміна довжини робочої частини гвинта 1 і відповідно відстані між центрами шарнірних опор основи верстата та РО.

Запропонована конструкція РО для БВПС зі спеціальним РО (патент №84552) (рис. 5.3) [49]. Робочий орган, що складається із валу 1 та п'яти шарнірів 2 із підшипниками 3, які мають спільну вісь, розміщені безпосередньо на валу 1 та знаходяться на певній відстані один від одного завдяки дистанційним втулкам 4. Зміна орієнтації РО у просторі відбувається при зміні положення шарнірів 2 завдяки підшипникам 3, які здійснюють одночасний рух відносно корпусу шарніра 2 і вала РО 1.

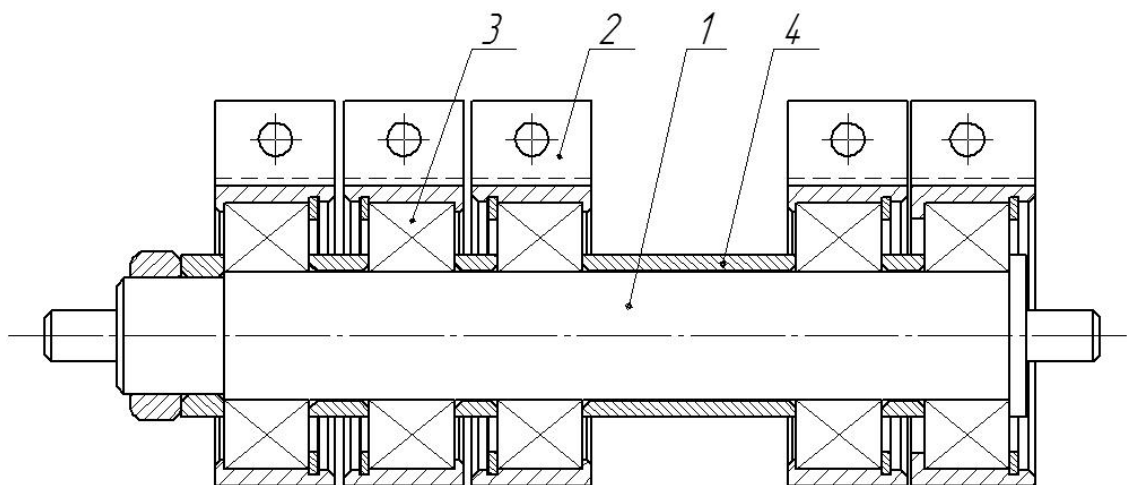


Рис. 5.3. Робочий орган

Отже завдяки тому, що підшипники шарнірів розміщені безпосередньо на валу та знаходяться на певній відстані один від одного завдяки дистанційним втулкам стає можливим спрощення та здешевлення конструкції, а також це дозволяє зменшити час і витрати на виготовлення РО.



Запропоновано конструкцію РО БВПС (рис. 5.4).

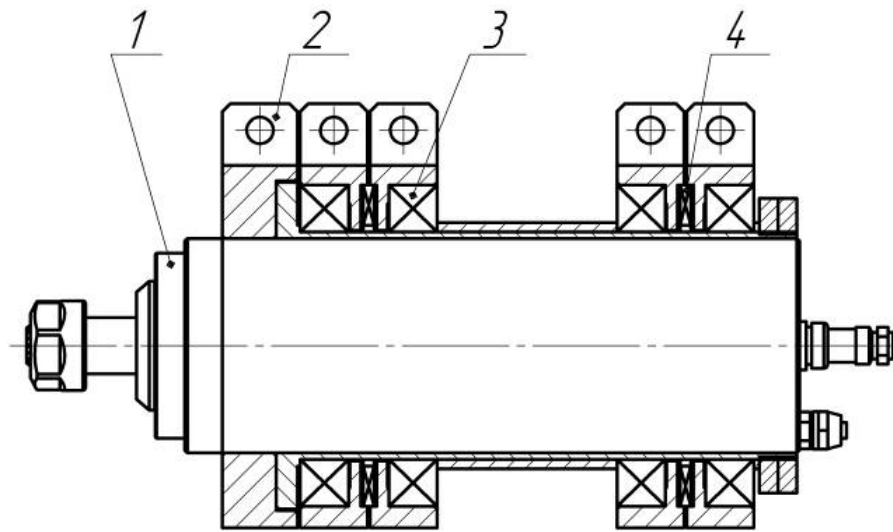


Рис. 5.4. Робочий орган

Він складається з мотор-шпинделя 1 та п'яти шарнірів 2 із радіально-упорними підшипниками 3, спільна вісь яких співпадає з віссю шпинделя. Для сприйняття осьового навантаження між шарнірами розміщені упорні роликові підшипники 4. Зміна орієнтації РО у просторі відбувається при зміні положення шарнірів 2 завдяки радіально-упорним підшипникам 3, які здійснюють одночасний рух відносно корпусу шарніра 2 і шпинделя РО 1.

За рахунок використання у конструкції РО упорних роликових підшипників, шарніри здатні сприймати осьове навантаження без можливості перекосу осі шарніру по відношенню до осі шпинделя.

### 5.3. Розширення можливостей обробки на багатокоординатних верстатах паралельної структури зі спеціальним робочим органом

Розглянуто декілька варіантів розширення можливостей обробки для БВПС зі спеціальним РО, шляхом удосконалення існуючої конструкції, оскільки не завжди є доцільним виготовлення нового обладнання.

Одним із варіантів збільшення РП БВПС зі спеціальним РО є використання іншої конструкції приводу. У першому випадку розглянуто

привід із карданним шарніром (приймаємо, що кути нахилу становлять  $60^\circ$  відносно осі симетрії), двигун передає обертання на гайку кулько-гвинтової передачі за рахунок паса, отже двигун розміщений на певній міжосьовій відстані від штанги, а це призводить до збільшення габаритів конструкції приводу та неповноцінного використання характеристик шарніру (фактичні кути нахилу становитимуть  $60^\circ$  і  $40^\circ$  відносно осі симетрії), оскільки є можливість при нахилу штанги перетину двигуна із основою верстата. У другому випадку розглянуто привід із розміщенням двигуна співвісно з штангою змінної довжини (фактичні кути нахилу становитимуть  $60^\circ$  відносно осі симетрії), але у цьому випадку спостерігається значне здороження конструкції приводу, оскільки двигуни даного типу коштують дорожче ніж звичайні. Отже доцільність використання даного методу необхідно підтвердити економічними розрахунками. Результати геометричної побудови РП штанг для першої та другої конструкції приводу верстата представлені на рис. 5.5. Також було визначено, що РП штанги у другому варіанті у 1,5 рази більше ніж у першому.

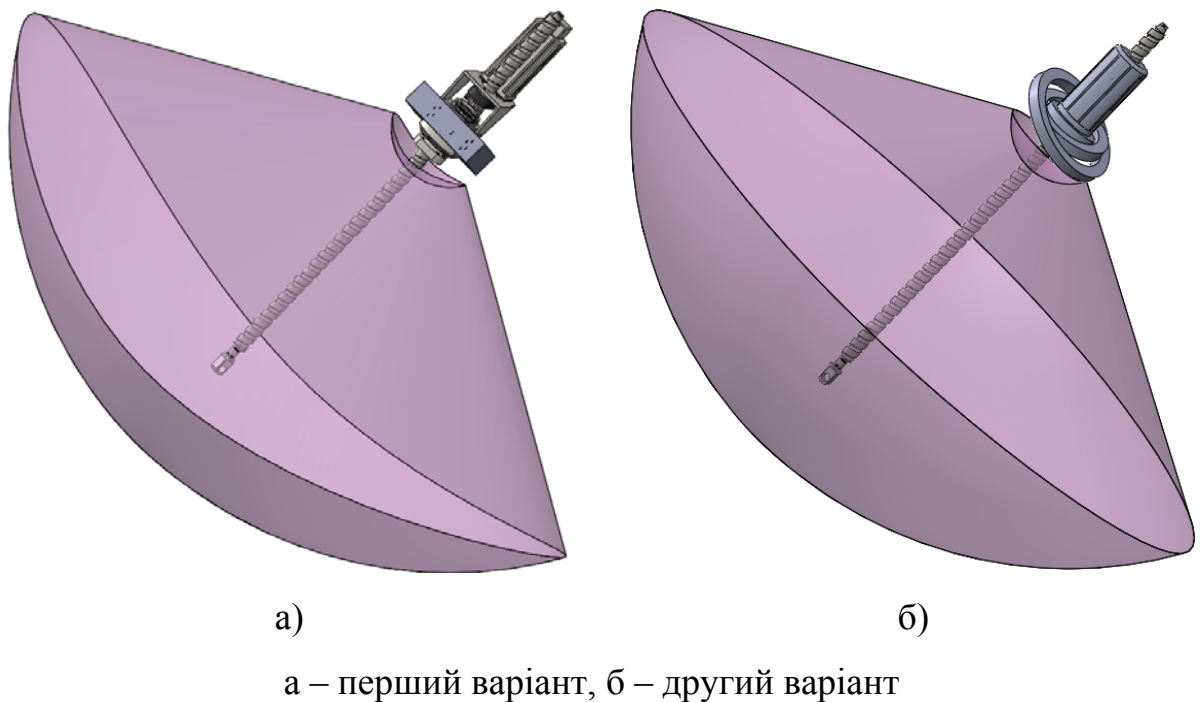


Рис. 5.5. РП штанги при різних конструкціях приводу верстата

Другим варіантом є зміна положення столу на якому кріпиться заготовка у горизонтальній площині для збільшення номенклатури продукції, що випускається, оскільки РП верстата має складну форму. Для прикладу приймаємо заготовку деталі у формі циліндра. На рис. 5.6 та 5.7 представлено різне розташування столу по відношенню до основи на якій розміщені приводи БВПС зі спеціальним РО. Максимальні габарити заготовки при розміщенні столу на відстані від найнижчої точки основи 650 мм (рис. 5.6) становлять: діаметр заготовки 160 мм, висота заготовки 370 мм, а при розміщенні столу на відстані від найнижчої точки основи 450 мм (рис. 5.7) становлять: діаметр заготовки 460 мм, висота заготовки 150 мм.

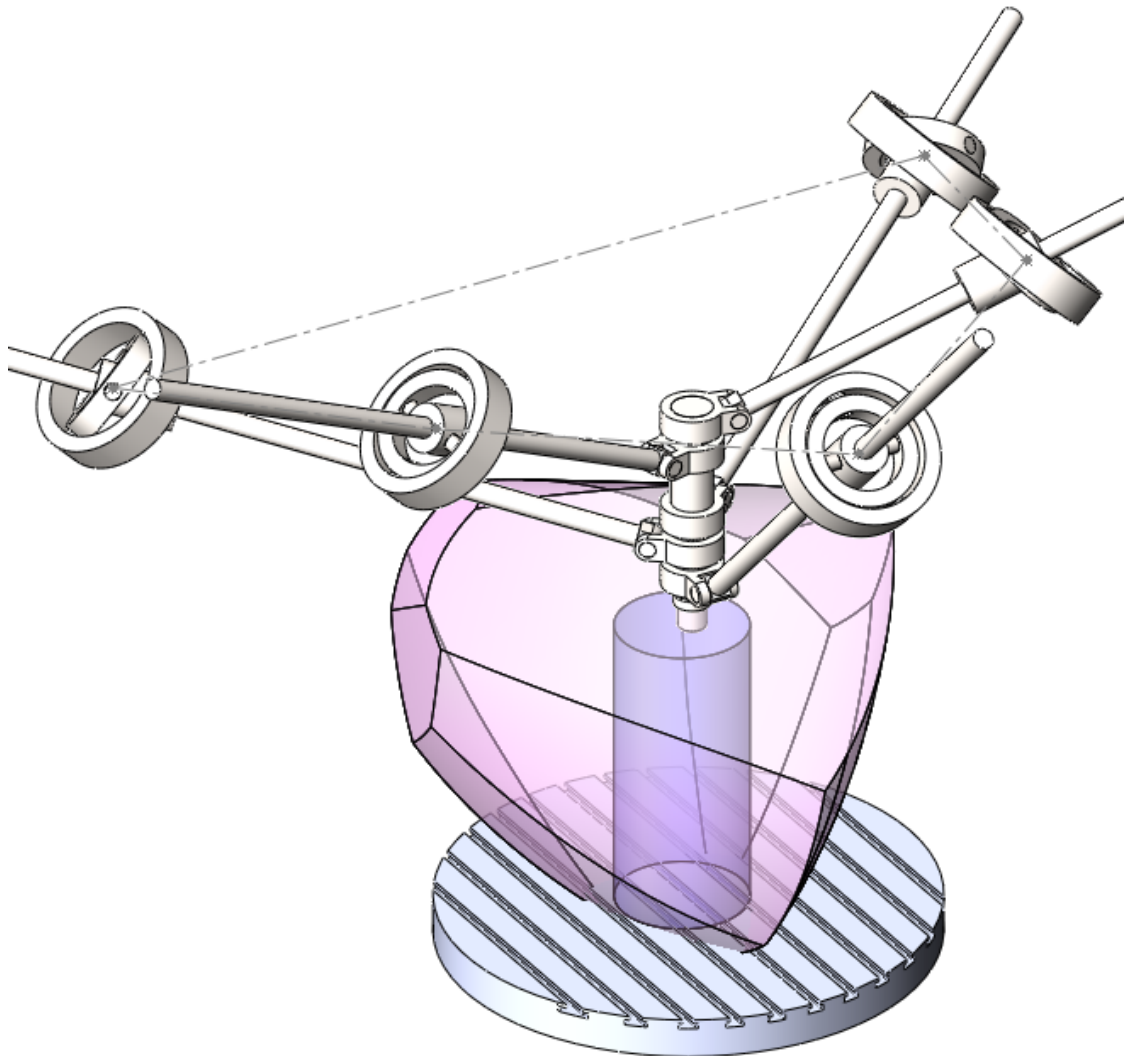


Рис. 5.6. Максимальні габарити заготовки при нижньому положенні столу

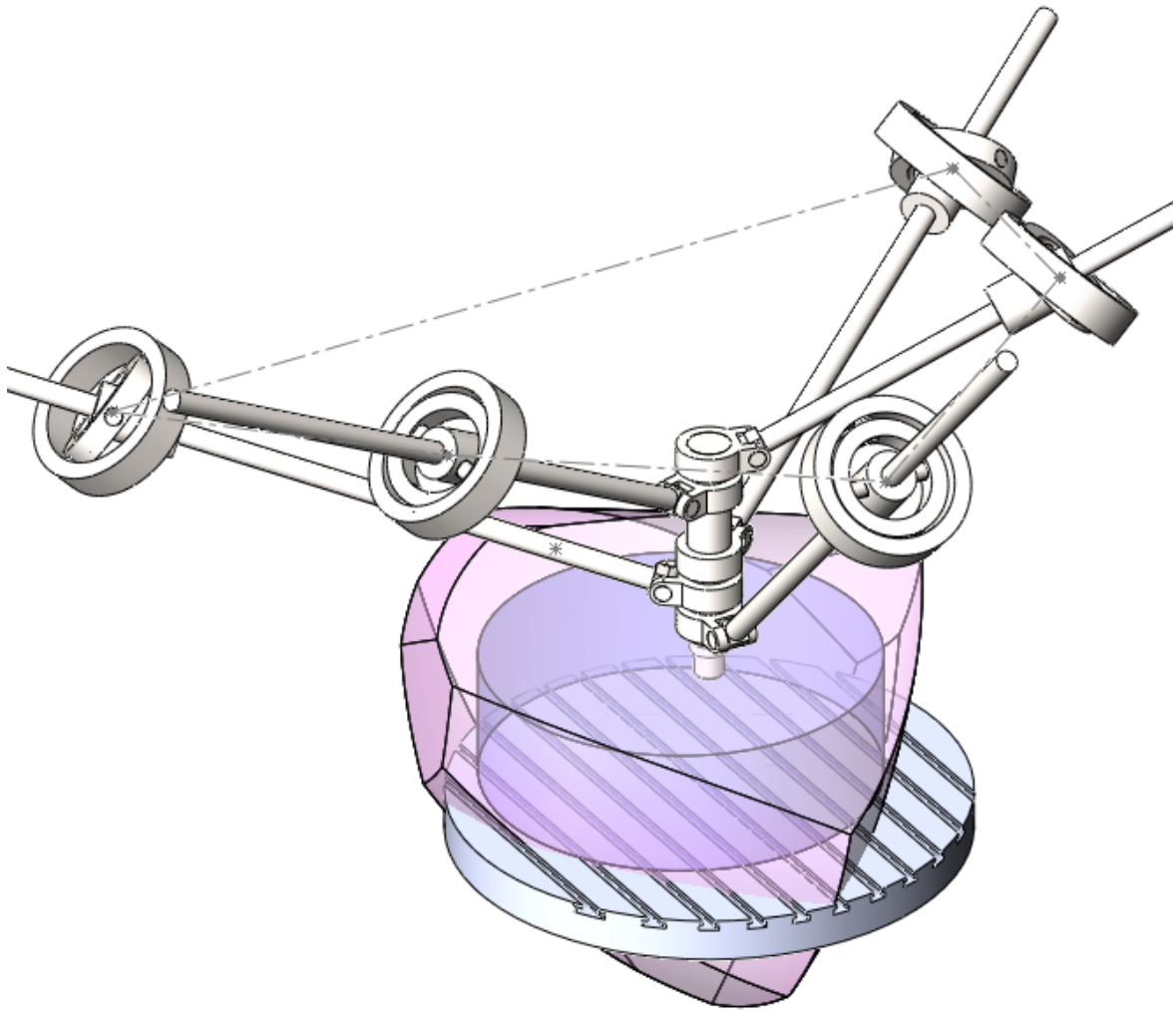


Рис. 5.7. Максимальні габарити заготовки при верхньому положенні столу

Для можливості управління вихідними характеристиками шляхом цілеспрямованої зміни геометричних параметрів в залежності від орієнтації РО та виду обробки запропоновано конструкцію БВПС зі спеціальним РО (рис. 5.8), у якого зміна положення шарнірів основи виконується вздовж координати  $Z$ .

БВПС зі спеціальним РО складається з основи 1, на якій розташовані напрямні 7 із шарнірами основи 2, а інші шарніри розташовані безпосередньо на основі 1. Шарніри основи 2 з'єднані зі штангами змінної довжини 3, а іншим кінцем кожна штанга 3 прикріплена до РО 4 через шарніри 5 таким

чином, що вісь кожної штанги 3 проходить через вісь РО 4. Оброблювана деталь встановлюється на стіл 6.

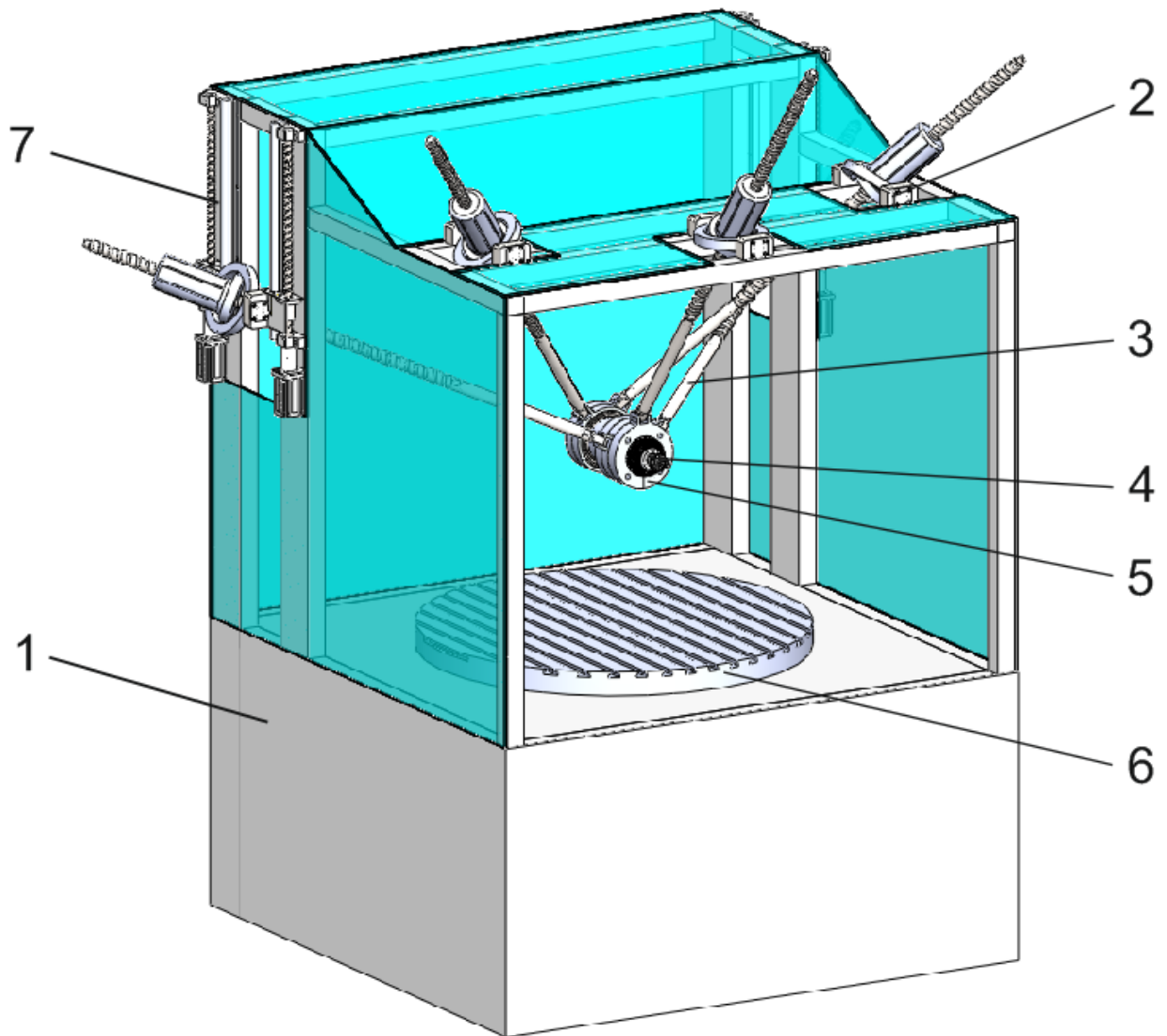
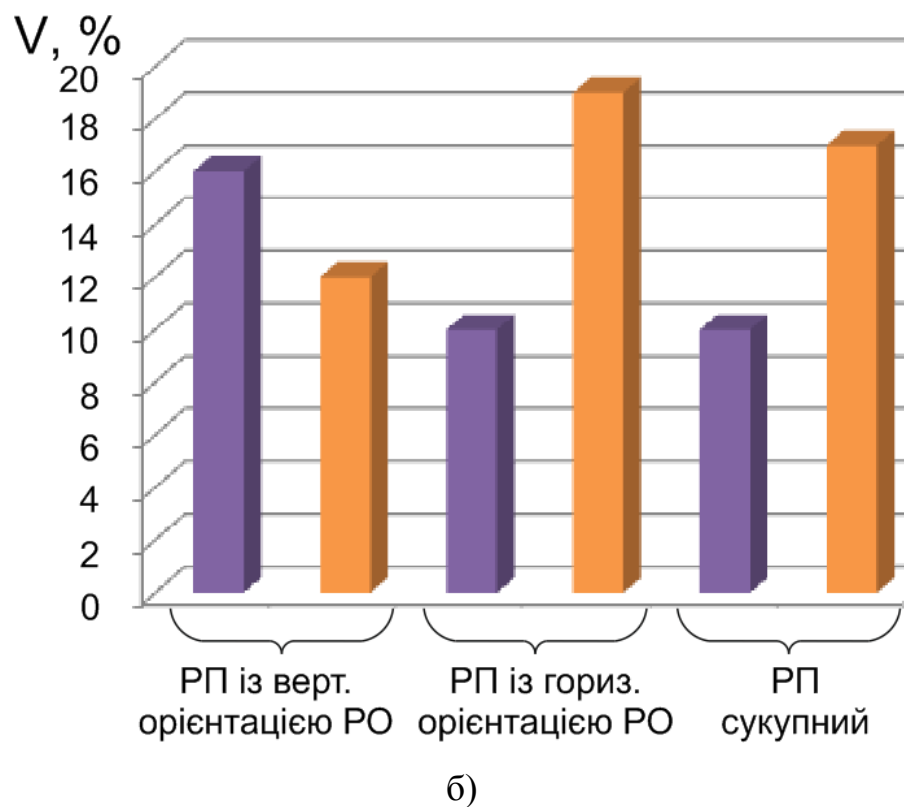
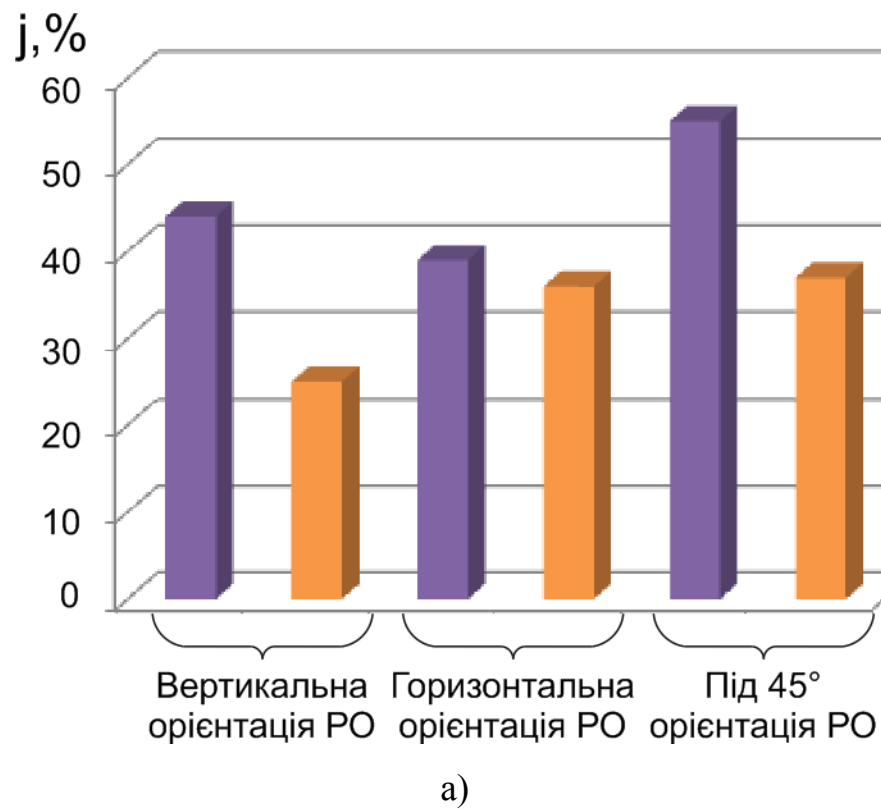


Рис. 5.8. Конструкція БВПС зі спеціальним РО

Особливістю верстата є переміщення двох шарнірів основи 2 по напрямним 7 вздовж осі Z, що дає змогу обрати їх раціональне розташування в залежності від типу обробки. Підвищення вихідних характеристик у процентному співвідношенні від впровадження даної конструкції при свердлильній та фрезерній обробці за критеріями приведеної до зони обробки жорсткості та РП представлені на рис. 5.9.



■ - свердлильна обробка    ■ - фрезерна обробка

Рис. 5.9. Збільшення приведеної жорсткості (а) та сукупного РП (б) БВПС зі спеціальним РО при раціональному виборі геометричних параметрів

Встановлено, що запропонований метод та конструкція БВПС дозволяє підвищити приведену до зони обробки жорсткість на 39 – 55% для свердлильної обробки, на 25 – 37 % для фрезерної обробки (залежно від орієнтації РО) та збільшити об'єм РП верстата на 9 – 18%, що дає змогу зменшити пружні деформації під час обробки та розширити номенклатуру оброблюваних деталей.

#### 5.4. Оцінка ефективності застосування багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом

Економічна ефективність використання БВПС зі спеціальним РО оцінюється шляхом порівняння собівартості обробки деталі (рис. 5.10) на БВПС зі спеціальним РО, верстаті-гексаподі та п'ятиосьовому вертикально-фрезерному центрі з ЧПК Haas VF-2TR з нахилено-поворотним столом. На відміну від базових, новий верстат вітчизняного виробництва є значно дешевшим, а порівняно з гексаподом – ще й продуктивнішим. Розрахунок проведено на прикладі фрезерної обробки деталі.

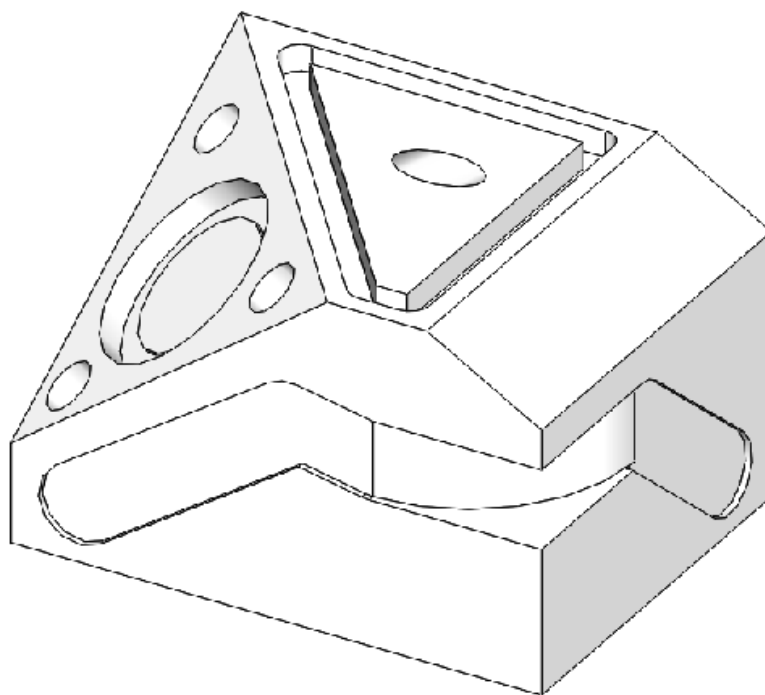


Рис. 5.10. Оброблювана деталь

Техніко-економічні показники базового та нового варіантів зведено до табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Загальні вихідні техніко-економічні показники базових та проектного верстатів

| №<br>п/<br>п | Показник                                                                                                            | Умовне<br>позна-<br>чення | Варіанти             |                |                     |
|--------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|----------------------|----------------|---------------------|
|              |                                                                                                                     |                           | Верстат-<br>гексапод | Haas<br>VF-2TR | БВПС зі<br>спец. РО |
| 1            | 2                                                                                                                   | 3                         | 4                    | 5              | 6                   |
| 1.           | Програма випуску деталей, шт./рік                                                                                   | $N_d$                     | 15000                | 15000          | 15000               |
| 2.           | Штучний час обробки, хв.                                                                                            | $T_{шт}$                  | 5,35                 | 4,45           | 4,45                |
| 3.           | Площа, яку займає верстат, м <sup>2</sup>                                                                           | $F_o$                     | 6,0                  | 11             | 5,0                 |
| 4.           | Потужність електродвигунів<br>верстата, кВт                                                                         | $N_b$                     | 14                   | 20             | 12                  |
| 5.           | Категорія ремонтної<br>складності, УРО:<br>а) механічної частини<br>верстата;<br>б) електричної частини<br>верстата | $R_m$<br>$R_e$            | 20<br>10,5           | 25<br>12       | 18<br>9             |
| 6.           | Розряд роботи оператора                                                                                             |                           | 4                    | 4              | 4                   |
| 7.           | Годинна тарифна ставка оператора,<br>грн/год.                                                                       | $C_T$                     | 32,387               | 32,387         | 32,387              |
| 8.           | Оптова ціна верстата, тис. грн.                                                                                     | $C_{опт}$                 | 1000                 | 2600           | 900                 |
| 9.           | Коефіцієнт додаткової зарплати                                                                                      | $K_d$                     | 0,1                  | 0,1            | 0,1                 |
| 10.          | Коефіцієнт відрахувань у соціальні<br>фонди                                                                         | $K_c$                     | 0,22                 | 0,22           | 0,22                |
| 11.          | Коефіцієнт одночасної роботи<br>двигунів                                                                            | $K_o$                     | 0,8                  | 0,8            | 0,8                 |
| 12.          | Коефіцієнт, який враховує<br>завантаження електродвигунів за<br>потужністю                                          | $K_N$                     | 0,7                  | 0,7            | 0,7                 |
| 13.          | Коефіцієнт, який враховує<br>завантаження електродвигунів за<br>часом                                               | $K_{ч}$                   | 0,5                  | 0,5            | 0,5                 |
| 14.          | Середній коефіцієнт корисної дії<br>електродвигунів                                                                 | $\eta_c$                  | 0,88                 | 0,88           | 0,88                |



Продовження табл. 5.1

|     |                                                                                                                             |                                    |            |            |            |
|-----|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|------------|------------|------------|
| 15. | Коефіцієнт, який враховує втрати електроенергії в мережі підприємства                                                       | $\eta_m$                           | 0,95       | 0,95       | 0,95       |
| 16. | Ціна 1 кВт-год силової електроенергії                                                                                       | $C_{\text{ел}}$                    | 2,429      | 2,429      | 2,429      |
| 17. | Годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини верстату, коп.                                           | $M_{\text{ГВ}}$                    | 28,5       | 28,5       | 28,5       |
| 18. | Коефіцієнт, який враховує тип виробництва                                                                                   | $K_{\text{п}}$                     | 0,85       | 0,85       | 0,85       |
| 19. | Річні витрати на всі види ремонту на 1 УРО, грн./рік:<br>а) механічної частини верстата;<br>б) електричної частини верстата | $G_{\text{ВМ}}$<br>$G_{\text{ВЕ}}$ | 490<br>215 | 490<br>215 | 490<br>215 |
| 20. | Дійсний річний фонд часу роботи верстата                                                                                    | $F_{\text{дрм}}$                   | 1840       | 1840       | 1840       |
| 21. | Коефіцієнт, який враховує додаткову площу (проходи, проїзди, додаткові приміщення)                                          | $K_{\text{ф}}$                     | 2,5        | 2,0        | 3,0        |
| 22. | Річні витрати, пов'язані з використанням 1 м <sup>2</sup> виробничого приміщення, грн./м <sup>2</sup>                       | $C$                                | 320        | 320        | 320        |
| 23. | Коефіцієнт, який враховує транспортування, монтаж, влаштування фундаменту верстата                                          | $K_{\text{тмф}}$                   | 1,19       | 1,15       | 1,19       |
| 24. | Норма амортизації на реновацію верстата, %                                                                                  | $H_a$                              | 15         | 15         | 15         |

Експлуатаційні витрати (собівартість обробки) при застосуванні базових та проектного верстатів, які припадають на одиницю продукції, зведено до табл. 5.2. До собівартості обробки включено лише ті статті витрат, які відрізняються в порівнюваних варіантах. В розрахунку використано дані табл. 5.1.

## Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

| № п/п | Стаття витрат                                                          | Формула для розрахунку                                                                                        | Результат, грн.  |             |                  |
|-------|------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|-------------|------------------|
|       |                                                                        |                                                                                                               | Верстат-гексапод | Haas VF-2TR | БВПС зі спец. РО |
| 1.    | Заробітна плата основна, додаткова з відрахуванням и у соціальні фонди | $B_3 = C_r \cdot \frac{T_{шт}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c)$                                           | 3,876            | 3,224       | 3,224            |
| 2.    | Електроенергія силова                                                  | $B_{ел} = \frac{N_b \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{T_{шт}}{60} \cdot C_{ел}$ | 1,016            | 1,207       | 0,724            |
| 3.    | Допоміжні матеріали                                                    | $B_{мд} = \frac{M_{гв} \cdot R_m \cdot T_{шт}}{60 \cdot 100} \cdot K_p$                                       | 0,508            | 0,528       | 0,381            |
| 4.    | Ремонт обладнання                                                      | $B_p = \frac{R_m \cdot \Gamma_{вм} + R_e \cdot \Gamma_{ве}}{F_{дрм}} \cdot \frac{T_{шт}}{60}$                 | 0,584            | 0,598       | 0,434            |
| 5.    | Утримання приміщення                                                   | $B_{уп} = \frac{F_o \cdot K_d \cdot C}{F_{дрм}} \cdot \frac{T_{шт}}{60}$                                      | 0,233            | 0,284       | 0,194            |
| 6.    | Амортизація обладнання                                                 | $B_a = \frac{C_{опт} \cdot K_{тмф} \cdot H_a}{F_{дрм} \cdot 100} \cdot \frac{T_{шт}}{60}$                     | 8,651            | 18,078      | 6,476            |
| 7.    | Загальна сума експлуатаційних витрат                                   | $B_{ек} = \sum_{i=1}^m B_i$ ,<br>де $B_i$ - експлуатаційні витрати за статтями 1-7                            | 14,866           | 23,918      | 11,431           |

З табл. 1 видно, що за критерієм мінімуму експлуатаційних витрат найкращим є проектний БВПС зі спеціальним РО. Серед двох базових варіантів меншою є собівартість обробки на верстаті-гексаподі. Саме цей верстат слід прийняти у якості бази для порівняння у процесі визначення підсумкових показників економічної ефективності.

Річний економічний ефект від експлуатації нового технологічного обладнання (БВПС зі спеціальним РО):

$$E_p = (B_{ек.баз} - B_{ек.нов}) \cdot N_d - E_n \cdot K_{дод},$$

де  $B_{ек.баз}$ ,  $B_{ек.нов}$  – експлуатаційні витрати відповідно в базовому та новому варіантах, грн.;

$E_n$  – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ( $E_n=0,16$ );

$N_d$  – річна програма обробки деталі на верстаті;

$K_{дод}$  – додаткові капітальні витрати, грн.

$$K_{дод} = \Phi_{бал.нов} \cdot Q_n - \Phi_{бал.баз} \cdot Q_{баз},$$

де  $\Phi_{бал.нов}$ ,  $\Phi_{бал.баз}$  – відповідно балансова вартість нового та базових верстатів, грн.;

$Q_n$ ,  $Q_{баз}$  – відповідно потреба у новому і базовому обладнанні для виконання річної виробничої програми випуску деталі, шт./рік:

$$Q = \frac{N_d \cdot T_{шт}}{F_{орм} \cdot 60 \cdot K_{вн}},$$

де  $K_{вн}$  – коефіцієнт виконання норм на підприємстві ( $K_{вн}=1$ ).

$$K_{дод} = 1000000 \cdot 1,19 \cdot 1 - 900000 \cdot 1,19 \cdot 1 = 119000 \text{ грн.}$$

$$E_p = (14,866 - 11,431) \cdot 15000 - 0,16 \cdot 119000 = 32500 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капіталовкладень:

$$T_{ок} = \frac{K_{дод}}{(B_{ек.баз} - B_{ек.нов}) \cdot N_d} = \frac{119000}{(14,866 - 11,431) \cdot 15000} = 2,3 \text{ роки.}$$

## 5.5. Висновки за розділом

1. Описано основні особливості проектування БВПС зі спеціальним РО при визначенні раціональної конструкції та її параметрів в залежності від заданих технічних характеристик.

2. Запропоновано нову конструкцію БВПС із штангами постійної довжини, конструкцію штанги змінної довжини із можливістю усунення зазорів в шарнірах, декілька конструкцій спеціального РО верстата.

3. Розглянуто варіанти розширення можливості обробки для БВПС зі спеціальним РО, шляхом удосконалення існуючої конструкції. Запропоновано та науково обґрунтовано метод підвищення приведеної просторової жорсткості та розширення РП БВПС зі спеціальним РО шляхом цілеспрямованої зміни геометричних параметрів верстата за рахунок переміщення окремих шарнірних опор основи.

4. Проведено оцінку ефективності застосування БВПС зі спеціальним РО. Очікуваний економічний ефект від експлуатації запропонованого БВПС зі спеціальним РО складає 32500 грн. на 15000 шт. деталей.

Основні результати з рекомендацій по проектуванню БВПС зі спеціальним РО за розділом опубліковані в [6, 49, 64].

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-технічну задачу підвищення вихідних характеристик БВПС зі спеціальним РО, шарніри якого мають спільну вісь, завдяки обґрунтуванню раціональної компоновки і геометричних параметрів верстата, а також шляхом цілеспрямованої зміни геометричних параметрів залежно від орієнтації РО та виду обробки.

Результати досліджень, представлені у роботі, дозволяють зробити такі загальні висновки:

1. Розроблено узагальнену компонувальну схему і математичні моделі БВПС зі спеціальним РО, які характеризують розміщення опорних шарнірів у просторі, та удосконалено аналітичний метод визначення зворотної задачі кінематики БВПС зі спеціальним РО, що порівняно з існуючим методом дає змогу скоротити час на обчислення та мінімізувати похибки розрахунку. Встановлено характер зміни довжин штанг залежно від переміщення РО вздовж осей, а також кутів нахилу РО. За результатами розрахунків та проведеного моделювання з використанням програмного комплексу SolidWorks Motion доведено і продемонстровано можливість при обраних конструктивних параметрах отримання діаграм зміни довжин штанг для відпрацювання робочим органом верстата заданої функціональної траєкторії.

2. На основі викладеної методики графічної побудови РП БВПС зі спеціальним РО у середовищі SolidWorks було отримано тривимірну модель РП із вертикальною та горизонтальною орієнтацією РО та встановлено відмінності у формі, розміщенні та об'ємі отриманого простору. На основі отриманого сукупного орієнтаційного РП БВПС зі спеціальним РО встановлено залежність його об'єму від змін діапазону довжин штанг. Зокрема, для досягнення об'єму РП верстата  $0,2 \text{ м}^3$  мінімальні та максимальні довжини штанг складають 0,35 м та 1,18 м або 0,6 та 1,42 м, що безпосередньо визначає габаритні розміри верстата.

3. За допомогою розробленої методики розрахунку загальної приведеної до зони обробки жорсткості БВПС зі спеціальним РО встановлено, що жорсткість у напрямку осі X при вертикальному розміщенні РО та під кутом  $45^\circ$  в середньому перевищує жорсткість штанги змінної довжини у 2,5 раза, а при горизонтальному положенні – у 1,7 раза. Жорсткість у напрямку осі Y при вертикальному положенні РО приблизно дорівнює жорсткості штанги, а під кутом  $45^\circ$  та горизонтальному положенні перевищує її у 1,5 раза. Жорсткість у напрямку осі Z при вертикальному положенні РО перевищує жорсткість штанги у 1,5 раза, а при під кутом  $45^\circ$  та горизонтальному положенні – у 2,5 раза. Для всіх положень РО максимальна поступальна жорсткість у напрямку осі X збільшується при віддаленні від площини YOZ, жорсткість у напрямку осі Y збільшується при віддаленні від площини XOZ, а у напрямку осі Z спостерігається у центрі РП. Отримані результати дають змогу обрати зону обробки деталі із заданими показниками жорсткості механізму БВПС зі спеціальним РО і забезпечити необхідну точність обробки.

4. Встановлено, що за запропонованим критерієм жорсткості БВПС раціональним варіантом компоновки РО є розміщення його шарнірних опор вздовж осі групами 3-2 від переднього кінця шпинделя. Величина приведеної до зони обробки жорсткості зростає із збільшенням загальної довжини РО, збільшенням радіуса шарнірів РО та наближенні першого шарніра до переднього кінця шпинделя, причому при вертикальній орієнтації РО цей вплив сильніший, ніж при горизонтальній.

5. Експериментальними дослідженнями розробленої та виготовленої конструкції РО встановлено, що жорсткість його шарнірів у напрямку осі шпинделя у 5 – 7 разів більша, ніж у радіальному напрямку. Експериментальні вимірювання переміщень РО на спроектованому та виготовленому БВПС з горизонтальною та вертикальною орієнтацією РО при навантаженні по осях X, Y та Z при зміні положення РО в просторі показали, що максимальні переміщення по осях співпадають із напрямком дії

навантаження. При навантаженні РО з горизонтальною орієнтацією вздовж осі  $X$  максимальне переміщення  $\Delta x$  складає 55 мкм, а при вертикальній орієнтації у 1,4 раза більше. При навантаженні РО з горизонтальною та вертикальною орієнтацією вздовж осі  $Y$  максимальні переміщення  $\Delta y$  суттєво не відрізняються. При навантаженні РО з горизонтальною орієнтацією вздовж осі  $Z$  максимальне переміщення  $\Delta z$  складає 109 мкм, а при вертикальній орієнтації у 5 разів менше. Розроблена методика і отримані результати розрахунків з використанням побудованих еліпсоїдів жорсткості дають змогу визначити можливі просторові орієнтації деталі та інструмента з мінімальними пружними переміщеннями.

6. Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць жорсткості при горизонтальній та вертикальній орієнтації РО для різних положень у просторі виконано за елементами головної діагоналі матриць жорсткості та власними значеннями. Максимальна різниця результатів теоретичних та експериментальних досліджень при горизонтальній орієнтації РО за елементами головної діагоналі матриць жорсткості складає 19,8%, а при вертикальній орієнтації 19,4 %, що є допустимою величиною. Максимальна різниця результатів за власними значеннями матриць при горизонтальній орієнтації РО складає 19,9 %, а при вертикальній орієнтації – 19,3%, що є також допустимою величиною. Орієнтація еліпсоїдів жорсткості для всіх положень РО у просторі співпадає.

7. Запропоновано та науково обґрунтовано метод підвищення приведеної просторової жорсткості та розширення РП БВПС зі спеціальним РО шляхом цілеспрямованої зміни геометричних параметрів верстата за рахунок зміни конфігурації розташування окремих шарнірних опор на нерухомій основі. Встановлено, що запропонований метод та конструкція БВПС дозволяє підвищити приведену до зони обробки жорсткість на 39 – 55% для свердлильної обробки, на 25 – 37 % для фрезерної обробки (залежно від орієнтації РО) та збільшити об'єм РП верстата на 9 – 18%, що дає змогу

зменшити пружні деформації під час обробки та розширити номенклатуру оброблюваних деталей.

8. Сформульовані основні особливості проектування БВПС зі спеціальним РО та розроблено методи розширення можливостей обробки на існуючій конструкції БВПС зі спеціальним РО. Запропоновано нову конструкцію БВПС зі спеціальним РО та їх елементів, які захищені патентами України. Результати досліджень передано для впровадження на НВФ «КІТ-КОНСАЛТИНГ», м. Кропивницький.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Акмаев О. К., Еникеев Б. А., Юсупов А. Ф. Сравнительный анализ жесткостных характеристик станка классической компоновки и станка с параллельной кинематикой. *Управление и обработка информации в сложных системах*. 2014. С. 135–140.
2. Афонин В. Л., Подзоров П. В., Слепцов В. В. Обработывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры : учеб. пособ. Москва: Изд-во МГТУ Станкин, 2006. 448 с.
3. Бушуев В. В., Хольшев И. Г. Механизмы параллельной структуры в машиностроении. *СТИН*. 2001. № 1. С. 3–8.
4. Валявський І. А., Кириченко А. М. Дослідження робочого простору верстатів гексаподів. *Вісник ЖДТУ. Технічні науки*. Житомир, 2008. № 3. С. 10–16.
5. Валявський І. А., Кулешков Ю. В. Дослідження впливу компоновальної схеми та діапазону зміни довжини кінематичних ланок на просторові рухові характеристики гексаподів. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2015. Вип. 45, ч. 1. С. 115–120.
6. Верстат: пат. 67445 Україна: МПК В23Q 7/00. № u201107981; заявл. 24.06.2011; опубл. 27.02.2012, Бюл. № 4. 2 с.
7. Виртуальная международная выставка станкостроения: офіційний сайт. URL: <http://www.stanki-vie.ru>.
8. Гутыря С. С., Яглинский В. П. Механизмы параллельной структуры в современном машиностроительном производстве. *Науковий журнал. Технологічні комплекси*. Луцьк, 2010. № 2. С. 25–35.
9. Дмитрієв Д. О. Компоновки і кінематика свердлильно-фрезерних верстатів з механізмами паралельної структури. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*.

Київ, 2010. № 59. С. 129–134.

10. Дмитрієв Д. О. Компонетика верстатів з механізмами паралельної структури. *Науковий журнал. Технологічні комплекси*. Луцьк, 2011. № 3. С. 37–48.

11. Дмитрієв Д. О. Кінетостатичний аналіз каркасних компоновок верстатів з механізмами паралельної структури. *Науковий журнал. Технологічні комплекси*. Луцьк, 2010. № 2. С. 40–45.

12. Кириченко А. М. Вплив попереднього навантаження на просторову жорсткість робочого органа верстата з механізмом паралельної структури. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2010. Вип. 23. С. 364–370.

13. Кириченко А. М. Динаміка рухомої платформи верстата паралельної структури з незамкненими гвинтовими приводами зміни довжини штанг. *Технологічні комплекси*. Луцьк, 2013. № 1 (7). С. 146–150.

14. Кириченко А. М. Експериментальне вимірювання жорсткості моделі гексапода. *Вісник ТНТУ (Машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки)*. Тернопіль, 2012. Том 66. № 2. С. 114–120.

15. Кириченко А. М. Матриця жорсткості просторових механізмів паралельної структури з пружними ланками. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2010. Вип. 40, ч. 1. С. 256–262.

16. Кириченко А. М. Моделювання жорсткості верстата-гексапода. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2008. Вип. 21. С. 122–126.

17. Кириченко А. М. Особливості кінематики гексапода з

карданними опорами та гвинтовими приводами ланок. *Вісник ТНТУ*. Тернопіль, 2011. Том 17. № 2. С. 83–88.

18. Кириченко А. М. Підвищення геометричної точності гексапода. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2013. Вип. 43, ч. 1. С. 284–290.

19. Кириченко А. М. Показники жорсткості верстатного обладнання з паралельною кінематикою. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2009. Вип. 22. С. 272–282.

20. Кириченко А. М. Приведення до зони обробки жорсткості та податливості обладнання з механізмами паралельної структури. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Серія: Машинобудування. Київ, 2010. №59. С. 205–210.

21. Кириченко А. М. Просторова жорсткість обладнання з паралельною кінематикою. *Вісник ЖДТУ*. Житомир, 2010. №8. С. 88–97.

22. Кириченко А. М., Сабірзянов Т. Г. Результати дослідної ідентифікації геометричних параметрів верстата паралельної структури. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2012. Вип. 42, ч. 2. С. 238–242.

23. Кириченко А. М., Струтинський В. Б. Геометрична побудова робочого простору обладнання з механізмами паралельної структури. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2011. Вип. 24, ч. I. С. 216–222.

24. Кириченко А. М., Шелепко О. В. Експериментальне дослідження жорсткості шарнірів робочого органа багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». *Вісник Херсонського національного*

*технічного університету*. Херсон, 2015. № 4 (55). С. 31–35.

25. Кириченко А. М., Шелепко О. В., Сапон С. П. Кінематика п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою. *Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки»*. Чернігів, 2013. № 3 (67). С. 100–104.

26. Кириченко А. М., Шелепко О. В., Черновол М. І. Просторова жорсткість верстата з механізмом паралельної структури «пентапод». *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2012. Вип. 42, ч. II. С. 187–190.

27. Кириченко А. М., Шелепко О. В. Вибір компоновки багатокоординатного верстата паралельної структури з ланками змінної довжини. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2015. № 28. С. 3–8.

28. Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Валявський І. А., Скляр Р. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. Кіровоград : КНТУ, 2004. 449 с.

29. Кузнецов Ю. М., Степаненко О. О., Манжол М. Ю., Рожко О. І. Модульний принцип створення нових компонувань малогабаритних верстатів каркасної будови. *Вісник СевНТУ. Серія : Машиноприладобудування та транспорт*. Севастополь, 2013. Вип. 140. С. 47–51.

30. Кузнецов Ю. Н. Генетико-морфологический принцип создания станков нового поколения. *Вісник СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія*. Севастополь, 2010. Вип. 110. С. 3–12.

31. Кузнецов Ю. Н., Шинкаренко В. Ф. Генетический подход к созданию сложных технических систем. *Технологічні комплекси*. Луцьк, 2012. № 1, 2 (5, 6). С. 21–29.

32. Кузнецов Ю. М., Дмитрієв Д. О., Діневич Г. Ю. Компоновки

верстатів з механізмами паралельної структури : монографія. Херсон, 2009. 456 с.

33. Кузнецов Ю. М., Кеба П. В., Дмитрієв Д. О. Експериментальні дослідження жорсткості макету фрезерного верстата пірамідальної компоновки типу «триглайд». *Збірник наукових праць Севастопольського національного технічного університету. Серія: Машиноприладобудування та транспорт*. Севастополь, 2012. Вип. 128. С. 119–124.

34. Кузнецов Ю. М., Подольський М. І., Дмитрієв Д. О., Рожко О. І. Кінетостатичний аналіз та дослідження динамічних характеристик супортної системи токарного верстата типу «Гексаглайд». *Наукові нотатки*. Луцьк, 2013. Вип. 42. С. 150-156.

35. Лапик : офіційний сайт виробника. URL : <http://www.lapic.ru>.

36. Павленко І. І., Валявський І. А. Особливості модульної будови верстатів з паралельною кінематикою. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2010. Вип. 40, ч. 2. С. 128–133.

37. Павленко І. І., Валявський І. А. Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кіровоград, 2008. Вип. 21. С. 304–310.

38. Павленко І. І., Валявський І. А., Гнатюк А. О. Інтегральний робочий простір верстатів-гексаподів. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2010. Вип. 23. С. 100–107.

39. Павленко І. І., Вахніченко Д. В. Аналіз робочого простору верстата з паралельною кінематикою. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в*

сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). Кіровоград, 2012. Вип. 25, ч. 1. С. 117–123.

40. Павленко І. І., Вахніченко Д. В. Аналіз робочого простору верстата з паралельною кінематикою при обробці деталей під кутом. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2013. Вип. 26. С. 48–53.

41. Павленко І. І., Вахніченко Д. В. Дослідження робочого простору верстата з паралельною структурою. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Київ, 2014. № 2. С. 66–70.

42. Павленко І. І., Вахніченко Д. В. Особливості силового навантаження гексаподів при свердлінні під кутом. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Серія : Машинобудування. Київ, 2015. № 73. С. 119–123.

43. Павленко І. І., Вахніченко Д. В., Костюк Є. С., Кропівний В. М. Тенденції розвитку обладнання з механізмами паралельної структури. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2012. Вип. 42, ч. II. С. 181–186.

44. Павленко І. І., Вахніченко Д. В., Кропівний В. М. Експериментальне дослідження силового навантаження МПС. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2014. Вип. 27. С. 45–49.

45. Павленко І. І., Вахніченко Д. В., Якименко С. М. Зона обслуговування верстата з МПС при виконанні свердлильних операцій. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2014. Вип. 44. С. 128–136.

46. Павленко, И. И. Основные показатели двигательных возможностей роботов. *Вестник машиностроения*, 1980. Вып. 4. С. 9–11.
47. Подольский М. И., Русанов С. А., Дмитриев Д. А. Математическое моделирование динамики суппортной системы токарного станка типа «гексаглайд». *Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт*. Севастополь, 2013. Вип. 139. С. 176–182.
48. Пономаренко О. В. Робочий простір п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2011. Вип. 41, ч. II. С. 232–236.
49. Робочий орган п'ятикоординатного верстата: пат. 84552 Україна: МПК F16C 11/08. № u201304945; заявл. 17.04.2013; опубл. 25.10.2013, Бюл. № 20. 2 с.
50. Серков Н. А., Вайштейн И. В., Мерзляков А. А., Сироткин Р. О. Результаты экспериментальных исследований параллельной структуры на примере станка «Гексамех-1». *Вестник научно-технического развития*, 2008. №5 (9). С. 67–88.
51. Сиденко В. М., Грушко И. М. Основы научных исследований. Харьков : «Вища школа», 1977. 200 с.
52. Струтинський В. Б., Кириченко А. М. Експериментальне визначення матриці жорсткості моделі гексапода. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2011. Вип. 41, ч. 1. С. 133–141.
53. Струтинський В. Б., Кириченко А. М. Ідентифікація геометричних параметрів механізмів паралельної структури з ланками змінної довжини. *Технологічні комплекси*. Луцьк, 2011. № 2 (4). С. 62–67.
54. Струтинський В. Б., Кириченко А. М. Математичний апарат векторів шостого порядку для розрахунків жорсткості просторових

механізмів паралельної структури. *Вісник СумДУ. Серія: «Технічні науки»*. Суми, 2010. № 2. С. 142–154.

55. Струтинський В. Б., Кириченко А. М. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Серія: *Машинобудування*. Київ, 2009. №57. С. 198–207.

56. Струтинський С. В. Концептуальні принципи теорії проектування інноваційних мехатронних просторових систем приводів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія : *Математичне моделювання в техніці та технологіях*. Харків, 2015. № 41. С. 119–129.

57. Струтинський С. В., Гуржій А. А. Визначення стохастичних динамічних навантажень, які виникають на особливих ділянках траєкторії руху виконавчого органу просторової системи приводів. *Вісник НТУУ «Київський політехнічний інститут»*. Серія: *Машинобудування*. Київ, 2012. № 66. Т. 1. С. 38–45.

58. Сулацкая Е. Ю., Петрова Л. Н. Моделирование рабочего пространства станка с параллельной кинематикой. *Вестник ЮУрГ*, 2009. №11. С. 42–45.

59. Тенденции зарубежного станкостроения : офіційний сайт журналу. URL : [http://www.umpro.ru/index.php?page\\_id=17&art\\_id\\_1=191&group\\_id\\_4=73](http://www.umpro.ru/index.php?page_id=17&art_id_1=191&group_id_4=73).

60. Управление производством : офіційний сайт. URL : [http://www.up-pro.ru/library/production\\_management/zarubejnyj-opyt/sovremennoe-stankostroenie.html](http://www.up-pro.ru/library/production_management/zarubejnyj-opyt/sovremennoe-stankostroenie.html).

61. Черновол М. І., Валявський І. А., Кириченко А. М. Експериментальне вимірювання пружних переміщень виконавчого органу верстата-гексапода. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2008. Вип. 38. С. 119–124.



62. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Вибір раціональної конструкції робочого органа верстата-пентапода за критерієм приведеної жорсткості. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук, 2018. Випуск 5 (112). С. 81–86.
63. Шелепко О. В., Кириченко А. М., Гречка А. І. Експериментальне визначення жорсткості багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». *Збірник наукових праць Центральноукраїнського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кропивницький, 2018. № 28. С. 3–8.
64. Штанга змінної довжини: пат. 70002 Україна: МПК В23Q 3/00, В23В 31/00. № u201112836; заявл. 01.11.2011; опубл. 25.05.2012, Бюл. № 10. 2 с.
65. Яглинский В. П. Кинематика оборудования на основе механизмов параллельной структуры : монография. : Прогрессивное машиностроительное оборудование. Коллективная монография. – Орел: Изд. дом Спектр, 2011. 455 с.
66. Яглинский, В. П., Гутиря С. С. Механизмы параллельной структуры в современном машиностроительном производстве. *Технологічні комплекси*, 2010. № 2. С. 25–35.
67. Яглінський, В. П. Кінематика і параметрична надійність робіт паралельної структури. *Методи розв'язування прикладних задач механіки деформованого твердого тіла*. Дніпропетровськ, 2010. Вип. 11. С. 324–331.
68. Bär G. F., Gunter Weiß. Kinematic Analysis of a Pentapod Robot *Journal for Geometry and Graphics*, 2006. No. 2. P. 173–182.
69. Bonev I. A., Ryu J., S.-G. Kim, Lee S.-K. A closed-form solution to the direct kinematics of nearly general parallel manipulators with optimally located three linear extra sensors. *IEEE Transactions on robotics and automation*, 2001. Vol. 17, No. 2. P. 148–156.
70. Bonev I. A., Ryu J. A new method for solving the direct kinematics of

general 6-6 Stewart Platform using three linear extra sensors. *Mechanism and Machine Theory*, 2000. Vol. 35, No. 3. P. 423–436.

71. Bonev I. A., Ryu J. Workspace Analysis of 6-PRRS Parallel Manipulators based on the vertex space concept. *ASME Design Engineering Technical Conference*. Las Vegas, 1999. P. 1–8.

72. Borràs J., Thomas F. Singularity-Invariant Leg Substitutions in Pentapods. *IEEE/RSJ Int. Conference on Intelligent Robots and Systems*, Taipei, Taiwan, October 18–22 (2010). P. 2766–2771.

73. Borràs J., Thomas F., Torras C. Singularity-Invariant Leg Substitutions in Pentapods. *Mechanism and Machine Theory*, 2011. Vol. 46, No. 8. P. 1107–1120.

74. Borràs J., Thomas F., Torras C. Singularity Invariant Families of Line-Plane5-SPU Platforms. *IEEE Trans. Rob.*, 2011. Vol. 27(5) . P. 837–848.

75. Briot S., Bonev I. A. Accuracy analysis of 3-DOF planar parallel robots. *Mechanism and Machine Theory*, 2008. Vol. 43, No. 4. P. 445–458.

76. Briot S., Bonev I.A. Are parallel robots more accurate than serial robots. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 2007. Vol. 31, No. 4. P. 445–455.

77. Carbone G., Ceccarelli M. A procedure for experimental evaluation of cartesian stiffness matrix of multibody robotic systems. *15th CISM IFToMM Symposium on Robot Design, Dynamics and Control*, Montreal, 2004. URL : <https://pdfs.semanticscholar.org/acb5/6c367e87e33ab921a3d9ef842f170f2995f2.pdf>.

78. Carbone G., Ceccarelli M. Comparison of indices for stiffness performance evaluation. *Frontiers of Mechanical Engineering*, China, 2010. Vol. 5(3) . P. 270–278.

79. Ceccarelli M., Carbone G. Numerical and experimental analysis of the stiffness performances of parallel manipulators. *2nd International Colloquium Collaborative Research Centre 562*, Braunschweig, 2005. P. 21–35.

80. Chen J.S., Hsu W.Y. A New Kind of Parallel Mechanism Machine

Tools with an Integrated Cartesian Guiding and Metrology Mechanism. *18th Annual Meeting of American Society for Precision Engineering*, Portland, Oregon, 2003. URL : [http://www.aspe.net/publications/Annual\\_2003/PDF/2equip/6novel/1320.PDF](http://www.aspe.net/publications/Annual_2003/PDF/2equip/6novel/1320.PDF).

81. Chen S. F. The  $6 \times 6$  stiffness formulation and transformation of serial manipulators via the CCT theory. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Taipei, Taiwan, 2003. P. 4042–4047.

82. Ciprian L., Vistriean M., Olimpiu H. Workspace analysis and design of a 6-DOF parallel robot. *8th Wseas International Conference on Signal Processing, Robotics and Automation*. 2009. P. 337–340.

83. Conti J.P., Clinton C.M., Zhang G., Wavering A.J. Workspace Variation of a Hexapod Machine Tool. *NISTIR 6135. National Institute of Standards and Technology*, Gaithersburg, 1998. URL : <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/IR/nistir6135.pdf>.

84. Coulombe J., Bonev I.A. A new rotary hexapod for micropositioning. *IEEE International Conference on Robotics and Automation. Karlsruhe*, 2013. P. 869–872.

85. Didrit O., Petitot M., Walter E. Guaranteed solution of direct kinematic problems for general configurations of parallel manipulators. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 1998. Vol. 14, No. 2. P. 259–266.

86. El-Khasawneh B.S., Ferreira P.M. Computation of stiffness and stiffness bounds for parallel link manipulators. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 1999. Vol. 39, No. 2 P. 321–342.

87. Exechon : офіційний сайт журналу. URL : <http://www.exechon.com>.

88. Filho S.C.T., Cabral E.L.L. Kinematics and workspace analysis of a parallel architecture robot: the Hexa. *ABCM Symposium Series in Mechatronics*. 2006. Vol. 2. P. 158–165.

89. Gao F., Peng B., Zhao H., Li W. A novel 5-DOF fully parallel kinematic machine tool. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2006. Vol. 31. P. 201–207.

90. Gao F., Zheng K-J., Zhao Y-S. Path control algorithms of a novel 5-DOF parallel machine tool. *IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, Niagara Falls, 2005. Vol. 3. P. 1381–1385.
91. Gosselin C. Determination of the workspace of 6-DOF parallel manipulators. *ASME Journal of Mechanical Design*. 1990. Vol. 112(3). P. 331–336.
92. Gosselin C., Wang J., Laliberté T., Ebert-Uphoff I. On the design of a statically balanced 6-dof parallel manipulator. *In 10th IFToMM World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Oulu, 1999. P. 1045–1050.
93. Gosselin C. Stiffness mapping for parallel manipulators. *IEEE Transactions on robotics and automation*. 1990. Vol. 6. P. 377–382.
94. Gosselin C. The optimum design of robotic manipulators using dexterity indices. *Robotics and Autonomous Systems*. 1992. Vol. 9, No. 4. P. 213–226.
95. Gosselin C.M., Zhang D. Stiffness analysis of parallel mechanisms using a lumped model. *International Journal of Robotics and Automation*. 2002. Vol. 17. P. 17–27.
96. Jelenkovic L., Budin L. Error analysis of a Stewart platform based manipulators. *Proceeding of the International Conference on Intelligent Engineering Systems (INES)*, Opatija, 2002. URL : [https://www.researchgate.net/publication/228451471\\_Error\\_analysis\\_of\\_a\\_Stewart\\_platform\\_based\\_manipulators](https://www.researchgate.net/publication/228451471_Error_analysis_of_a_Stewart_platform_based_manipulators).
97. Ji P., Wu H. A closed-form forward kinematics solution for the 6–6 Stewart Platform. *IEEE Transactions on robotics and automation*. 2001. Vol. 17, No. 4. P. 522–526.
98. Klimchik A., Chablat D., Pashkevich A. Stiffness modeling for perfect and nonperfect parallel manipulators under internal and external loadings. *Mechanism and Machine Theory*. 2014. Vol. 79. P.1–28.
99. Li Y.W., Wang J.S., Wang L.P. Stiffness analysis of a Stewart platform-based parallel kinematic machine. *IEEE International Conference on*

*Robotics and Automation (ICRA)*, Washington, 2002. Vol. 4. P. 3672–3677.

100. Mahmoodi A., Sayadi A. Six-Dimensional space expression of workspace of six-DoF parallel manipulators using hyper spherical coordinates (HSC). *Advanced Robotics*. 2015. Vol. 29(23). P. 1527–1537.

101. Mahmoodi A., Sayadi A., Menhaj M. B. Solution of forward kinematics in Stewart platform using six rotary sensors on joints of three legs. *Advanced Robotics*. 2014. Vol. 28, No. 1. P. 27–37.

102. Masouleh M. T., Saadatzi M. H., Gosselin C., Taghirad H. A Geometric Constructive Approach for the Workspace Analysis of Symmetrical 5-RPUR Paralell Mechanisms (3T2R). *ASME 2010 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Montreal, 2010. Vol. 2. P. 1335–1344.

103. Masouleh M. T., Saadatzi M. H., Gosselin C., Taghirad H. Workspace Analysis of 5-PRUR Parallel Mechanisms (3T2R). *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, Elsevier, 2012. Vol. 28(3). P. 437–448.

104. Merlet J. P. Computing the Worst Case Accuracy of a PKM over a workspace or a trajectory. *Proceedings of the 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*, Chemnitz, 2006. P. 83–96.

105. Merlet J. P., Dancy D. Dimensional synthesis of parallel robots with a guaranteed given accuracy over a specific workspace. *Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Barcelona, 2005. P. 942–947.

106. Merlet J. P. Direct kinematics and assembly modes of parallel manipulators. *International Journal of Robotics Research*, Valbonne, 1992. Vol. 11, No. 2. P. 150–162.

107. Merlet J.P. Jacobian, manipulability, condition number, and accuracy of parallel robots. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*. 2006. Vol. 128, No. 1. P. 199–205.

108. Merlet J. Jacobian, manipulability, condition number and accuracy of parallel robots. *Robotics Research*. 2007. Vol. 28. P. 175–184.

109. Merlet J. P. *Parallel Robots*. Springer-Verlag New York Inc., 2006. 394 p.
110. Metrom mechatronische maschinen : офіційний сайт журналу. URL : [www.metrom.com](http://www.metrom.com).
111. Mikrolar : офіційний сайт журналу. URL : <http://mikrolar.com>.
112. Nagai K. A, Liu Zh. Systematic Approach to Stiffness Analysis of Parallel Mechanisms and its Comparison with FEM. *Proceeding of SICE Annual Conference*, Kagawa University, Japan, 2007. P. 1087–1094.
113. Pennock J. R., Kassner D. J. The workspace of a general geometry planar three-degree-of-freedom platform-type manipulator. *ASME Journal of Mechanical Design*. 1993. Vol. 115(2). P. 269–276.
114. Rebeck E., Zhang G. M. A Method for Evaluating the Stiffness of a Hexapod Machine Tool Support Structure. *International Journal of Flexible Automation and Integrated Manufacturing*. 1999. Vol. 7. P. 149–165.
115. Shah H., Narayanan M.S., Krovi V.N. CAD-enhanced workspace optimization for parallel manipulators: A case study. *IEEE International Conference on Automation Science and Engineering*, Toronto, 2010. P. 816–821.
116. Simaan N., Shoham M. Geometric Interpretation of the Derivatives of Parallel Robots' Jacobian Matrix with Application to Stiffness Control. *ASME the Journal of Mechanical Design*. 2003. Vol. 125. P. 33–42.
117. Simtec : офіційний сайт журналу. URL : <https://www.simtec.de/simtec-gruppe/>.
118. Szatmári, S. Geometrical errors of parallel robots. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering Technical University of Budapest*, Budapest, 1999. Vol. 43, No.2. P. 155–162.
119. Device for the Displacement and/or Positioning of an Object in Five Axes: US Patent No. US7104746 B2: 12 September 2006.
120. Wang Y. Y., Huang T., Zhao X.M., Mei J.P., Chetwynd D.G. A semi-analytical approach for stiffness modeling of PKM by considering compliance of machine frame with complex geometry. *Chinese Science Bulletin*.

2008. Vol. 53, No. 16. P. 2565–2574.

121. Weck M., Stainmer D. Parallel Kinematic Machine Tools - Current State and Future Potentials. *CIRP Annals*. 2002. Vol. 51. P. 671–683.

122. Weiyang L., Li B., Yang X., Zhang D. Modelling and Control of Inverse Dynamics for a 5-DOF Parallel Kinematic Polishing Machine. *International Journal of Advanced Robotic Systems*. 2013. Vol. 10. P. 1–21.

123. Yaglinsky V. P., Rost S., Chlizov D. M. Kinematics of robots with parallel structure. *MOTROL, Motorization and Power Industry in Agriculture*, Lublin, 2008. Vol. 10A. P. 105–114.

124. Yao R., Tang X., Li T. Error Analysis and Distribution of 6-SPS and 6-PSS Reconfigurable. *Tsinghua Science and Technology*, Beijing, 2010. Vol. 15, No. 5. P. 547–554.

125. Yi B.-J., Freeman R. A. Geometric analysis antagonistic stiffness redundantly actuated parallel mechanism. *Journal of Robotic Systems*. 1993. Vol. 103, No. 5. P. 581–603.

126. Yoshikawa T. Manipulability of robotic mechanisms. *The International Journal of Robotics Research*. 1985. Vol. 4, No. 2. P. 3–9.

127. Yu A., Bonev I. A., Zsombor-Murray P. J. Geometric approach to the accuracy analysis of a class of 3-DOF planar parallel robots. *Mechanism in Machine Theory*. 2008. Vol. 43, No. 3. P. 364–375.

128. Zefran M., Kumar V. A Geometrical Approach to the Study of the Cartesian Stiffness Matrix. *Journal of Mechanical Design*. 2002. Vol. 124, No. 1. P. 30–38.

129. Zhang J., Zhao Y., Jin Y. Kinetostatic-model-based stiffness analysis of Exechon PKM. *Robotics and Computer- Integrated Manufacturing*. 2015. Vol. 37. P. 208–220.

130. Zhao J. W., Fan K. C., Chang T. H., Li Z. Error Analysis of a Serial-Parallel Type Machine Tool. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2002. № 19(3). P. 174–179.

131. Zhao Y., Hou Y., Shi Y., Lu L. Dynamics analysis of a 5-UPS/PRPU

parallel machine tool. *12th IFToMM World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Besancon, 2007. P. 18–21.

132. Zhao Y. S., Zheng K. J., Li Q. C., Tian X. J., Qin Y. M. Kinematic performance of 5-UPS/PRPU 5-axis parallel machine tool. *ASME Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. 2004. Vol. 2A. P. 77–85.



## ДОДАТОК А

**Визначення фактичних кутів нахилу умовних штанг**

Вихідними величинами для виводу формул 2.1 та 2.2 в основному розділі роботи є:

- загальна довжина умовних штанг  $L_i$ ;
- проекційний кут нахилу умовних штанг  $\vartheta_i$  на площині  $ZOX$ ;
- проекційний кут нахилу умовних штанг  $\delta_i$  на площині  $XOY$ ;
- проекційний кут нахилу умовної першої штанги  $\varepsilon_1$  на площині  $ZOY$ .

Вивід проводимо на основі схеми, представленій на рис. А.1.

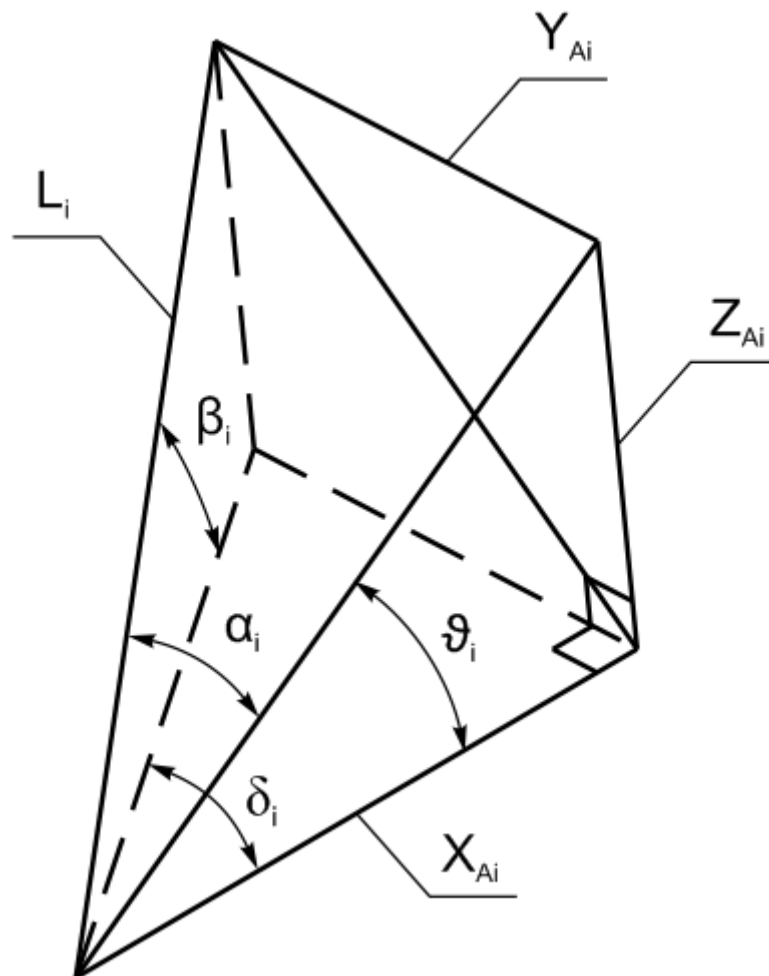


Рис. А.1. Схема для визначення фактичних кутів нахилу умовних штанг

Зі схеми (рис. А.1) можна записати залежність між фактичним кутом нахилу умовних штанг  $\alpha_i$  та проекційним кутом нахилу умовних штанг  $\vartheta_i$  на площині ZOX і фактичним кутом нахилу умовних штанг  $\beta_i$  у вигляді тотожно рівних виразів:

$$L_i \cdot \cos \alpha_i \cdot \sin \vartheta_i = L_i \cdot \sin \beta_i, \quad (\text{A.1})$$

Із рівняння (A.1) виражаємо кут  $\alpha_i$ :

$$\cos \alpha_i = \frac{\sin \beta_i}{\sin \vartheta_i}, \quad (\text{A.2})$$

Зі схеми (рис. А.1) можна записати також залежність між фактичним кутом нахилу умовних штанг  $\beta_i$  та проекційними кутами нахилу умовних штанг  $\vartheta_i$ ,  $\delta_i$  і фактичним кутом нахилу умовних штанг  $\alpha_i$  у вигляді тотожно рівних виразів:

$$\cos \alpha_i \cdot \cos \vartheta_i = \cos \beta_i \cdot \cos \delta_i, \quad (\text{A.3})$$

Виконуємо заміну значення кута  $\alpha_i$  згідно формули (A.2) та зводимо в квадрат всі значення:

$$\frac{\sin^2 \beta_i}{\sin^2 \vartheta_i} \cdot \cos^2 \vartheta_i = \cos^2 \beta_i \cdot \cos^2 \delta_i, \quad (\text{A.4})$$

Використовуючи тригонометричні функції, виражаємо  $\sin^2 \beta_i$ , як  $1 - \cos^2 \beta_i$ :

$$\frac{1 - \cos^2 \beta_i}{\sin^2 \vartheta_i} \cdot \cos^2 \vartheta_i = \cos^2 \beta_i \cdot \cos^2 \delta_i, \quad (\text{A.5})$$

Розкриваємо дужки в лівій частині рівняння (A.5):

$$\frac{\cos^2 \vartheta_i}{\sin^2 \vartheta_i} = \frac{\cos^2 \beta_i \cdot \cos^2 \vartheta_i}{\sin^2 \vartheta_i} + \cos^2 \beta_i \cdot \cos^2 \delta_i, \quad (\text{A.6})$$

Виносимо  $\cos^2 \beta_i$  за дужки:

$$\cos^2 \beta_i \cdot \left( \cos^2 \delta_i + \frac{\cos^2 \vartheta_i}{\sin^2 \vartheta_i} \right) = \frac{\cos^2 \vartheta_i}{\sin^2 \vartheta_i}, \quad (\text{A.7})$$

Згідно тригонометричних функцій значення  $\frac{\cos^2 \vartheta_i}{\sin^2 \vartheta_i}$  замінюємо на

$$\frac{1}{\operatorname{tg}^2 \vartheta_i}:$$

$$\cos^2 \beta_i = \frac{\frac{1}{\operatorname{tg}^2 \vartheta_i}}{\cos^2 \delta_i + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \vartheta_i}}, \quad (\text{A.8})$$

Приводимо вираз  $\cos^2 \delta_i + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \vartheta_i}$  до спільного знаменника та виконуємо спрощення рівняння шляхом взаємного скорочення елементів  $\operatorname{tg}^2 \vartheta_i$  і отримуємо:

$$\cos^2 \beta_i = \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \vartheta_i \cdot \cos^2 \delta_i + 1}, \quad (\text{A.9})$$

Позбавляємося від квадрату  $\cos^2 \beta_i$ . Маємо:

$$\cos \beta_i = \sqrt{\frac{1}{\operatorname{tg}^2 \vartheta_i \cdot \cos^2 \delta_i + 1}}. \quad (\text{A.10})$$

## ДОДАТОК Б

## Приведена поступальна жорсткості у напрямках координатних осей

Приведена жорсткість та її характер зміни у просторі із горизонтальною орієнтацією РО зображені на рис. Б.1.

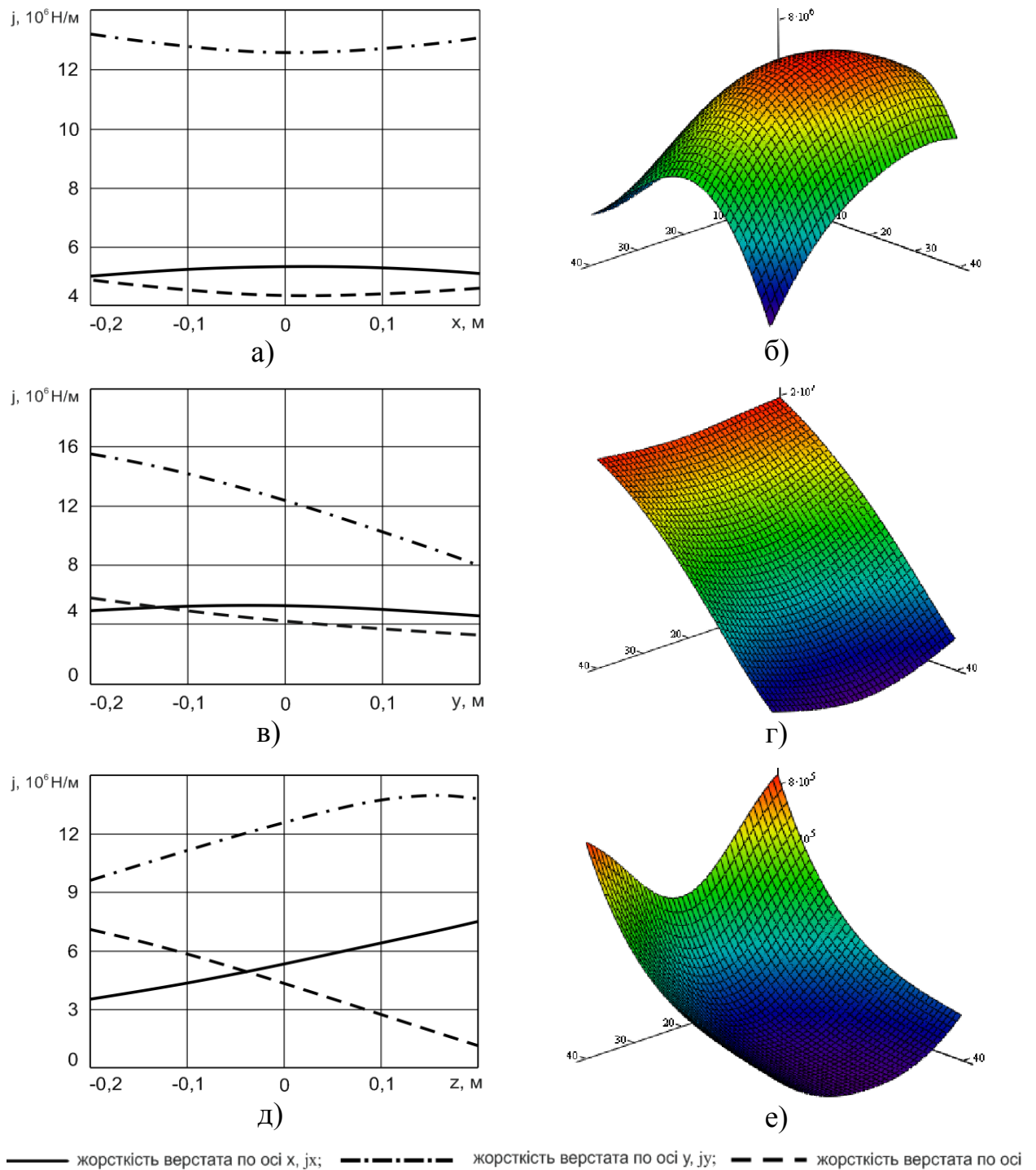
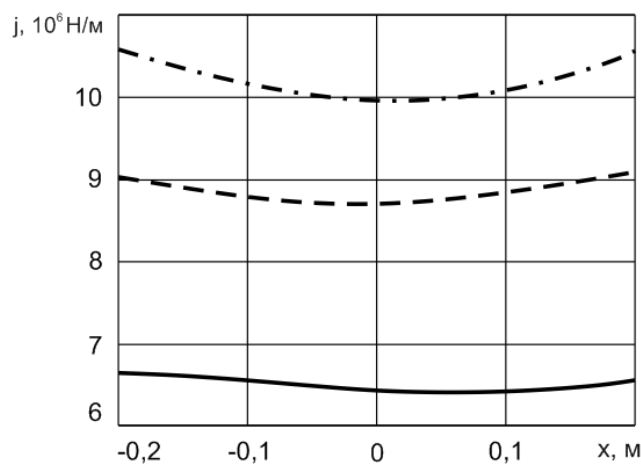
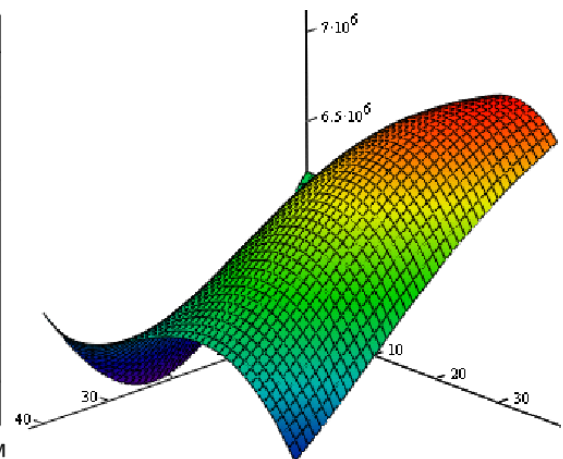


Рис. Б.1. Координатна поступальна жорсткість (а, в, д) та діаграми координатної приведеної поступальної жорсткості (б, г, е) у напрямках координатних осей

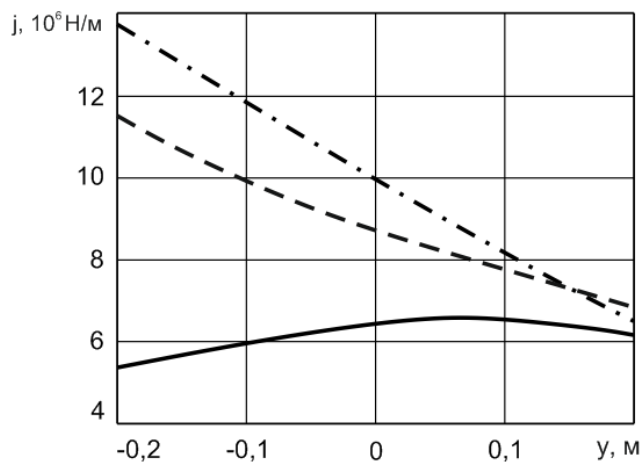
Просторова жорсткість та її характер зміни у просторі при розміщенні РО під кутом  $45^\circ$  зображені на рис. Б.2.



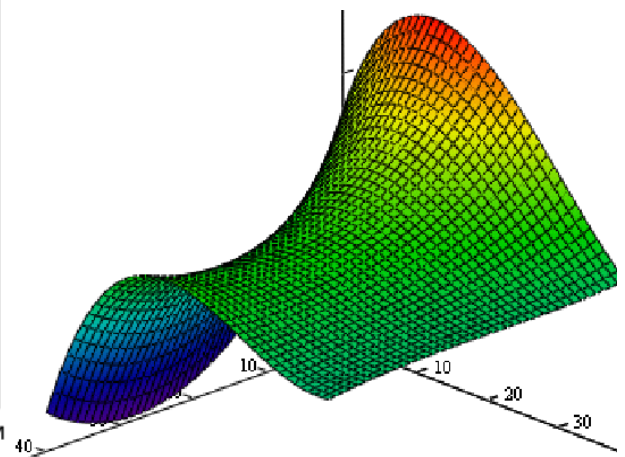
а)



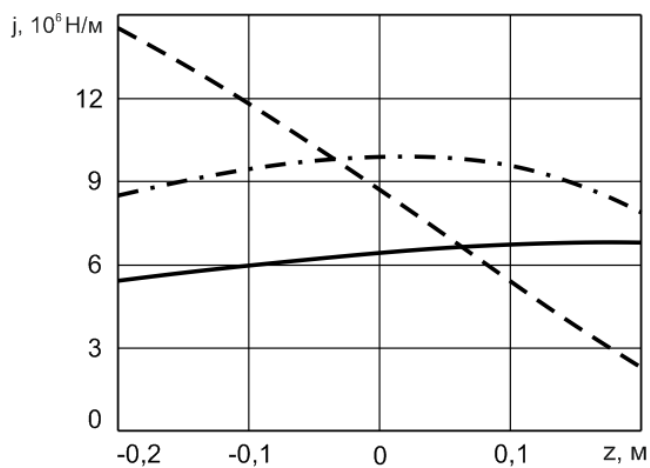
б)



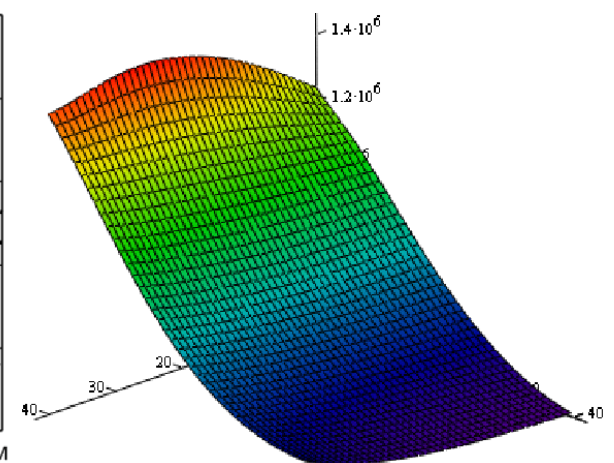
в)



г)



д)



е)

— жорсткість верстата по осі  $x$ ,  $j_x$ ; — · — · — жорсткість верстата по осі  $y$ ,  $j_y$ ; — — — жорсткість верстата по осі  $z$

Рис.3.11. Залежність (а, в, д) та ізолінії (б, г, е) поступальної жорсткості

## ДОДАТОК В

## Значення переміщення РО під дією навантаження

Таблиця В.1

Значення переміщення РО із горизонтальною орієнтацією

| № | К-ти положення<br>РО<br>$(X_0 \ Y_0 \ Z_0)^T$         | Переміщення РО $(\Delta X \ \Delta Y \ \Delta Z)^T$ , мкм |                                                        |                                                       |
|---|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
|   |                                                       | При<br>навантаженні<br>вздовж осі X                       | При<br>навантаженні<br>вздовж осі Y                    | При<br>навантаженні<br>вздовж осі Z                   |
| 1 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$           | $\begin{pmatrix} 43,2 \\ 3,556 \\ 4,2 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 1,6 \\ 41,816 \\ -20 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 6 \\ -34,452 \\ 81,6 \end{pmatrix}$  |
| 2 | $\begin{pmatrix} -0,075 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 44,6 \\ 1,016 \\ 7 \end{pmatrix}$        | $\begin{pmatrix} 1,4 \\ 41,18 \\ -19,6 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 6,2 \\ -35,1 \\ 72 \end{pmatrix}$    |
| 3 | $\begin{pmatrix} 0,075 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 47,4 \\ 1,524 \\ 1,2 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 1,4 \\ 41,764 \\ -22 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 2,4 \\ -35,56 \\ 77 \end{pmatrix}$   |
| 4 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ 0,075 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 38 \\ 2,032 \\ 4,8 \end{pmatrix}$        | $\begin{pmatrix} 1,2 \\ 39,116 \\ -26,8 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 2,4 \\ -45,736 \\ 109 \end{pmatrix}$ |
| 5 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ -0,075 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 55 \\ 1,016 \\ 3,4 \end{pmatrix}$        | $\begin{pmatrix} 1,6 \\ 42,164 \\ -17,8 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 3 \\ -26,736 \\ 56,5 \end{pmatrix}$  |
| 6 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 48,2 \\ 4,572 \\ 2,6 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 1,6 \\ 35,116 \\ -17,4 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 1,2 \\ -27,94 \\ 70,8 \end{pmatrix}$ |
| 7 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,150 \\ 0 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 44,6 \\ 9,144 \\ 2,8 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 1,8 \\ 26,624 \\ -14,6 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 1 \\ -16,764 \\ 64,4 \end{pmatrix}$  |

## Значення переміщення РО із вертикальною орієнтацією

| № | К-ти положення РО<br>$(X_0 \ Y_0 \ Z_0)^T$       | Переміщення РО $(\Delta X \ \Delta Y \ \Delta Z)^T$ , мкм |                                                        |                                                        |
|---|--------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
|   |                                                  | При навантаженні вздовж осі X                             | При навантаженні вздовж осі Y                          | При навантаженні вздовж осі Z                          |
| 1 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0,075 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 66 \\ 2,6 \\ 1,016 \end{pmatrix}$        | $\begin{pmatrix} 1,6 \\ 32 \\ 9,668 \end{pmatrix}$     | $\begin{pmatrix} 0,6 \\ 9,6 \\ 12,056 \end{pmatrix}$   |
| 2 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 74,4 \\ 11,9 \\ 6,524 \end{pmatrix}$     | $\begin{pmatrix} 21,2 \\ 37,4 \\ 9,144 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,6 \\ 12,6 \\ 11,796 \end{pmatrix}$  |
| 3 | $\begin{pmatrix} 0,075 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 59,4 \\ -0,6 \\ 4,064 \end{pmatrix}$     | $\begin{pmatrix} -3,2 \\ 29 \\ 12,7 \end{pmatrix}$     | $\begin{pmatrix} 6,2 \\ 10,8 \\ 18,796 \end{pmatrix}$  |
| 4 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,075 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 70,8 \\ 16,6 \\ 7,636 \end{pmatrix}$     | $\begin{pmatrix} 9,8 \\ 35,4 \\ 19,732 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,6 \\ 8,2 \\ 20,976 \end{pmatrix}$   |
| 5 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 67,2 \\ 7,6 \\ 3,524 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 7,4 \\ 34,1 \\ 8,636 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 2 \\ 14 \\ 15,336 \end{pmatrix}$      |
| 6 | $\begin{pmatrix} -0,075 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 77,2 \\ 21,6 \\ 9,604 \end{pmatrix}$     | $\begin{pmatrix} 26,8 \\ 37,6 \\ 13,716 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 1 \\ 9,8 \\ 15,304 \end{pmatrix}$     |
| 7 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 61,6 \\ 7,6 \\ 3,556 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 1,8 \\ 33,4 \\ 9,144 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 3,6 \\ 13,72 \\ 17,416 \end{pmatrix}$ |



## ДОДАТОК Г

## Експериментально визначенні матриці жорсткості

Таблиця Г.1

Експериментально визначенні матриці жорсткості при горизонтальному  
положенні РО

| № | К-ти<br>положення<br>РО<br>$(x_0 \ y_0 \ z_0)^T$      | Матриця<br>податливості<br>$C_e \cdot 10^{-6}$                                                            | Найближча<br>симетрично<br>позитивно визначена<br>матриця<br>податливості<br>$C_{SPSD} \cdot 10^{-6}$     | Матриця<br>жорсткості<br>$K_e \cdot 10^6$                                                                   |
|---|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$           | $\begin{pmatrix} 0,432 & 0,016 & 0,06 \\ 0,036 & 0,418 & -0,345 \\ 0,042 & -0,2 & 0,816 \end{pmatrix}$    | $\begin{pmatrix} 0,432 & 0,026 & 0,051 \\ 0,026 & 0,418 & -0,272 \\ 0,051 & -0,272 & 0,816 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 3,072 & -0,402 & -0,326 \\ -0,402 & 4,024 & 1,368 \\ -0,326 & 1,368 & 2,07 \end{pmatrix}$  |
| 2 | $\begin{pmatrix} -0,075 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 0,446 & 0,014 & 0,062 \\ 0,01 & 0,412 & -0,351 \\ 0,07 & -0,196 & 0,72 \end{pmatrix}$    | $\begin{pmatrix} 0,466 & 0,012 & 0,066 \\ 0,012 & 0,412 & -0,274 \\ 0,066 & -0,274 & 0,72 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 2,985 & -0,36 & -0,41 \\ -0,36 & 4,265 & 1,653 \\ -0,41 & 1,653 & 2,471 \end{pmatrix}$     |
| 3 | $\begin{pmatrix} 0,075 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,474 & 0,014 & 0,024 \\ 0,015 & 0,418 & -0,356 \\ 0,012 & -0,22 & 0,77 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 0,474 & 0,015 & 0,018 \\ 0,015 & 0,418 & -0,288 \\ 0,018 & -0,288 & 0,77 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 2,754 & -0,19 & -0,135 \\ -0,19 & 4,206 & 1,576 \\ -0,135 & 1,576 & 2,281 \end{pmatrix}$   |
| 4 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ 0,075 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,38 & 0,012 & 0,024 \\ 0,02 & 0,391 & -0,457 \\ 0,048 & -0,268 & 1,09 \end{pmatrix}$    | $\begin{pmatrix} 0,38 & 0,016 & 0,036 \\ 0,016 & 0,391 & -0,363 \\ 0,036 & -0,363 & 1,09 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 3,459 & -0,36 & -0,243 \\ -0,36 & 4,844 & 1,624 \\ -0,234 & 1,624 & 1,741 \end{pmatrix}$   |
| 5 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ -0,075 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 0,55 & 0,016 & 0,03 \\ 0,01 & 0,422 & -0,267 \\ 0,034 & -0,178 & 0,565 \end{pmatrix}$    | $\begin{pmatrix} 0,55 & 0,013 & 0,032 \\ 0,013 & 0,422 & -0,223 \\ 0,032 & 0,223 & 0,565 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 2,38 & -0,183 & -0,207 \\ -0,183 & 3,908 & 1,551 \\ -0,207 & 1,551 & 2,924 \end{pmatrix}$  |
| 6 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 0,482 & 0,016 & 0,012 \\ 0,046 & 0,351 & -0,279 \\ 0,026 & -0,174 & 0,708 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 0,482 & 0,031 & 0,019 \\ 0,031 & 0,351 & -0,227 \\ 0,019 & -0,227 & 0,708 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 2,728 & -0,362 & -0,189 \\ -0,362 & 4,715 & 1,519 \\ -0,189 & 1,519 & 2,328 \end{pmatrix}$ |
| 7 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,150 \\ 0 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 0,446 & 0,018 & 0,01 \\ 0,091 & 0,266 & -0,168 \\ 0,028 & -0,146 & 0,644 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,446 & 0,055 & 0,019 \\ 0,055 & 0,266 & -0,157 \\ 0,019 & -0,157 & 0,644 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 3,023 & -0,787 & -0,281 \\ -0,787 & 5,905 & 1,461 \\ -0,281 & 1,461 & 2,383 \end{pmatrix}$ |

Експериментально визначенні матриці жорсткості при вертикальному  
положенні РО

| № | К-ти<br>положення<br>РО<br>$(X_0 \ Y_0 \ Z_0)^T$ | Матриця<br>податливості<br>$C_e \cdot 10^{-6}$                                                          | Найближча<br>симетрично<br>позитивно визначена<br>матриця податливості<br>$C_{SPSD} \cdot 10^{-6}$       | Матриця жорсткості<br>$K_e \cdot 10^6$                                                                         |
|---|--------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0,075 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 0,66 & 0,016 & 0,006 \\ 0,026 & 0,32 & 0,096 \\ 0,01 & 0,097 & 0,121 \end{pmatrix}$    | $\begin{pmatrix} 0,66 & 0,021 & 0,008 \\ 0,021 & 0,32 & 0,096 \\ 0,008 & 0,096 & 0,121 \end{pmatrix}$    | $\begin{pmatrix} 1,974 & -0,118 & -0,038 \\ -0,118 & 5,357 & -4,273 \\ -0,038 & -4,273 & 14,2 \end{pmatrix}$   |
| 2 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 0,744 & 0,212 & 0,006 \\ 0,119 & 0,374 & 0,126 \\ 0,065 & 0,091 & 0,118 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 0,744 & 0,165 & 0,036 \\ 0,165 & 0,374 & 0,109 \\ 0,036 & 0,109 & 0,118 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 1,943 & -0,942 & -0,281 \\ -0,942 & 5,204 & -4,512 \\ 0,281 & -4,512 & 15,095 \end{pmatrix}$  |
| 3 | $\begin{pmatrix} 0,075 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,594 & -0,032 & 0,062 \\ 0,006 & 0,29 & 0,108 \\ 0,041 & 0,127 & 0,186 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 0,594 & -0,019 & 0,051 \\ -0,019 & 0,29 & 0,118 \\ 0,051 & 0,118 & 0,186 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 2,29 & 0,546 & -0,977 \\ 0,546 & 6,155 & -4,04 \\ -0,977 & -4,04 & 9,813 \end{pmatrix}$       |
| 4 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,075 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,708 & 0,098 & 0,006 \\ 0,166 & 0,354 & 0,082 \\ 0,076 & 0,197 & 0,21 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,708 & 0,132 & 0,041 \\ 0,132 & 0,354 & 0,14 \\ 0,041 & 0,14 & 0,21 \end{pmatrix}$     | $\begin{pmatrix} 1,976 & -0,792 & 0,1396 \\ -0,792 & 5,298 & -3,372 \\ 0,139 & -3,372 & 8,415 \end{pmatrix}$   |
| 5 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 0,672 & 0,074 & 0,02 \\ 0,076 & 0,341 & 0,14 \\ 0,035 & 0,086 & 0,153 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 0,672 & 0,075 & 0,028 \\ 0,075 & 0,341 & 0,113 \\ 0,028 & 0,113 & 0,153 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 1,983 & -0,421 & -0,047 \\ -0,421 & 5,138 & -3,716 \\ -0,047 & -3,716 & 11,228 \end{pmatrix}$ |
| 6 | $\begin{pmatrix} -0,075 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 0,772 & 0,268 & 0,01 \\ 0,216 & 0,376 & 0,098 \\ 0,096 & 0,137 & 0,153 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,772 & 0,242 & 0,053 \\ 0,242 & 0,376 & 0,118 \\ 0,053 & 0,118 & 0,153 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 2,125 & -1,497 & 0,414 \\ -1,497 & 5,606 & -3,788 \\ 0,414 & -3,788 & 11,261 \end{pmatrix}$   |
| 7 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 0,616 & 0,018 & 0,036 \\ 0,076 & 0,334 & 0,137 \\ 0,036 & 0,091 & 0,174 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 0,616 & 0,047 & 0,036 \\ 0,047 & 0,334 & 0,114 \\ 0,036 & 0,114 & 0,174 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 2,143 & -0,195 & -0,313 \\ -0,195 & 5,038 & -3,267 \\ -0,313 & -3,267 & 9,673 \end{pmatrix}$  |

## ДОДАТОК Д

**Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць  
жорсткості**

Таблиця Д.1

Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць жорсткості  
верстата із горизонтальною орієнтацією РО

| № | К-ти<br>положення<br>РО<br>$(x_0 \ y_0 \ z_0)^T$      | Експериментально<br>визначена матриця<br>жорсткості<br>$K_e \cdot 10^6$                                     | Теоретично<br>визначена матриця<br>жорсткості<br>$K_T \cdot 10^6$                                           | Різниця, % |      |      |
|---|-------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|------|------|
|   |                                                       |                                                                                                             |                                                                                                             | X          | Y    | Z    |
| 1 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$           | $\begin{pmatrix} 3,072 & -0,402 & -0,326 \\ -0,402 & 4,024 & 1,368 \\ -0,326 & 1,368 & 2,07 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 3,094 & -0,34 & -0,222 \\ -0,34 & 4,278 & 1,258 \\ -0,222 & 1,258 & 2,115 \end{pmatrix}$   | 0,7        | 5,9  | 2,1  |
| 2 | $\begin{pmatrix} -0,075 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 2,985 & -0,36 & -0,41 \\ -0,36 & 4,265 & 1,653 \\ -0,41 & 1,653 & 2,471 \end{pmatrix}$     | $\begin{pmatrix} 3,343 & -0,616 & -0,348 \\ -0,616 & 5,252 & 1,564 \\ -0,348 & 1,564 & 2,476 \end{pmatrix}$ | 10,7       | 18,8 | 0,2  |
| 3 | $\begin{pmatrix} 0,075 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 2,754 & -0,19 & -0,135 \\ -0,19 & 4,206 & 1,576 \\ -0,135 & 1,576 & 2,281 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 3,34 & -0,129 & -0,099 \\ -0,129 & 5,235 & 1,537 \\ -0,099 & 1,537 & 2,414 \end{pmatrix}$  | 17,5       | 19,6 | 5,5  |
| 4 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ 0,075 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 3,459 & -0,36 & -0,243 \\ -0,36 & 4,844 & 1,624 \\ -0,234 & 1,624 & 1,741 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 3,959 & -0,409 & -0,203 \\ -0,409 & 5,42 & 1,466 \\ -0,203 & 1,466 & 1,757 \end{pmatrix}$  | 12,6       | 10,6 | 0,9  |
| 5 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ -0,075 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 2,38 & -0,183 & -0,207 \\ -0,183 & 3,908 & 1,551 \\ -0,207 & 1,551 & 2,924 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 2,862 & -0,337 & -0,23 \\ -0,337 & 4,882 & 1,481 \\ -0,23 & 1,481 & 2,982 \end{pmatrix}$   | 16,8       | 19,8 | 1,9  |
| 6 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 2,728 & -0,362 & -0,189 \\ -0,362 & 4,715 & 1,519 \\ -0,189 & 1,519 & 2,328 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 3,38 & -0,373 & -0,222 \\ -0,373 & 5,214 & 1,501 \\ -0,222 & 1,501 & 2,396 \end{pmatrix}$  | 19,3       | 9,6  | 2,8  |
| 7 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,150 \\ 0 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 3,023 & -0,787 & -0,281 \\ -0,787 & 5,905 & 1,461 \\ -0,281 & 1,461 & 2,383 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 3,594 & -0,395 & -0,216 \\ -0,395 & 6,124 & 1,702 \\ -0,216 & 1,702 & 2,711 \end{pmatrix}$ | 15,9       | 3,6  | 12,1 |

Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць жорсткості  
верстата із вертикальною орієнтацією РО

| № | К-ти<br>положення<br>РО<br>$(x_0 \ y_0 \ z_0)^T$ | Експериментально<br>визначена матриця<br>жорсткості<br>$K_e \cdot 10^6$                                        | Теоретично<br>визначена матриця<br>жорсткості<br>$K_T \cdot 10^6$                                             | Різниця, % |      |      |
|---|--------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|------|------|
|   |                                                  |                                                                                                                |                                                                                                               | X          | Y    | Z    |
| 1 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0,075 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 1,974 & -0,118 & -0,038 \\ -0,118 & 5,357 & -4,273 \\ -0,038 & -4,273 & 14,2 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 2,327 & -0,512 & -0,961 \\ -0,512 & 6,29 & -5,076 \\ -0,961 & -5,076 & 16,482 \end{pmatrix}$ | 15,2       | 14,8 | 13,8 |
| 2 | $\begin{pmatrix} 0 \\ -0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 1,943 & -0,942 & -0,281 \\ -0,942 & 5,204 & -4,512 \\ 0,281 & -4,512 & 15,095 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 1,948 & -0,546 & -0,943 \\ -0,546 & 6,39 & -5,194 \\ -0,943 & -5,194 & 15,375 \end{pmatrix}$ | 0,3        | 18,6 | 1,8  |
| 3 | $\begin{pmatrix} 0,075 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 2,29 & 0,546 & -0,977 \\ 0,546 & 6,155 & -4,04 \\ -0,977 & -4,04 & 9,813 \end{pmatrix}$       | $\begin{pmatrix} 2,338 & 0,542 & -1,274 \\ 0,542 & 6,156 & -4,467 \\ -1,274 & -4,467 & 12,17 \end{pmatrix}$   | 2,1        | 0,02 | 19,4 |
| 4 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,075 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 1,976 & -0,792 & 0,1396 \\ -0,792 & 5,298 & -3,372 \\ 0,139 & -3,372 & 8,415 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 2,191 & -0,588 & -0,487 \\ -0,588 & 6,418 & -4,373 \\ -0,487 & -4,373 & 8,436 \end{pmatrix}$ | 9,8        | 17,4 | 0,2  |
| 5 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$      | $\begin{pmatrix} 1,983 & -0,421 & -0,047 \\ -0,421 & 5,138 & -3,716 \\ -0,047 & -3,716 & 11,228 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 2,27 & -0,559 & -0,722 \\ -0,559 & 6,36 & -4,718 \\ -0,722 & -4,718 & 12,324 \end{pmatrix}$  | 12,6       | 19,2 | 8,9  |
| 6 | $\begin{pmatrix} -0,075 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$ | $\begin{pmatrix} 2,125 & -1,497 & 0,414 \\ -1,497 & 5,606 & -3,788 \\ 0,414 & -3,788 & 11,261 \end{pmatrix}$   | $\begin{pmatrix} 2,468 & -1,667 & -0,147 \\ -1,667 & 6,23 & -4,477 \\ -0,147 & -4,477 & 12,319 \end{pmatrix}$ | 13,9       | 10   | 8,6  |
| 7 | $\begin{pmatrix} 0 \\ 0,075 \\ 0 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 2,143 & -0,195 & -0,313 \\ -0,195 & 5,038 & -3,267 \\ -0,313 & -3,267 & 9,673 \end{pmatrix}$  | $\begin{pmatrix} 2,571 & -0,528 & -0,605 \\ -0,528 & 6,241 & -4,379 \\ -0,605 & -4,379 & 9,946 \end{pmatrix}$ | 16,6       | 19,3 | 2,7  |

## ДОДАТОК Е

## Патенти



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **67445** (13) **U**  
(51) **МПК (2012.01)**  
**B23Q 7/00**

**ОПИС**  
**ДО ПАТЕНТУ**  
**НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

видається під  
відповідальність  
власника  
патенту

(54) ВЕРСТАТ

1

2

(21) u201107981

(22) 24.06.2011

(24) 27.02.2012

(46) 27.02.2012, Бюл. № 4, 2012 р.

(72) КИРИЧЕНКО АНДРІЙ МИКОЛАЙОВИЧ, ПО-

(73) НОМАРЕНКО ОЛЬГА ВОЛОДИМИРІВНА  
КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХ-

НІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

(57) Верстат, що складається з нерухокої основи, стола, механізмів приводів, двигунів, робочого органа, до якого прикріплені штанги через шарніри таким чином, що вісь кожної штанги проходить через вісь робочого органа, який **відрізняється** тим, що напрямні з повзунами, з'єднаними з штангами, виконаними постійної довжини, та механізми приводів і двигунів розташовані на основі.

Корисна модель належить до верстатобудування, а саме до гнучких автоматизованих виробництв.

Як прототип був прийнятий п'ятикоординатний верстат з паралельною кінематикою з телескопічними штангами керовано-змінної довжини - пентапод [1]. Механізм складається з основи, на якій розміщено п'ять карданных підвісів з штангами змінної довжини. Іншим кінцем кожна штанга прикріплена до робочого органа через шарніри, таким чином, що вісь кожної штанги проходить через вісь робочого органа.

Недоліком такого верстата є те, що механізми приводів та двигунів розташовані спільно з телескопічною штангою і місцем шарнірного з'єднання і конструктивно складають єдиний рухомий вузол, що несе всі навантаження і погіршує динаміку верстата.

Задача, яку вирішує корисна модель, полягає в усуненні вказаних недоліків та дозволяє зменшити рухомі маси стрижнів, забезпечити підвищені швидкості переміщень і прецизійність обробки.

Поставлена задача вирішується завдяки тому, що напрямні з повзунами, з'єднаними з штангами, виконаними постійної довжини, та механізми при-

водів і двигунів розташовані на основі, а основне навантаження сприймається напрямними.

Конструкція верстата представлена на кресленні.

Верстат складається з нерухокої основи 1, стола 7, робочого органа 5, до якого прикріплені штанги 4, виконаними постійної довжини, через шарніри 6 таким чином, що вісь кожної штанги проходить через вісь робочого органа, напрямні 2 з повзунами 3, з'єднаними з штангами та механізмами приводів і двигунів 8 розташовані на основі.

Верстат працює таким чином. Оброблювана заготовка встановлюється на стіл 7. Зміна положення робочого органа 5 під час обробки відбувається при одночасній узгодженій зміні положення повзунів 3 за допомогою приводів 8.

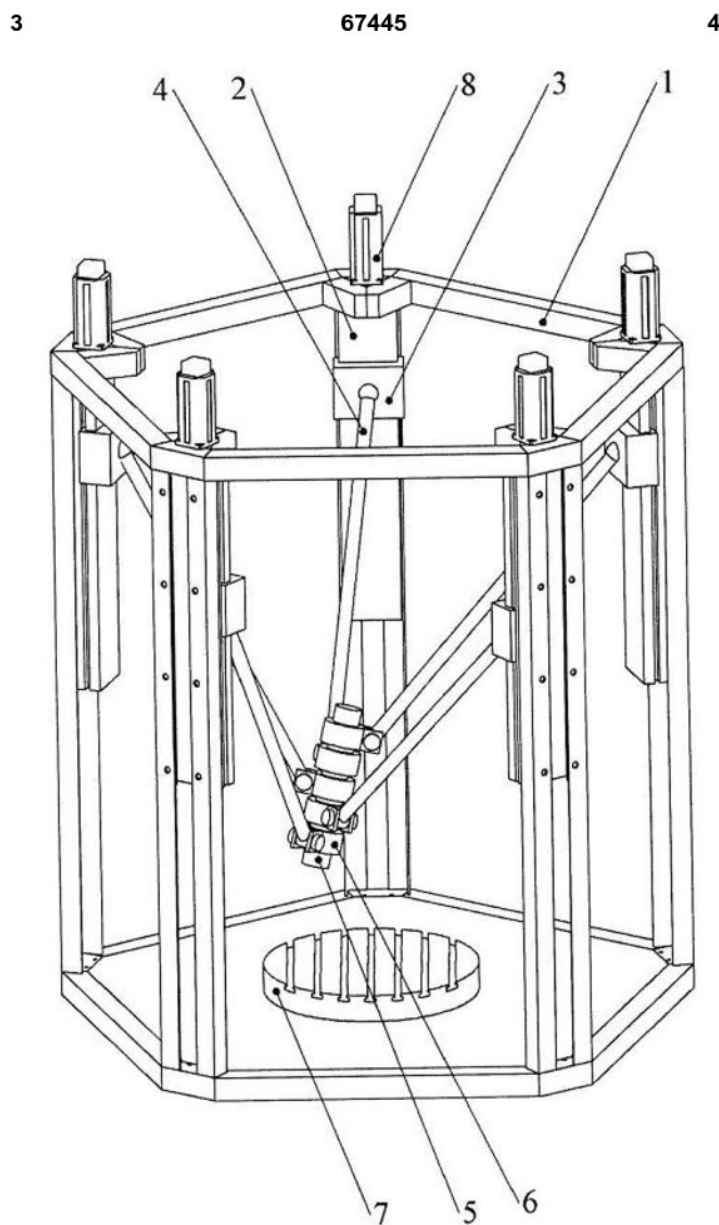
Таким чином, задача - забезпечення зменшення рухомої маси стрижнів, підвищення швидкості переміщень і прецизійність обробки - вирішується.

Верстат може знайти широке використання в машинобудуванні.

Джерела інформації:

1. Merlet J.-P. Parallel Robots. - Springer-Verlag New York Inc., 2006. - 394 p.

(13) **U**(11) **67445**(19) **UA**



---

Комп'ютерна верстка В. Мацело

---

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

---

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **70002** (13) **U**  
 (51) МПК (2012.01)  
**B23Q 3/00**  
**B23B 31/00**

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
 ВЛАСНОСТІ  
 УКРАЇНИ

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

|                                                                                                                                                                                                                                                                   |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>(21) Номер заявки: <b>u 2011 12836</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>01.11.2011</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>25.05.2012</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>25.05.2012, Бюл. № 10</b></p> | <p>(72) Винахідник(и):<br/> <b>Струтинський Василь Борисович (UA),</b><br/> <b>Кириченко Андрій Миколайович (UA),</b><br/> <b>Пономаренко Ольга Володимирівна (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и):<br/> <b>КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ</b><br/> <b>ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,</b><br/> <b>пр. Університетський, 8, м. Кіровоград,</b><br/> <b>25006 (UA)</b></p> |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|

## (54) ШТАНГА ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ

### (57) Реферат:

Штанга змінної довжини містить кулькогвинтову передачу, яка складається з гвинта і гайки, карданного підвісу, карданного шарніра, підшипників, пружних пристроїв.

**UA 70002 U**

UA 70002 U

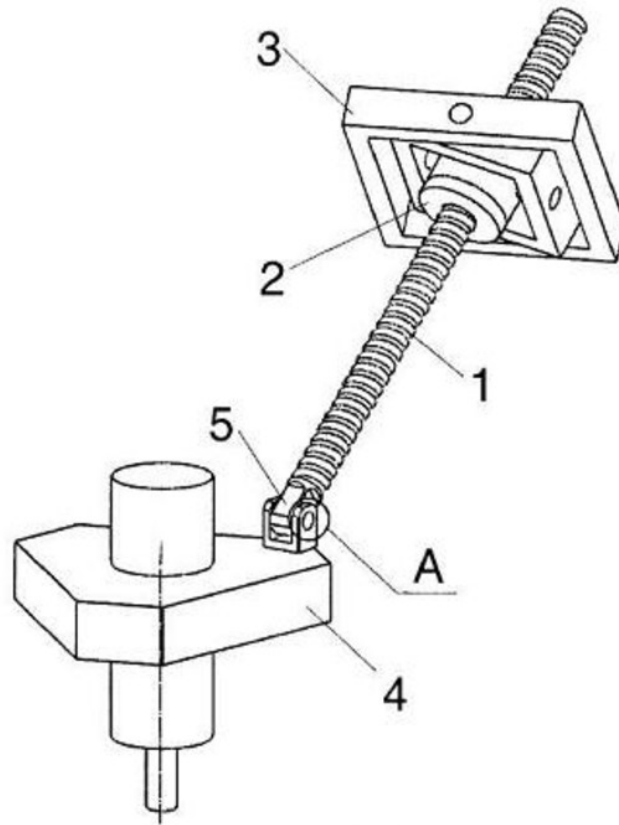


Fig. 1



## UA 70002 U

Корисна модель належить до галузі верстатобудування, а саме до гнучких автоматизованих виробництв.

Як найближчий аналог була прийнята конструкція телескопічної штанги змінної довжини фірми INA [1]. Штанга складається з двох телескопічних труб, на зовнішній трубі встановлено підшипникову опору гвинта, а на внутрішній жорстко закріплена гайка. Взаємному обертанню телескопічних труб запобігають лінійні напрямні, які повинні бути достатньо жорсткими і компактними.

Недоліком такої штанги є те, що наявність додаткових прецизійних елементів - телескопічних штанг і лінійних напрямних - призводить до ускладнення конструкції, збільшення ваги і значного зростання вартості штанги змінної довжини.

Задача, яку вирішує корисна модель, полягає в спрощенні та здешевленні конструкції, а також усуненні зазорів в шарнірах.

Вказана задача вирішується завдяки тому, що гайка розміщена в карданному підвісі, а протилежний кінець гвинта з'єднаний з робочим органом за допомогою карданного шарніра, при цьому підшипники карданного підвісу та карданного шарніра виконані у вигляді еластичних вставок з конічними поверхнями та оснащені пружними пристроями.

Конструкція штанги змінної довжини представлена на графічних матеріалах, де на фіг. 1 - штанга змінної довжини, загальний вид; на фіг. 2 - вид А, на фіг. 1.

Штанга змінної довжини з кулькогвинтовою передачею, яка складається з гвинта 1 і гайки 2, розміщеної в карданному підвісі 3, а протилежний кінець гвинта 1 з'єднаний з робочим органом 4 за допомогою карданного шарніра 5, при цьому підшипники карданного підвісу 3 та карданного шарніра 5 виконані у вигляді еластичних вставок 6 з конічними поверхнями та оснащені пружними пристроями 7.

Штанга змінної довжини працює таким чином. Шляхом зміни кута повороту гайки 2 кулькогвинтової передачі відносно карданного підвісу 3 відбувається зміна довжини робочої частини гвинта 1 і відповідно відстані між центрами шарнірних опор основи верстата та робочого органа.

Таким чином, задача - спрощення та здешевлення конструкції, а також усунення зазорів в шарнірах - вирішується.

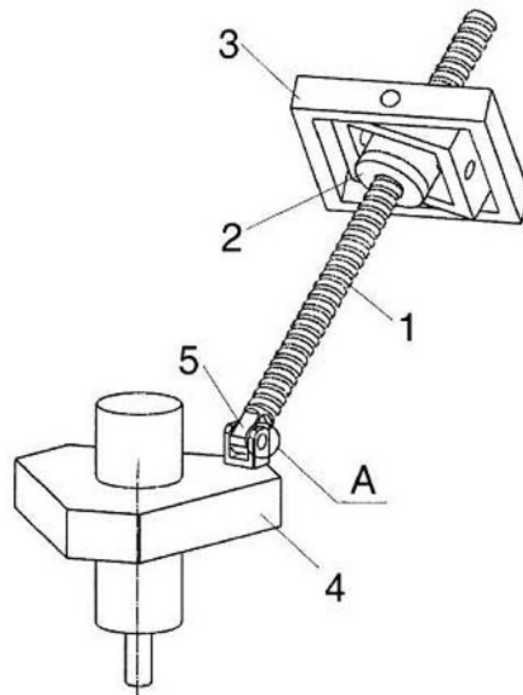
Штанга змінної довжини може знайти широке використання в машинобудуванні та верстатобудуванні.

Джерело інформації:  
<http://www.ina.com/>.

### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

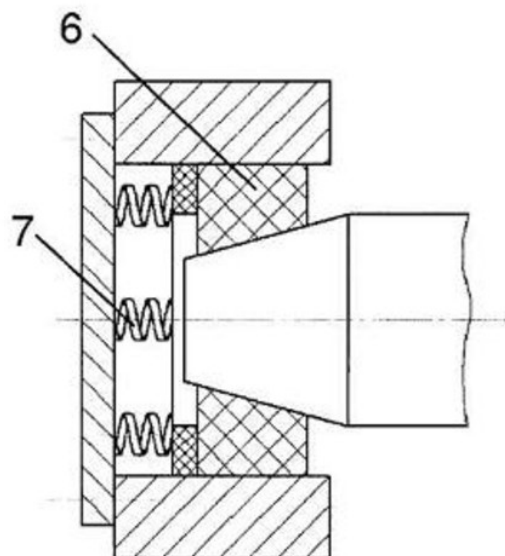
Штанга змінної довжини, що містить кулькогвинтову передачу, яка складається з гвинта і гайки, яка **відрізняється** тим, що гайка розміщена в карданному підвісі, а протилежний кінець гвинта з'єднаний з робочим органом за допомогою карданного шарніра, при цьому підшипники карданного підвісу та карданного шарніра виконані у вигляді еластичних вставок з конічними поверхнями та оснащені пружними пристроями.

UA 70002 U



Фиг. 1

вид А



Фиг. 2

---

Комп'ютерна верстка В. Мацело

---

---

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

---

---

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

---



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **84552** (13) **U**  
(51) МПК  
**F16C 11/08** (2006.01)

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

|                                                                                |                                                                                                                                               |
|--------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| (21) Номер заявки: <b>u 2013 04945</b>                                         | (72) Винахідник(и):<br><b>Кириченко Андрій Миколайович (UA),<br/>Гречка Андрій Іванович (UA),<br/>Шелепко Ольга Володимирівна (UA)</b>        |
| (22) Дата подання заявки: <b>17.04.2013</b>                                    |                                                                                                                                               |
| (24) Дата, з якої є чинними<br>права на корисну<br>модель: <b>25.10.2013</b>   | (73) Власник(и):<br><b>КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ<br/>ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,<br/>пр. Університетський, 8, м. Кіровоград,<br/>25006 (UA)</b> |
| (46) Публікація відомостей<br>про видачу патенту: <b>25.10.2013, Бюл. № 20</b> |                                                                                                                                               |

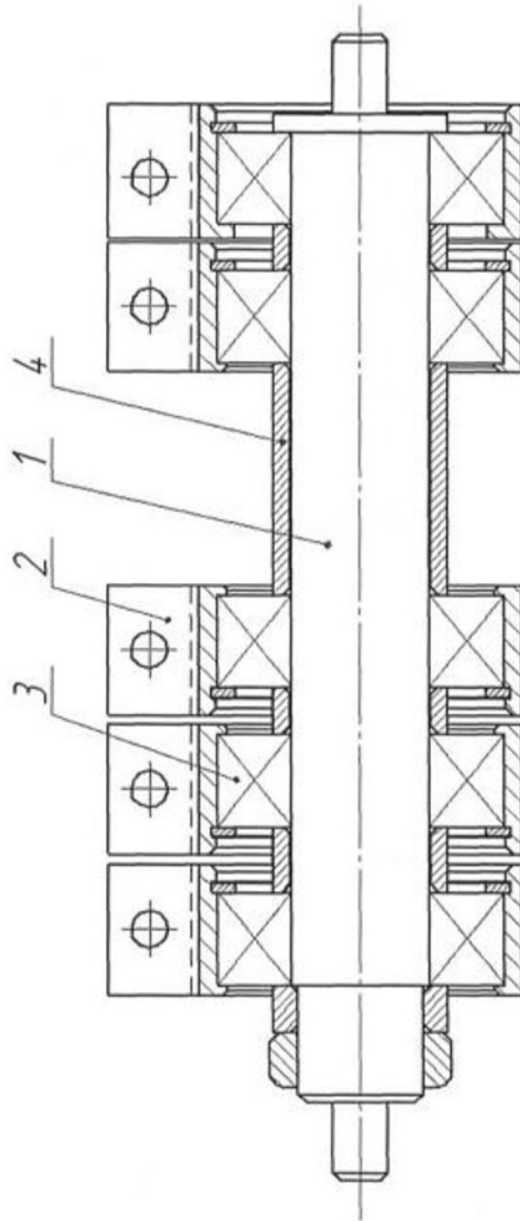
## (54) РОБОЧИЙ ОРГАН П'ЯТИКООРДИНАТНОГО ВЕРСТАТА

### (57) Реферат:

Робочий орган п'ятикоординатного верстата містить вал та п'ять шарнірів із підшипниками, які мають спільну вісь. Підшипники шарнірів розміщені безпосередньо на валу та знаходяться на певній відстані один від одного завдяки дистанційним втулкам.

**UA 84552 U**

UA 84552 U



UA 84552 U

Корисна модель належить до верстатобудування, а саме до гнучких автоматизованих виробництв.

За прототип був вибраний робочий орган п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою - пентапод [1], який складається з нерухомого корпусу, всередині якого знаходиться вал на опорах кочення. Ззовні корпусу розташовані п'ять співвісних осей робочого органа рухомих шарнірів.

Недоліком такого робочого органа є те, що наявність додаткового елемента - нерухомого корпусу - призводить до ускладнення конструкції, збільшення ваги і зростання вартості.

Задача корисної моделі полягає у спрощенні та здешевленні конструкції, а також дозволяє зменшити час і витрати на виготовлення робочого органа.

Поставлена задача вирішується завдяки тому, що підшипники шарнірів розміщені безпосередньо на валу та знаходяться на певній відстані один від одного завдяки дистанційним втулкам.

Конструкція робочого органа представлена на кресленні.

Робочий орган, що містить вал 1 та п'ять шарнірів 2 із підшипниками 3, які мають спільну вісь, розміщені безпосередньо на валу 1 та знаходяться на певній відстані один від одного завдяки дистанційним втулкам 4.

Робочий орган працює таким чином. Зміна орієнтації робочого органа у просторі відбувається при зміні положення шарнірів 2 завдяки підшипникам 3, які здійснюють одночасний рух відносно корпусу шарніра 2 і вала робочого органа 1.

Таким чином, задача - спрощення та здешевлення конструкції, а також зменшення часу і витрати на виготовлення робочого органа - вирішується.

Робочий орган може знайти широке використання у технологічному обладнанні паралельної структури.

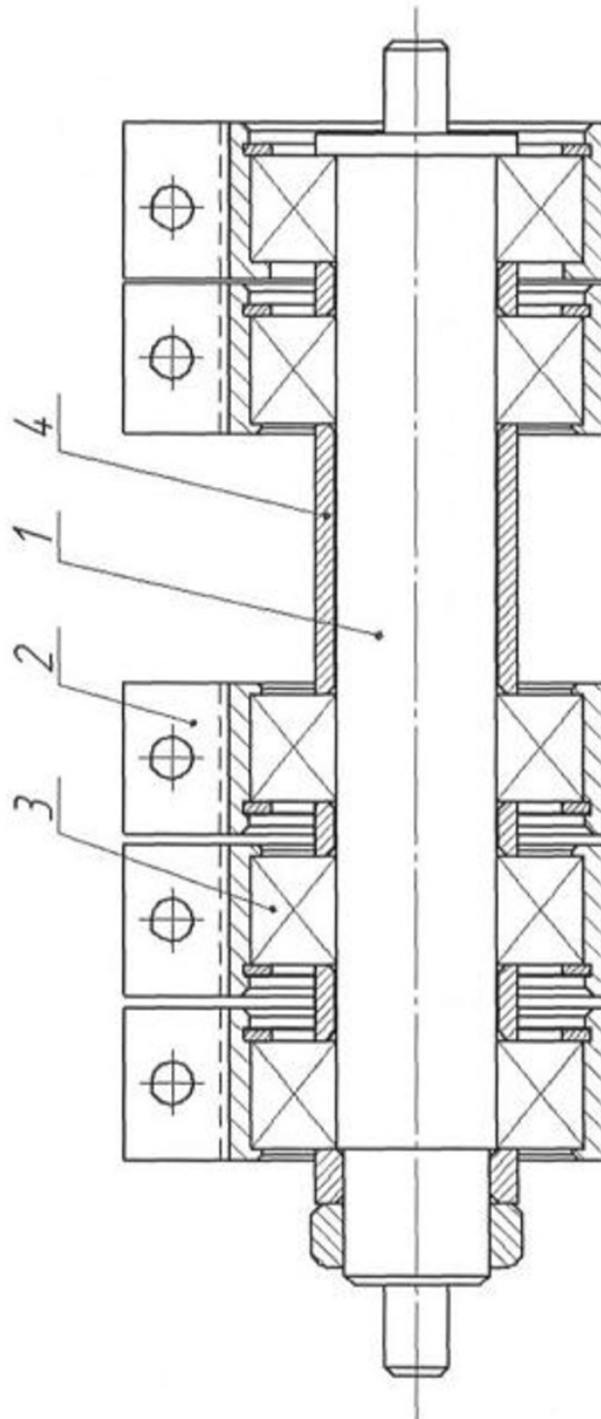
Джерело інформації:

1. Merlet J.-P. Parallel Robots. - Springer-Verlag New York Inc., 2006. - 394 p.

#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Робочий орган п'ятикоординатного верстата, що містить вал та п'ять шарнірів із підшипниками, які мають спільну вісь, який **відрізняється** тим, що підшипники шарнірів розміщені безпосередньо на валу та знаходяться на певній відстані один від одного завдяки дистанційним втулкам.

UA 84552 U



---

Комп'ютерна верстка С. Чулій

---

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

## ДОДАТОК Ж

## Акти використання та впровадження дисертаційної роботи

|                                                                                               |                                                                                    |                                                                                                |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------|
| «ЗАТВЕРДЖУЮ»                                                                                  |  | «ЗАТВЕРДЖУЮ»                                                                                   |
| Проректор                                                                                     |                                                                                    | Перший                                                                                         |
| з наукової роботи ЦНТУ                                                                        |                                                                                    | проректор ЦНТУ                                                                                 |
| О.М. Левченко                                                                                 |                                                                                    | В.М. Кропівний                                                                                 |
| «  » 2018 р. |                                                                                    | «  » 2018 р. |

## АКТ

про використання у навчальному процесі результатів дисертаційної роботи

Шелепко Ольги Володимирівни

на тему: «Підвищення вихідних характеристик багатокоординатних верстатів  
паралельної структури зі спеціальним робочим органом»

Акт складений у тому, що результати, отримані в дисертаційній роботі Шелепко О.В., використовуються в навчальному процесі на підставі рішення кафедри металорізальних верстатів та систем (протокол засідання кафедри №1 від 28 серпня 2018 року).

Результати використовуються при викладанні дисципліни «Технологічне обладнання з паралельною кінематикою» для студентів спеціальності 133 - Галузеве машинобудування, 131 - Прикладна механіка (освітній рівень магістр), дисципліни «Мехатронні системи верстатів» для студентів спеціальності 131 - Прикладна механіка - (освітній рівень бакалавр) та дисципліни «Проектування машин та обладнання» для студентів спеціальності 133 - Галузеве машинобудування, 131 - Прикладна механіка (освітній рівень магістр).

Начальник  
навчального відділу



Л. І. Кондратець

Завідувач кафедри  
«Металорізальні верстати  
та системи»



А. І. Гречка



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор НВФ

«КІТ-КОНСАЛТІНГ» ТОВ

Ю.О. Задніпрний

« » 2018 р.



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор

з наукової роботи ЦНТУ

О.М. Левченко

« » 2018 р.



АКТ

впровадження основних результатів дисертаційної роботи

Шелепко Ольги Володимирівни

На ТОВ НВФ «КІТ-КОНСАЛТІНГ» передано та впроваджено у виробничій діяльності матеріали дисертаційної роботи Шелепко О. В., асистента кафедри «Металорізальні верстати та системи» Центральноукраїнського національного технічного університету, на тему «Підвищення вихідних характеристик багатокоординатних верстатів паралельної структури зі спеціальним робочим органом», в тому числі:

- основані на результатах теоретичних та експериментальних досліджень методики визначення приведеної до зони обробки жорсткості і робочого простору багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом;

- практичні рекомендації з вибору раціональної компоновки, конструкції та геометричних параметрів багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом та її компонентів;

- розроблені конструкції багатокоординатного верстата паралельної структури зі спеціальним робочим органом з можливістю зміни геометричних характеристик під час роботи.

Аналіз вказаних матеріалів фахівцями підприємства дозволяє зробити висновок про можливість використання їх при модернізації існуючих верстатів з метою розширення їх функціональних можливостей.

Даний акт не є підставою для фінансових розрахунків.

Науковий керівник  
Декан механіко-технологічного  
факультету ЦНТУ  
д.т.н., проф.

А. М. Кириченко

Головний інженер  
НВФ «КІТ-КОНСАЛТІНГ» ТОВ

О. І. Торчілов



## ДОДАТОК 3

## Список публікацій здобувача за темою дисертації

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Пономаренко О. В. Робочий простір п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2011. Вип. 41, ч. II. С. 232–236.
2. Кириченко А. М., Шелепко О. В., Черновол М. І. Просторова жорсткість верстата з механізмом паралельної структури «пентапод». *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник)*. Кіровоград, 2012. Вип. 42, ч. II. С. 187–190.
3. Кириченко А. М., Шелепко О. В., Сапон С. П. Кінематика п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою. *Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки»*. Чернігів, 2013. № 3 (67). С. 100–104. (стаття включена до міжнародної наукометричної бази даних eLIBRARY.RU).
4. Кириченко А. М., Шелепко О. В. Вибір компоновки багатокоординатного верстата паралельної структури з ланками змінної довжини. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград, 2015. № 28. С. 3–8.
5. Кириченко А. М., Шелепко О. В. Експериментальне дослідження жорсткості шарнірів робочого органа багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». *Вісник Херсонського національного технічного університету*. Херсон, 2015. № 4 (55). С. 31–35. (стаття включена до наукометричної бази РІНЦ).
6. Шелепко О. В., Кириченко А. М., Гречка А. І. Експериментальне визначення жорсткості багатокоординатного верстата паралельної

структури «пентапод». *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кропивницький, 2018. № 31. С. 104–110.

7. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Вибір раціональної конструкції робочого органа верстата-пентапода за критерієм приведеної жорсткості. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук, 2018. Вип. 5 (112). С. 81–86. (стаття включена у міжнародну наукометричну базу даних eLIBRARY.RU, «Ulrich's Web Global Serials Directory», «Index Copernicus», «Polish Scholarly Bibliography», «Infobase Index», eLIBRARY.RU, «Inspec», «Open Academic Journals Index», «Google Scholar», «CiteFactor» і «Scientific Indexing Services»).

*Опубліковані праці апробаційного характеру:*

8. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Розвиток багатокоординатних верстатів паралельної структури. *Проблеми та перспективи розвитку науки: матеріали XIV міжнар. наук.-прак. конф., м. Київ, 25-26 жовт. 2014 р.* Київ, 2014. Т. 1. С. 19–21.
9. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Експериментальне дослідження багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». *Сучасні технології промислового комплексу: матеріали всеукр. наук.-практ. конф., м. Херсон, 15-18 верес. 2015 р.* Херсон, 2015. Вип. 2. С. 160–161.
10. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Моделювання руху багатокоординатного верстата паралельної структури «Пентапод». *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем: матеріали VI міжнар. наук.-прак. конф., м. Чернігів, 26-29 квіт. 2016 р.* Чернігів, 2016. С. 124–125.

11. Шелепко О. В., Кириченко А. М., Гречка А. І. Визначення конструктивних параметрів багатокоординатного верстата паралельної структури «Пентапод». *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем*: матеріали VII міжнар. наук.-прак. конф., м. Чернігів, 24-27 квіт. 2017 р. Чернігів, 2017. Т. 1. С. 106–107.
12. Шелепко О. В., Кириченко А. М., Гречка А. І. Експериментальне визначення пружних деформацій багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». *Сучасні технології промислового комплексу*: матеріали III міжнар. наук.-прак. конф., м. Херсон, 12-17 верес. 2017 р. Херсон, 2017. Вип. 3. С. 236–237.
13. Kurychenko A., Shelepko O., Alibraheemi M. Pentapod kinematics module for LinuxCNC. *Автоматика та комп'ютерно-інтегровані технології у промисловості, телекомунікаціях, енергетиці та транспорті*: матеріали всеукр. наук.-практ. Інтерн.-конф., м. Кропивницький, 16-17 листоп. 2017 р. Кропивницький, 2017. С. 15–17.
14. Шелепко О. В., Кириченко А. М. Приведена жорсткість верстата-пентапода. *Сучасні технології промислового комплексу: базові процесні інновації – 2018*: матеріали IV міжнар. наук.-прак. конф., м. Херсон, 12-16 верес. 2018 р. Херсон, 2018. Вип. 4. С. 97–98.

*Опубліковані праці, які додатково відображають  
наукові результати дисертації:*

15. Верстат: пат. 67445 Україна: МПК В23Q 7/00. № u201107981; заявл. 24.06.2011; опубл. 27.02.2012, Бюл. № 4. 2 с.
16. Штанга змінної довжини: пат. 70002 Україна: МПК В23Q 3/00, В23В 31/00. № u201112836; заявл. 01.11.2011; опубл. 25.05.2012, Бюл. № 10. 2 с.
17. Робочий орган п'ятикоординатного верстата: пат. 84552 Україна: МПК F16C 11/08. № u201304945; заявл. 17.04.2013; опубл. 25.10.2013, Бюл. № 20. 2 с.