

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет

І.А. Валявський, О.В. Лисенко, І.А. Лисенко

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

Навчальний посібник
(Друге видання, перероблене і доповнене)

Кропивницький
2023

Валявський І.А., Лисенко О.В., Лисенко І.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: навч. посіб. для ЗВО. 2-ге вид., перероб. і доп. Кропивницький, 2023. – 281 с.

У посібнику розглянуто передумови створення технологічного обладнання з паралельною кінематикою, еволюція та прогнозування їх розвитку. Приведена класифікація, структурні схеми, компоновки та конструкції механізмів існуючого технологічного обладнання з паралельною кінематикою, його кінематика та принципи побудови. Розглянуто особливості форми робочого простору такого обладнання, його математичне та графічне моделювання.

Навчальний посібник призначений для поглиблення знань студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» з дисциплін «Металорізальні верстати», «Обладнання та процеси 3Д друку», спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» з дисципліни «Технологічне обладнання з паралельною кінематикою» та інших спеціальностей з галузі знань «Механічна інженерія», а також може бути корисним для інженерно-технічних працівників машинобудівних підприємств.

Передрук матеріалів навчального посібника ні частинами, ні в цілому без згоди авторів не допускається.

Рекомендовано до друку Вченою радою
Центральноукраїнського національного технічного університету
(протокол №11 від 30.08.2023 р.)

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ І ПОЗНАЧЕННЯ

ТОПК	–	технологічне обладнання з паралельною кінематикою
МПС	–	механізм паралельної структури
ВО	–	виконавчий орган
РП	–	робочий простір
РР	–	штанга постійної довжини
PV	–	штанга змінної довжини
PS	–	напівколова штанга сферичного механізму
V	–	комбіновані штанги V-подібного механізму
PG	–	паралелограмні штанги (попарно-паралельні)
G	–	напрявні
GH	–	горизонтальні напрявні
GV	–	вертикальні напрявні
GC	–	комбіновані напрявні
U	–	універсальний шарнір (шарнір Гука або шарнір Кардана)
S	–	сферичний шарнір
R	–	шарнірне з'єднання штанг з примусовим обертальним рухом
I	–	інструмент
IV	–	вертикальне розташування інструменту
IH	–	горизонтальне розташування інструменту
IA	–	кутове положення інструменту в нульовому положенні
O	–	нерухомий стаціонарний блок
МГР	–	модуль головного руху
МЗД	–	модуль зміни довжини штанги
МСБ	–	модуль стаціонарного блоку
МЗК	–	модуль зміни координат опорного шарніру
МПР	–	модуль примусового обертального руху шарнірів
МВМ	–	модуль V-подібного механізму
МЗП	–	модуль зміни кута повороту опорного шарніру
МПШ	–	модуль паралелограмних штанг
МПД	–	модуль штанг постійної довжини
МН	–	модель напрямних
ПД	–	робочий простір деталі
ЗМ	–	затискний механізм (модуль)
ЗП	–	затискний патрон (пристрій)
ПЗ	–	привід затиску
НСБ	–	нерухомий стаціонарний блок відповідального механізму
К	–	основна кінематична ланка
ДК	–	додаткова кінематична ланка
Σ	–	підсумовуючий механізм

ЗМІСТ

Вступ	7
Глава 1. Передумови створення технологічного обладнання з паралельною кінематикою.....	10
1.1. Загальні принципи та шляхи впровадження нових технологій	10
1.2. Мехатронні системи в технологічному обладнанні	19
1.3. Концепція і тенденції розвитку сучасного верстатобудування	25
1.4. Необхідність створення і функціональні можливості технологічного обладнання з паралельною кінематикою	30
Глава 2. Принципи побудови і галузі використання механізмів паралельної структури.....	38
2.1. Порівняльний аналіз побудови традиційних механізмів і механізмів паралельної структури	38
2.2. Основні міркування по розробці термінології щодо механізмів паралельної структури.....	48
2.3. Галузі використання механізмів паралельної структури.....	53
2.3.1. Аерокосмічна техніка	54
2.3.2. Транспортні засоби та сільськогосподарська техніка.....	59
2.3.3. Медичне обладнання та електронна промисловість	60
2.3.4. Робототехнічні та вимірювальні системи.....	64
2.3.5. Спортивні тренажери та індустрія розваг	69
Глава 3. Еволюція і класифікація механізмів паралельної структури та технологічного обладнання з паралельною кінематикою	71
3.1. Еволюція механізмів паралельної структури.....	71
3.2. Розвиток теорій просторових механізмів	77
3.3. Еволюція технологічного обладнання з паралельною кінематикою	80
3.4. Класифікація технологічного обладнання з паралельною кінематикою	85
Глава 4. Механізми паралельної структури як основний компонент технологічного обладнання з паралельною кінематикою	96
4.1. Структурна побудова механізмів паралельної структури	96
4.2. Двохкоординатні механізми паралельної структури	101
4.3. Трьохкоординатні механізми паралельної структури та їх модифікації	106
4.4. Шестикоординатні механізми паралельної структури	109
Глава 5. Кінематика механізмів паралельної структури.....	113
5.1. Використання <i>l</i> -координат в механізмах паралельної структури.....	113

5.2. Кінематика l -координатних механізмів	118
5.2.1. Кінематичний аналіз механізмів паралельної структури	118
5.2.2. Вирішення прямої задачі кінематики. Перетворення l - координат в декартові координати.....	119
5.2.3. Вирішення зворотної задачі кінематики. Перетворення декартових координат в l -координати	124
5.3. Особливі положення l -координатних механізмів	130
Глава 6. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою	138
6.1. Технологічне обладнання з кінематичними ланками змінної довжини.....	138
6.2. Технологічне обладнання з кінематичними ланками постійної довжини.....	160
Глава 7. Формування модулів технологічного обладнання з паралельною кінематикою.....	172
7.1. Функціональна структура технологічного обладнання з паралельною кінематикою	172
7.2. Модульна побудова технологічного обладнання з паралельною кінематикою	175
7.3. Умови формування модулів технологічного обладнання з паралельною кінематикою	185
7.4. Передумови до структурної ідентифікації компоновок технологічного обладнання з паралельною кінематикою	187
Глава 8. Рухові характеристики верстатів-гексаподів.....	194
8.1. Показники рухових характеристик верстатів-гексаподів	194
8.2. Оцінка переміщень виконавчого органа гексапода по осі його симетрії.....	200
8.3. Оцінка рухових можливостей верстата-гексапода в напрямку, перпендикулярному до осі його симетрії	204
Глава 9. Робочий простір технологічного обладнання з паралельною кінематикою.....	215
9.1. Робочий простір технологічного обладнання	215
9.2. Графічне моделювання робочого простору верстатів- гексаподів.....	221
Глава 10. Просторові функціональні можливості верстатів- гексаподів.....	228
10.1. Узгодженість рухів кінематичних ланок при реалізації типових рухів виконавчого органа.....	228
10.2. Дослідження просторових рухових характеристик верстатів- гексаподів.....	234
10.2.1. Вплив компоувальної схеми верстата-гексапода на параметри робочого простору	234

10.2.2. Вплив діапазону зміни довжини кінематичних ланок на параметри робочого простору	236
10.2.3. Вплив співвідношення розмірів во та несучої системи на параметри робочого простору	238
10.2.4. Вплив співвідношення розміру несучої системи до максимальної довжини кінематичної ланки на параметри робочого простору	239
Глава 11. Рекомендації по проектуванню верстатів-гексаподів та оцінка ефективності їх використання	
11.1. Загальні рекомендації з проектування	241
11.2. Рекомендації щодо вибору основних конструктивних параметрів верстатів-гексаподів	243
11.3. Особливості модульної будови верстатів з паралельною кінематикою	243
11.4. Прогресивні компоувальні рішення верстатів з паралельною кінематикою	245
11.5. Ефективність впровадження верстатів-гексаподів	247
11.5.1. Порівняння функціонально-технологічних можливостей	248
11.5.2. Оцінка економічної ефективності використання верстатів-гексаподів	249
Література	251
Додатки	265
А. Використання просторових механізмів паралельної структури	265
Б. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою	266
В. Технічні характеристики технологічного обладнання з паралельною кінематикою	269

ВСТУП

В умовах глобальних геополітичних та економічних змін у суспільстві відбувається жорстка конкурентна боротьба за ринки збуту продукції, що вимагає розробки нових комплексних підходів до вирішення техніко-економічних та організаційних задач управління виробничими силами суспільства.

Конкурентоспроможність продукції на внутрішньому та зовнішньому ринках, а також ефективність діяльності підприємств у всіх галузях промисловості визначається рівнем використання у виробничих процесах високих технологій.

Досвід конструкторсько-технологічних розробок останніх десятиліть показує, що традиційні концепції, принципи та критерії вибору варіантних рішень у нових ринкових умовах не діють.

Одна з першочергових задач, від рішення якої залежить ефективність виробництва є розвиток науково-технічного прогресу за рахунок раціонального використання прогресивних ідей, відкриттів, винаходів, концепцій та результатів наукових досліджень. Перед сучасним машинобудуванням висуваються дві актуальні проблеми:

- автоматизація виробництва, включаючи створення гнучких виробничих систем, властивості якої дозволяють бути адекватним поточним умовам виробництва та забезпечити параметри функціонування виробничого процесу на заданому рівні;

- підвищення точності, продуктивності, надійності та довговічності технологічного обладнання при розширенні його функціональних можливостей.

Вирішення цих проблем підпорядковане основній меті, яка висувається перед проектувальниками технологічного обладнання: виготовляти продукцію високої якості швидше та дешевше.

Основним результатом розв'язування наведених проблем є впровадження надшвидкісної обробки деталей на високоефективному технологічному обладнанні. Враховуючи, що технічні стандарти у верстатобудуванні вже і так досить високі, виникає слушне питання: де знайти невикористаний потенціал для подальшого удосконалення технологічного обладнання?

Еволюція верстатобудування свідчить, що час від часу формувалися нові поодинокі рішення елементів приводу, перетворюючих механізмів, виконавчих органів, вимірювальних систем та систем управління, на основі чого формувалась технологічна система в цілому. Якщо один з компонентів технологічної системи є більш удосконаленим, то необхідно оперативно удосконалювати інші компоненти системи з метою їх відповідності висунутим задачам.

У машинобудуванні сформувалася односпрямована тенденція розподілу функцій та перерозподілу навантажень між механізмами та їх складовими елементами.

Так, усі обчислювальні операції виконуються електронною системою, функція передачі енергетичних потоків розподіляється між електричною та механічною системами, а виконавча функція (виконання заданого процесу) реалізується приводами та відповідними механізмами. Між приводами та механізмами також відбувається перерозподіл функцій: зміна швидкісного діапазону приводу впливає на зміну передаточного відношення, кількості необхідних режимів переключення передач та, відповідно, на кінематичну схему механізму. Перетворюється також механізм приводу, або механізм, який складає єдиний блок з двигуном (мотор-редуктор, мотор-шпindel).

Таким чином, слід визначити концепції побудови технологічного обладнання нового покоління:

- **багатофункціональність** – використання механізмів, які мають практичну можливість реалізації транспортних (переміщення, переорієнтацію та установку заготовок), допоміжних (фіксації-розфіксації, затиску-розтиску, позиціонування при поступальних і обертових рухах) і технологічних (обробки, складання, випробування та вимірювання) операцій одним виконавчим органом;

- **багатопоточність** – використання механізмів, які дозволяють реалізувати раціональний перерозподіл навантажень між декількома механізмами та його складовими елементами паралельними шляхами, що забезпечує мінімізацію маси рухомих елементів, зменшення енергетичних витрат на переміщення елементів механізму та виконавчого органу.

- **універсальність** механічної системи технологічного обладнання – використання механізмів, виконавчий орган яких реалізує заданий закон переміщення тільки за рахунок математичного програмування.

Наведеним критеріям повністю відповідають механізми паралельної структури, основними властивостями яких є:

- раціоналізація перерозподілу рухів та енергетичних потоків за рахунок передачі їх паралельними шляхами;

- використання кінематичних ланок у вигляді стрижневої просторової ферми, елементи якої працюють тільки на розтягування та стискання при відсутності напружень згину, що підвищує жорсткість технологічної системи;

- мінімізація мас рухомих елементів обладнання, кількості з'єднань складових компонентів та їх кінематичних ланок обумовлює підвищення точності позиціонування виконавчих органів та поліпшення динамічних характеристик обладнання;

- геометрична симетрія компоновки, модульна побудова та розташування приводів на нерухомій несучій системі зменшує витрати на виробництво та впровадження технологічного обладнання нового покоління.

У навчальному посібнику авторами поставлено завдання ширше ознайомити читача з технологічним обладнанням з паралельною кінематикою, побудованим на основі механізмів паралельної структури, узагальнити досягнутий досвід створення і принципи побудови подібного обладнання та розглянути його кінематичну структуру і конструктивну реалізацію з мінімальними витратами на проектування та виробництво.

Слід відмітити, що на теренах України інформація щодо функціональних і технологічних можливостей, принципів побудови та досліджень основних параметрів технологічного обладнання з паралельною кінематикою практично відсутня і не подається студентам ВНЗ, тому опрацьований навчальний посібник є першою спробою узагальнення подібної інформації. Враховуючи новизну висунутих задач, автори розуміють, що наведена інформація не претендує на завершеність і досконале її представлення широкому загалу читачів.

У даному навчальному посібнику розглянуто передумови та шляхи впровадження нових технологій, ділова стратегія підприємств в умовах конкурентної боротьби за ринки збуту та шляхи підвищення конкурентоспроможності продукції. Розглянута еволюція механізмів паралельної структури, їх конструктивне виконання, принцип дії та чисельні приклади їх застосування. Узагальнені та систематизовані основні положення, термінологія, принципи та рекомендації побудови, а також приклади впровадження подібних механізмів у технологічне обладнання нового покоління – з паралельною кінематикою.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальностей «Прикладна механіка», «Галузеве машинобудування» та може бути використаний студентами інших машинобудівних спеціальностей різноманітних форм навчання, а також при виконанні курсових та дипломних проектів. Він також може бути корисним для інженерно-технічних робітників, що займаються проектуванням сучасного технологічного обладнання.

При укладенні навчального посібника були використані узагальнені матеріали наукових досліджень, проведених в університетах та проектних організаціях багатьох країн світу, які отримані з мережі Інтернет, а також результати досліджень та розробок авторів посібника.

У посібнику у концентрованій формі використані матеріали, у тому числі і малюнки, з монографій, посібників та статей різних авторів, перелік яких наведений в кінці посібника, а також деякий досвід викладання технічних дисциплін в Центральноукраїнському національному технічному університеті та інших ЗВО України.

ГЛАВА 1

ПЕРЕДУМОВИ СТВОРЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

1.1. Загальні принципи та шляхи впровадження нових технологій

У суспільстві кожна машина є засобом виконання відповідного процесу, який забезпечує людині необхідні матеріальні та духовні блага. Розвиток науково-технічного прогресу у кожній галузі виробництва залежить від соціального замовлення суспільства, спрямованого на зменшення фізичної праці людей, шкідливих та несприятливих фізіологічних і соціальних умов та режимів роботи людини. Вирішення висунутих суспільством задач можливо лише за допомогою створення сучасних машин, впровадження прогресивних технологій їх виробництва, використання нових принципів господарської діяльності, а також застосування нових нетрадиційних підходів до проектування машин, технологій та організації виробництва.

Конструкції машин постійно вдосконалюються та ускладнюються, а технологія їх виробництва стає більш комплексною що обумовлюється використанням в них різних за фізичною природою методів технологічного впливу. Крім того, різко скорочується період експлуатації машин до заміни їх на інші, більш сучасні, а термін технологічної підготовки виробництва нових машин постійно зростає за рахунок розробки більшої кількості технічної та технологічної документації [11].

Виробництво машини формується з відповідних етапів (рис. 1.1), починаючи від замовлення суспільства та необхідності вдосконалення існуючих або створення нових машин і проходить довгий шлях: дослідження фізичних явищ, які виникають у машині, проектування і випробовування, технологічної підготовки та виробництва (обробка, складання та контроль).

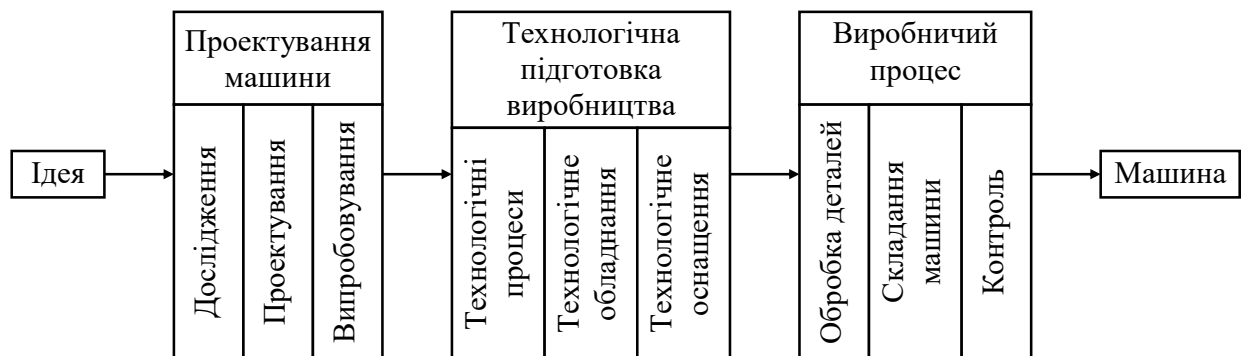


Рис. 1.1. Етапи виробництва машини

По відношенню до об'єкта виробництва різні етапи виробничого процесу впливають на нього по різному. Одні – змінюють якісний стан об'єкта виробництва

(форму, розміри, шорсткість та взаємне розташування поверхонь. структуру та хімічний склад матеріалу тощо), а інші – не впливають, але без них неможливе нормальне функціонування виробничого процесу (транспортування, зберігання на складах, контроль та інші допоміжні процеси).

Таким чином, структура, зміст та характеристики кожного виробничого процесу залежать від тих конкретних процесів, які в ньому відбуваються:

- **технологічні процеси** формують деталь та забезпечують отримання необхідних розмірних, якісних та експлуатаційних характеристик деталі визначеними технологічними методами;
- **допоміжні процеси** забезпечують нормальне функціонування технологічних процесів, які полягають в отриманні, транспортуванні, контролю, упаковки та збуту продукції виробництва;
- **системи організації** та управління виробництвом забезпечують задане функціонування технологічних та допоміжних процесів і визначають взаємозв'язок між процесами та засобами, які їх забезпечують.

Отже, виробничий процес є досить складною організаційно-динамічною системою, в якій усі технічні засоби та фізичні явища тісно пов'язані між собою і характеризуються визначеною системою показників: розмірними, інформаційними, часовими, економічними (рис. 1.2).

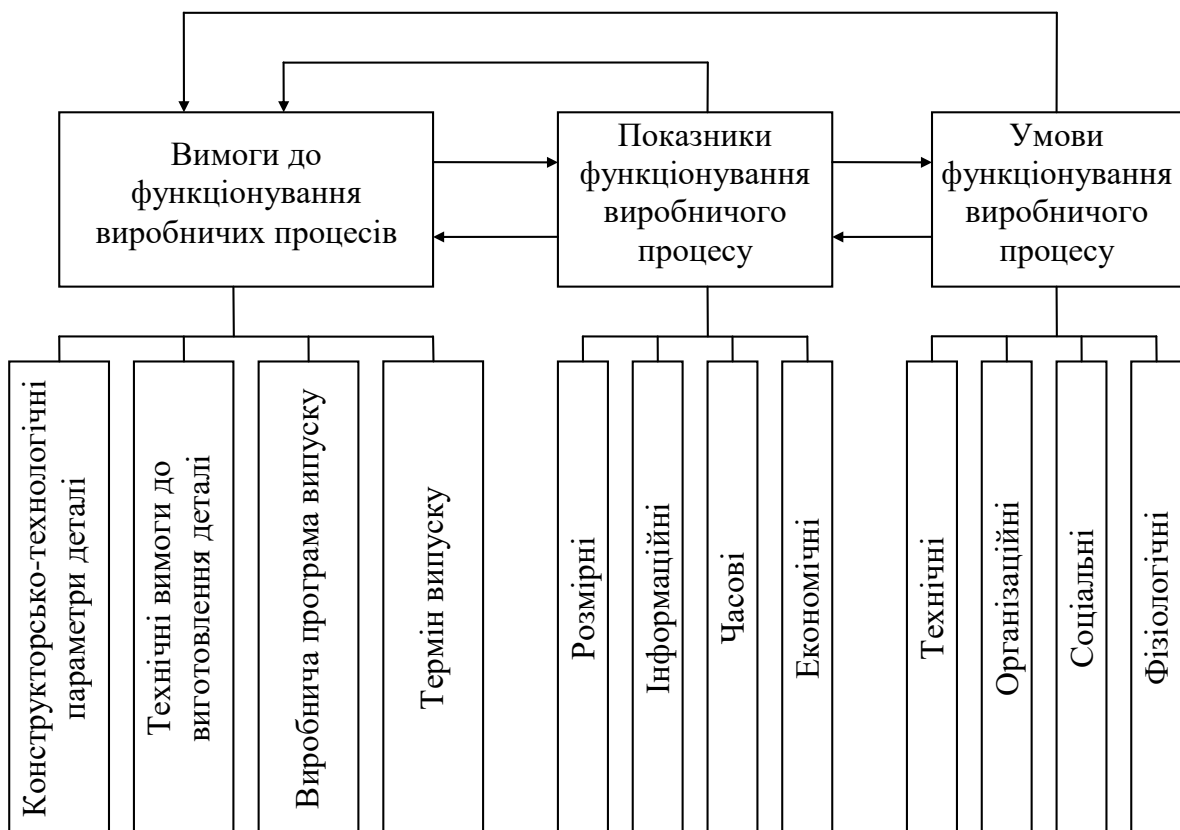


Рис. 1.2. Взаємозв'язки між елементами виробничого процесу

Постійне вдосконалення конструкції машин та технології виробництва обумовлює різке скорочення терміну їх експлуатації, що призводить до інтенсивного розширення номенклатури виробів. Поряд з цим зростають вимоги до якості машин та технології, що, в свою чергу, створює необхідність зміни умов функціонування виробничих процесів.

Так, у реальних умовах конкретного виробництва майже всі показники виробничого процесу постійно змінюються як у просторі, так і у часі.

Перехід виробництва на нову номенклатуру виробів обумовлюється зміною конструктивно-технологічних параметрів деталі (конструкція та геометрична форма поверхонь деталі та їх сполучень), що впливає на зміну виду заготовки, її характеристики, величину припуску та сил різання. Змінюються також якісні параметри виробів (точність розмірів, геометричної форми та їх взаємного розташування). Зміна номенклатури виробів та їх характеристик (програма випуску) впливає на часовий режим їх виконання, характеристику, структуру та стан технологічного обладнання.

Всі ці зміни впливають на технологію виробництва машин. Крім того, на кожному підприємстві реалізуються різні умови функціонування виробничих процесів, що обумовлюють різну якість, продуктивність та собівартість виготовлення аналогічної продукції.

Для забезпечення виробництва багатноменклатурної продукції необхідної якості з заданою продуктивністю та мінімальною собівартістю при різних умовах конкретного виробництва, необхідно створити такий виробничий процес, властивості якого дозволять йому бути адекватним поточним умовам виробництва та забезпечити параметри функціонування процесу на заданому рівні.

Створення гнучкого виробничого процесу повинно базуватись на наступних особливостях:

- зміст поняття «гнучкість» конкретно для кожного виробництва і визначених умов його функціонування;
- властивості гнучкості мають ієрархічну структуру;
- комплект властивостей, який характеризує конкретний зміст гнучкості повинен бути мінімально необхідним;
- у кожному складовому елементі виробничої системи завжди є обмежуюча властивість, від якої залежить гнучкість виробничої системи;
- гнучкість для конкретного виробництва повинна встановлюватися на оптимальному рівні.

З метою підвищення рівня гнучкості конкретного виробничого процесу необхідно:

- виконати його аналіз та визначити обмежуючу властивість, від якої в першу чергу залежить підвищення рівня гнучкості;

- визначити відповідний комплекс властивостей гнучкості, який необхідно впровадити у виробництво для отримання необхідного рівня гнучкості виробничого процесу;
- намітити шляхи реалізації заданого рівня гнучкості.

Слід відмітити, що кожний виробничий процес повинен мати мінімально обмежений комплекс властивостей, тому що запас властивості, який не використовується повністю, лише погіршує рівень гнучкості виробничого процесу. Враховуючи, що поточні умови функціонування кожного виробничого процесу різні, тому і зміст поняття «гнучкості» буде також різний для кожного конкретного виробництва, технологічного процесу, виробничої дільниці, робочого місця тощо.

Шляхи та методи підвищення рівня гнучкості для кожного виробничого процесу різноманітні (рис. 1.3).

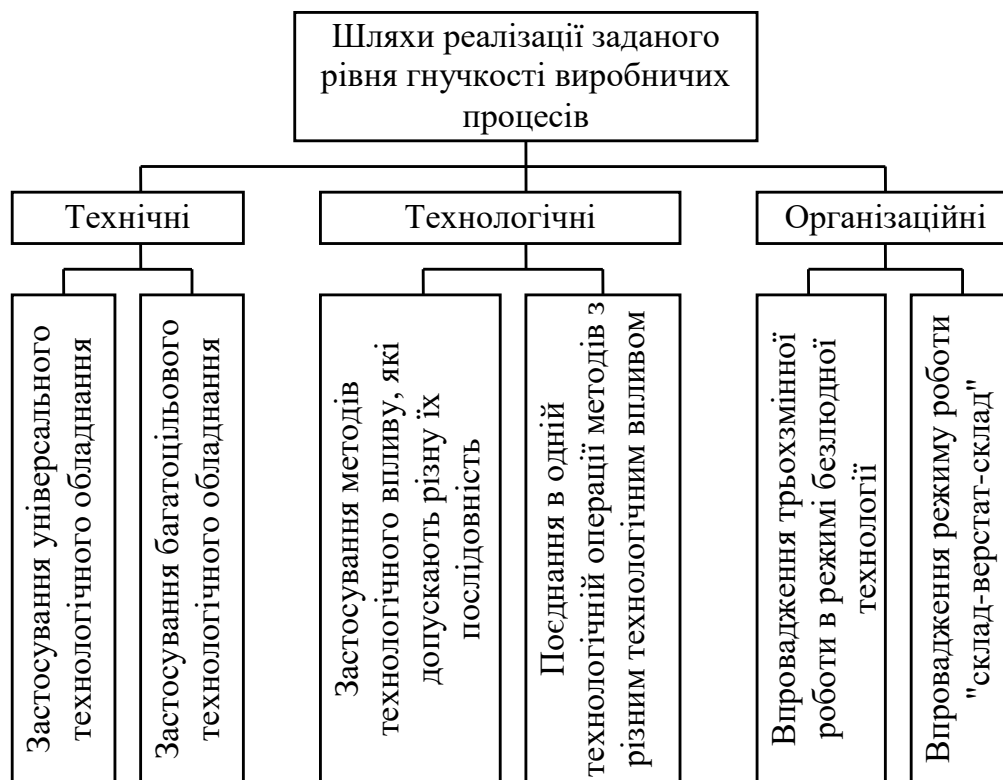


Рис. 1.3. Шляхи реалізації заданого рівня гнучкості виробничих процесів

Заданий рівень гнучкості виробничих процесів багатономенклатурного серійного виробництва забезпечується широким застосуванням багатоцільового програмно-управляемого технологічного обладнання, яке змінює структуру та зміст технологічних операцій (свердильно-фрезерні верстати, токарні верстати з ЧПУ, обладнані свердильно-фрезерною головкою). Використання такого обладнання уніфікує кваліфікацію робітника до рівня оператора, який має практичну можливість працювати на будь-якому верстаті з ЧПУ (токарному, свердильному, фрезерному та інших) і, крім того,

знеособлює конструктивно-технологічні характеристики заготовки (корпус, вал, важіль та інші).

Поєднання в одній технологічній операції методів обробки з різним за фізичною природою технологічним впливом (лезова, абразивна обробка, складання, випробовування та ін.) зменшує кількість технологічних та транспортних операцій, номенклатуру та кількість технологічного оснащення, що підвищує рівень гнучкості виробничого процесу та методів обробки, які допускають їх різну послідовність.

Слід відмітити, що впровадження трьохзмінної роботи є несприятливим у фізичному та соціальному аспекті часового режиму трудової діяльності людини. Тоді найбільш раціональним організаційним методом підвищення рівня гнучкості виробничих процесів буде застосування організаційної форми «склад-верстат-склад» (рис. 1.4).

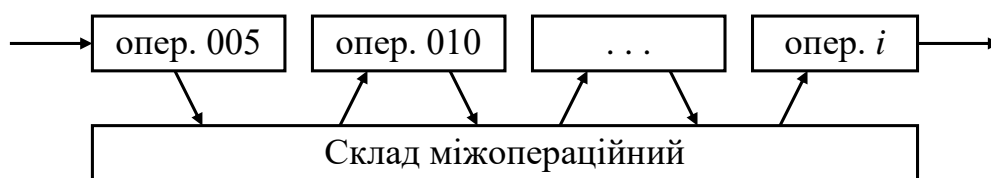


Рис. 1.4. Реалізація організаційної форми «склад-верстат-склад»

При такій формі організації виробництва необхідна кількість виробів після проходження першої операції технологічного процесу надходить на міжопераційний склад, де зберігається до звільнення наступного технологічного обладнання, що повинно виконувати другу технологічну операцію, після реалізації якої виріб знову надходить на склад і зберігається до виконання наступної операції. При цьому зменшується кількість одиниць технологічного обладнання, робітників та виробничої площі, але збільшується виробничий цикл.

Впровадження такої організаційної форми виробництва дозволяє вирівнювати штучний час виготовлення деталей на операціях.

Таким чином, в умовах багатомоделного серійного виробництва створення гнучких виробничих процесів обумовлює оперативний перехід виробництва на випуск іншої номенклатури виробів. Побудова таких процесів завжди пов'язана з цілою низкою організаційних змін та відмови від традиційних підходів до господарської діяльності і зміни ділової стратегії підприємства.

Умови ринкових відносин обумовлюють жорстку конкурентну боротьбу підприємств за ринки збуту своєї продукції. Конкурентоспроможність продукції визначається значною кількістю показників (рис. 1.5).



Рис. 1.5. Умови реалізації конкурентоспроможності продукції

Таким чином, конкурентоспроможність продукції залежить від сучасної конструкції виробу, яка базується на нових досягненнях наукових досліджень, має не менше трьох пріоритетних переваг у порівнянні з зразками світового рівня, оптимально виконує службове призначення, має мінімальну матеріало- та енергоємність і собівартість, а також зручна в експлуатації та екологічно чиста у виробництві, експлуатації та утилізації. Слід відмітити, що якість та вартість продукції не можуть бути конкурентоспроможними довгий час, бо вони залежать від динаміки розвитку технологічних можливостей потенційних конкурентів. Отже, у машинобудівному виробництві повинні формуватися нові пріоритетні задачі переходу від проблеми планової економіки «*як робити?*» до проблеми ринкових відносин «*що робити?*».

Постійне зростання рівня конкуренції висуває проблему впровадження нових концепцій та принципів ділової стратегії підприємства, спрямованих на підвищення конкурентоспроможності продукції та зниження її собівартості, що може бути реалізовано пошуком шляхів та методів впровадження нових технологій.

Для впровадження нових технологій повинні бути відповідні умови:

- реальна необхідність впровадження нових технологій;
- наявність нових технологій;
- наявність кваліфікованих спеціалістів для впровадження нових технологій;
- можливість отримання фінансових інвестицій.

Технологія виробництва характеризується відповідним життєвим циклом – терміном існування до заміни на більш сучасну (рис. 1.6).

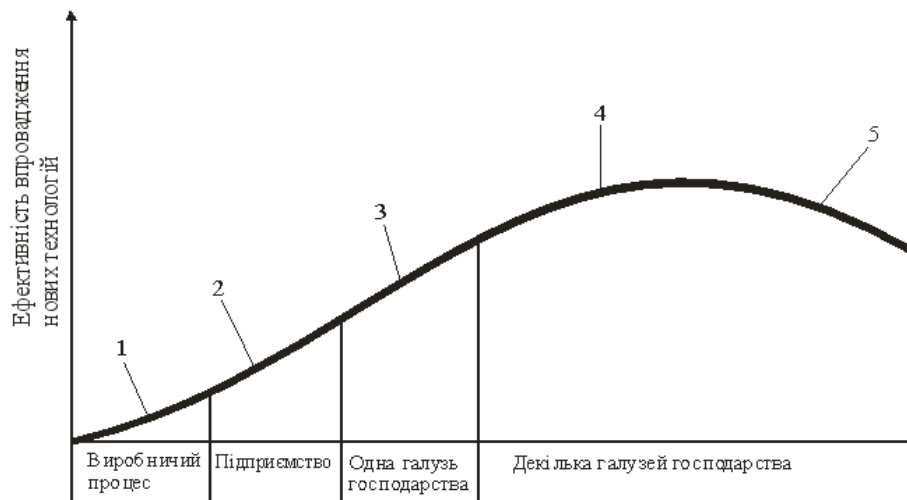


Рис. 1.6. Етапи існування нової технології

Наведений на рис. 1.6 життєвий цикл та етапи існування технології описується логістичною кривою, яка характеризує динаміку розвитку більшості параметрів виробничого процесу.

Розглянемо етапи впровадження та життєвий цикл існування нової технології.

Рівень конкурентоспроможної продукції, яка випускається на окремому підприємстві, обумовлює обґрунтування необхідності та пошук нових технологій для їх подальшого впровадження.

Перший етап. Впроваджена нова технологія вирішує проблему підвищення ефективності конкретного виробничого процесу. Продукція стає більш конкурентоспроможною, а підприємство отримує більші прибутки, що дає практичну можливість подальшого удосконалення конструкції машин, які випускаються конкретним підприємством.

Другий етап характеризується впровадженням нової технології в усі виробничі процеси даного підприємства. Прибутки підприємства стають ще більшими, а нова технологія вирішує усі виробничі задачі підприємства.

Третій етап. Нова технологія інтенсивно впроваджується на усіх підприємствах відповідної галузі. Враховуючи, що на кожному підприємстві виробничі процеси функціонують у різних умовах, починається наближення нових технологій до конкретних умов підприємства та їх удосконалення.

Четвертий етап характеризується широким впровадженням нових технологій на підприємствах більшості відповідних галузей. Але на деяких підприємствах нова технологія не може забезпечувати вирішення конкретних виробничих задач підприємства.

П'ятий етап. Відбувається насиченість нових технологій, вони стають малоефективними. Це обумовлює необхідність зміни «нової» технології, організаційних форм виробництва на окремому підприємстві. Інтенсифікується процес удосконалення існуючих та створення нових, більш сучасних,

технологій. Обґрунтовується необхідність впровадження нової технології та її впровадження у окремому виробничому процесі.

Таким чином, життєвий цикл існування нової технології постійно повторюється.

Кожний виробничий процес складається з визначеної кількості технологічних процесів, а останні – з технологічних операцій. Усі процеси та операції характеризуються рівнем якості та продуктивності продукції, що залежить від умов їх функціонування. Завжди у кожному технологічному процесі є обмежуюча операція, яка впливає на показники відповідного процесу. Таку технологічну операцію слід удосконалювати у першу чергу, але після впровадження нової технології для визначеної операції (або технологічного процесу) одразу з'являється інша обмежуюча операція та формується необхідність у її удосконаленні. Таким чином, удосконалення та впровадження нової технології є процесом періодичним (рис. 1.7).

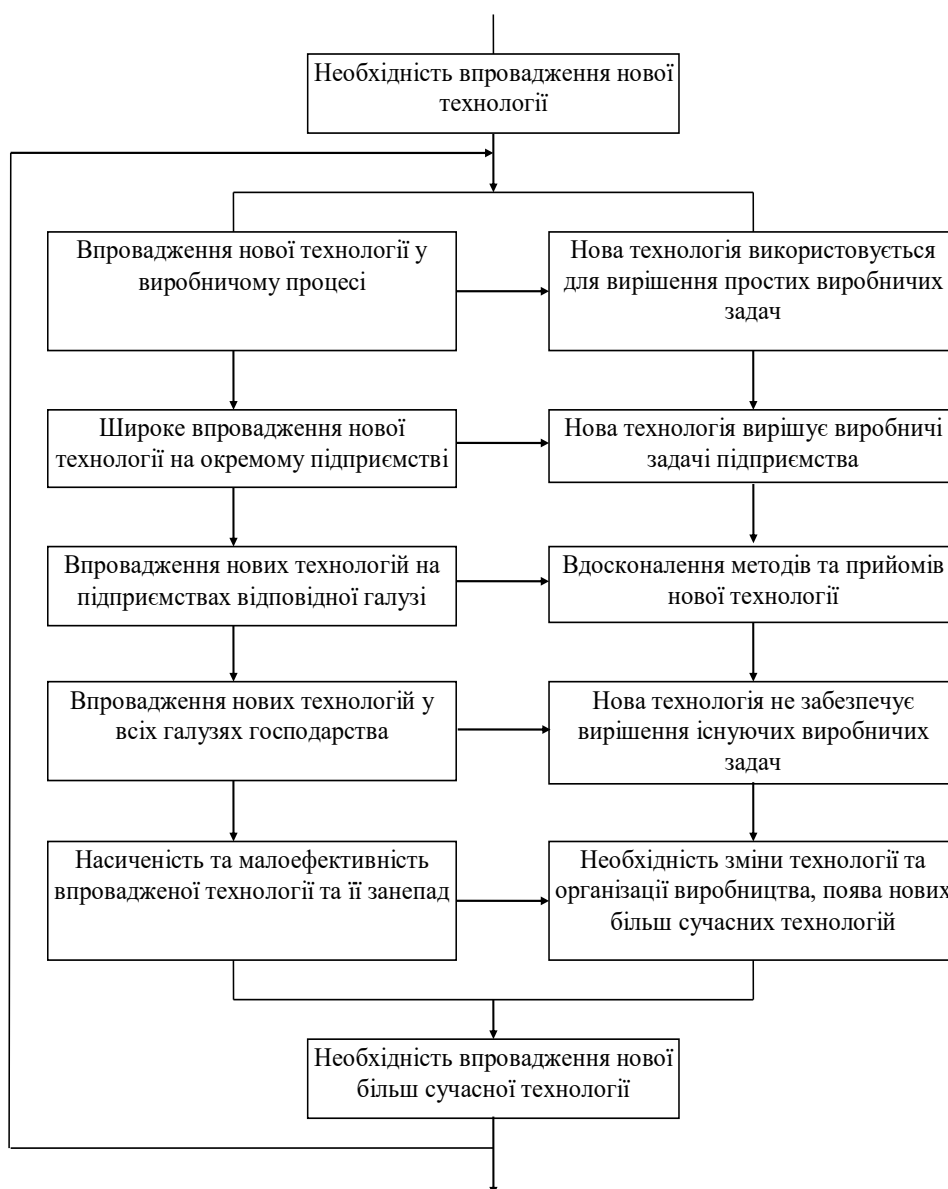


Рис. 1.7. Життєвий цикл існуючої технології виробництва

Отже, кожна нова технологія має свій кінцевий термін існування, який обумовлює пошук шляхів та методів впровадження більш сучасної технології, що залежить від наступних умов (рис. 1.8).

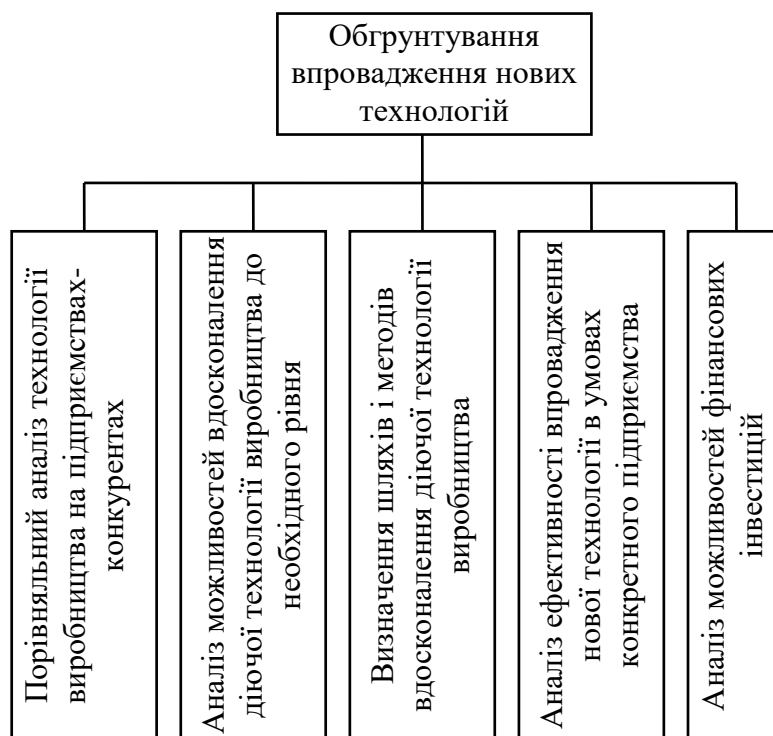


Рис. 1.8. Умови впровадження нової технології

Для забезпечення конкурентоспроможності продукції необхідно постійно аналізувати та прогнозувати динаміку змін технологічних можливостей та стану конкурентоспроможності технології виробництва у традиційних і потенційних конкурентів та порівнювати їх з умовами конкретного підприємства. У випадку, якщо діюча на підприємстві технологія виробництва неконкурентоспроможна, необхідно оперативно визначати шляхи та методи підвищення її рівня. Шляхи впровадження нових технологій залежать у першу чергу від фінансового стану підприємства та можливості отримання фінансових інвестицій, тому кожне підприємство повинно вибрати свою ділову стратегію з наступних шляхів:

- поетапне удосконалення існуючих технологій виробництва до необхідного рівня;
- використання стратегії послідовного поетапного впровадження нових технологій для кожного виробничого процесу;
- одночасне впровадження нових технологій для усіх виробничих процесів, діючих на підприємстві.

Кожний вибраний шлях характеризується різними фінансовими витратами та терміном впровадження нових технологій, при збільшенні фінансових витрат термін їх впровадження зменшується та навпаки.

Аналіз діючих виробничих систем, проведений закордонними фірмами показав, що 60-70% підвищення якості, конкурентоспроможності продукції та технології її виробництва забезпечується за рахунок підвищення ефективності та удосконалення структури парку технологічного обладнання.

Таким чином, кожна вибрана ділова стратегія підприємства, яка пов'язана з впровадженням нової конкурентоспроможної технології, неможлива без сучасного вискоефективного технологічного обладнання. Безперервне зростання кількості типів технологічного обладнання з ЧПУ свідчить, що воно мало пристосоване до мінливих умов виробництва при ринкових відносинах. Крім того, враховуючи досить високі технічні стандарти існуючого обладнання, виникає питання: де знайти невикористаний потенціал для його подальшого удосконалення?

Основними напрямками пошуку шляхів удосконалення існуючого та створення принципово нового технологічного обладнання з метою підвищення його гнучкості, продуктивності, точності, надійності та довговічності є:

- визначення і аналіз недоліків існуючого технологічного обладнання та пошук шляхів їх усунення;
- аналіз технологічних задач, спрямованих на інтенсифікацію режимів обробки та інтеграцію відповідних процесів, які виконуються на технологічному обладнанні;
- аналіз основних тенденцій розвитку технології виробництва та верстатобудування.

Головна задача гнучкої автоматизації у єдиному виробничому циклі – ефективно використання інтелектуальної праці за рахунок застосування верстатів з ЧПУ у сполученні з роботизацією і комп'ютеризацією управління. Розвиток перспективних технологій на основі гнучких виробничих систем (ГВС) сформував новий науковий напрямок, що одержав назву мехатроніка (механіка і електроніка), яка послужила основою створення технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

1.2. Мехатронні системи в технологічному обладнанні

В останні роки при створенні сучасного технологічного обладнання, призначеного для реалізації складних інформаційних та технологічних процесів, широко почали впроваджуватися мехатронні системи. Вони є комплексом механічних та електронних пристроїв, об'єднаних у єдину систему. Подібні системи складаються з інформаційних датчиків, джерела енергії, обчислювальної техніки, передавальних механізмів та виконавчих органів.

Мехатронні системи складаються з трьох основних елементів [11]:

- **енергетичної системи**, яка здійснює механічні переміщення виконавчих органів;

- **інформаційної системи**, яка дозволяє отримувати інформацію про поточний стан усіх елементів енергетичної системи та зв'язує її з електронною (мікропроцесорною) системою управління;

- **системи управління**, яка керує усіма процесами, що відбуваються у технологічному обладнанні шляхом впливу на силовий електричний перетворювач та корегує процес за сигналами інформаційних датчиків.

Таким чином, специфічні властивості мехатронних систем полягають в органічному поєднанні трьох систем: **енергетичної, інформаційної та системи управління**, що створює надійні передумови для отримання принципово нових конструктивних рішень. Наприклад, технологічне обладнання з ЧПУ, робота якого неможлива без єдності трьох вказаних систем.

Ще більший ефект може дати використання мехатронних систем при побудові багатофункціональних механізмів (фрезерні головки, контрольно-вимірювальні пристрої з багатофункціональними можливостями).

Розглядаючи мехатронну систему як єдине ціле, слід звернути увагу на надійність її компонентів. Підвищення надійності механічних пристроїв ґрунтується на значному запасі міцності, зносостійкості, жорсткості та вібростійкості усіх елементів. Але достатня надійність механічної частини мехатронної системи може бути забезпечена тільки при відповідній надійності програмних та апаратних засобів інформаційної та управляючої частин. Крім загальновідомих засобів підвищення надійності для технологічного обладнання з мехатронними системами характерне використання діагностування поточного стану обладнання та його відповідальних механізмів та деталей.

Підвищення надійності складних систем (електронних та інформаційних) забезпечується застосуванням принципу резервування, при якому у випадку втрати працездатності одного елемента системи його функції починає виконувати дублюючий елемент.

Взаємозв'язок компонентів мехатронної системи (механічних, електричних та інформаційних) обумовлюється їх прямою взаємодією, що визначає поведінку системи у цілому.

Основною проблемою у галузі мехатронних систем є управління рухом виконавчого органу технологічного обладнання за допомогою ЕОМ. При цьому необхідно забезпечити отримання сигналу від датчику зворотного зв'язку, перетворити його у форму, придатну для подальшого використання, а також подачу сигналу на джерело руху та реалізацію переміщень.

Основні властивості механічної складової мехатронної системи

1. Мініатюризація та компактність дозволяє повністю реалізувати принципи мехатроніки. При цьому забезпечується зменшення маси рухомих елементів, що значно підвищує динамічні характеристики динамічної системи, а також більш ефективно використовується робочий простір верстату. З'являється можливість суміщення функцій механізму.

Механізм є компактним, якщо при однакових з прототипом габаритах, він характеризується більшою жорсткістю та потужністю або при однакових силових параметрах має менші габаритні розміри.

2. Підвищені зносостійкість та довговічність елементів конструкції технологічної системи (застосування високолегованих матеріалів).

3. Суттєве скорочення кінематичних ланцюгів при одночасному підвищенні складності механізмів. Ускладнюються конструкції механізмів найбільш відповідальних вузлів та деталей при зменшенні їх кількості (кульково-гвинтові та зубчасто-рейкові передачі замість складних редукторів).

4. Зменшення зазорів у елементах конструкцій.

5. Поліпшення показників, пов'язаних з динамічною стабільністю конструкції:

- підвищення жорсткості елементів;
- зменшення маси та моментів інерції рухомих вузлів;
- застосування безконтактних механізмів.

6. Використання прецизійної механіки (мотор-шпindel, шпindelі на електромагнітних опорах).

Основні функції мехатронних систем

1. *Реалізація головного задуму машини.* Синтез механіки та електроніки обумовлює створення на нових концептуальних принципах технологічного обладнання з паралельною кінематикою;

2. *Забезпечення функціонування основних вузлів.* Характерним представником мехатронних систем є високошвидкісні шпindelні вузли на електромагнітних опорах, швидкість обертання яких досягає 200000 хв^{-1} , а принцип їх роботи аналогічний принципу дії активного магнітного підвісу феромагнітного тіла;

3. *Підвищення точності технологічного обладнання.* Ця функція мехатронних систем має особливе значення для надточного та важкого обладнання, у якого традиційні методи підвищення точності або вичерпані, або пов'язані з значними техніко економічними витратами.

Більшість методів підвищення точності за допомогою мехатронних систем реалізується шляхом компенсації пружних і теплових деформацій, корекції похибок позиціонування та переміщення вузлів, а також адаптації технологічного обладнання до конкретних умов функціонування процесу за одним з показників точності.

4. *Компенсація пружних деформацій.* Геометрична точність важкого технологічного обладнання внаслідок значної маси вузлів забезпечується традиційними механічними засобами тільки при значних витратах або не забезпечується принципово. Нові рішення (при використанні мехатронних систем) базуються на поєднанні управляємої силової механічної компенсації маси вузлів та додаткової корекції, яка виконується системою ЧПУ;

5. *Використання адаптивних систем для компенсації деформацій.* У подібних випадках необхідний параметр контролюється за допомогою визначеного датчика, сигнал від якого призначений для подальшого управління. В останні роки активно розвиваються адаптивні системи на основі лазерних вимірювальних пристроїв.

Наприклад, прогин борштанги 1 (рис. 1.9) під час розточування отвору заготовки 2 компенсується внаслідок спеціального переміщення різця 3.

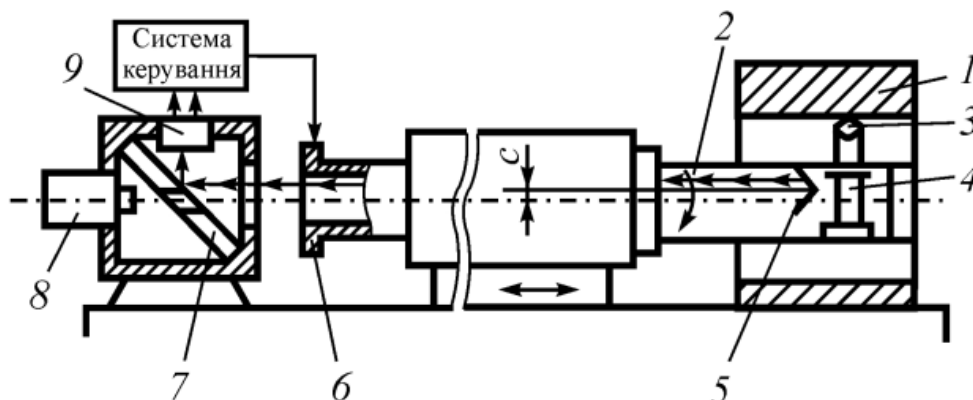


Рис. 1.9. Схема компенсації прогину борштанги

Приводом є вбудований у борштангу п'єзоелектричний датчик 4, який перетворює сигнал від контактної кільця 6 у радіальне переміщення різця. Основою вимірювальної системи є лазер 8, луч якого проходить через отвори у шпинделі і борштанзі та досягає призми 5, яка розташована біля різця, а її вершина зміщена відносно осі борштанги на величину e .

Переміщення призми у двох взаємно перпендикулярних напрямках (а також і переміщення різця) реєструється за допомогою дзеркала 7 та фотодатчика 9, генеруючого напругу, яка є пропорційною радіальному переміщенню проміню, відбитого від призми. При відсутності похибок траєкторією проміню є ідеальне коло. Відхилення розточеної поверхні від циліндричності оцінюють при порівнянні ідеальної та реальної траєкторії проміню. Застосування адаптивної системи дозволяє зменшити визначену похибку більш як у 2 рази.

6. *Управління технологічною надійністю та підвищення функціональної стійкості гнучких функціональних систем.*

З підвищенням рівня автоматизації виробництва проблема надійності технологічного обладнання виходить на перший план. Відомі методи підвищення надійності пов'язані з надвисокими техніко-економічними витратами та технологічними труднощами, але вони не завжди виправдовують себе.

Функціональна стійкість гнучкого технологічного обладнання – це властивість його повертатися у працездатний стан після виходу з нього внаслідок різного впливу. Основна ідея визначеного методу полягає у автоматичному поточному аналізі фактичного стану гнучкого переналагоджувального технологічного обладнання та корекції умов його експлуатації за результатами аналізу.

Інформаційною базою для прогнозування якості обробки є відносні коливання інструменту та заготовки, які фіксуються п'єзоакселерометрами. Результати аналізу оцінюють з використанням спектрального методу, оснований на кореляційній фільтрації масиву даних. Базою для відліку є амплітуда дискретного сигналу спектру коливань, отриманих після першого проходу (при обробці першої деталі). За еталонний стан гнучкого технологічного обладнання приймають його стан після налагодження, а образ еталона фіксується у пам'яті ЕОМ. Він змінюється на інший при зміні заготовки. Оцінка стану обладнання здійснюється у режимі адаптації та самонавчання.

Комплексна модель надійності складається з аналізу вихідного впливу, аналізу стану гнучкого технологічного обладнання та його підсистем, розрахунку вихідних параметрів системи управління, оцінки ступеню впливу окремих підсистем на функціонування обладнання. Усі ці задачі вирішуються за допомогою інформаційної системи.

7. *Діагностика технологічного обладнання та його вузлів* здійснюється на базі інформації про стан цих об'єктів;

8. *Діагностика процесу різання* здійснюється шляхом контролю силових параметрів обладнання, стану процесу різання та інструменту. Зусилля різання контролюють за допомогою спеціальних тензометричних підшипників, а також тензо- і п'єзодатчиків, установлених на деталях (зубчасті колеса приводів, центра), які приймають участь у функціонуванні процесу.

Найбільш ефективним є застосування віброакустичного діагностування процесу різання, особливо при контролі інструменту малого діаметру, де інші методи не дають практичного результату.

Контроль якості деталі здійснюється наступними методами:

- активний контроль, який передбачає автоматичне підналагодження обладнання при виході параметрів деталі за межі допуску;

- статистичний контроль забезпечує управління рівнем налагодження обладнання за результатами вимірювань деталей партії.

У більшості випадків якість виробів контролюється вимірювальними системами технологічного обладнання під час його роботи у режимі координатно-вимірювальної машини (КВМ).

Рівні використання мехатронних систем

Практичне використання мехатронної концепції обумовлює рішення конкретних конструкторських проблем. У зв'язку з цим доцільним буде виділити різні рівні застосування мехатронних систем у технологічному обладнанні.

На **першому рівні** мехатроніка використовується для підвищення точності технологічного обладнання (корекція переміщень, компенсація пружних та теплових деформацій). Конструкція обладнання при цьому має лише незначні зміни.

На **другому рівні** технологічне обладнання зберігає свої основні функціональні можливості (конфігурацію, компоновку, вузли та механізми) і у ньому реалізується комплекс нових властивостей:

- можливість віброакустичного діагностування поточного стану елементів технологічної системи;
- підвищення технологічної стабільності та функціональної стійкості.

Інформаційною базою для прогнозування поточного стану технологічного обладнання та підвищення якості обробки є відносні коливання інструменту та заготовки. На цьому рівні використання мехатронних систем є управління параметрами функціонування процесу у електрофізикохімічному технологічному обладнанні.

На **третьому рівні** використання мехатронних систем технологічне обладнання значно розширює свої функціональні можливості, з'являється можливість органічного поєднання методів обробки з різним за фізичною природою технологічним впливом, а також процесів складання, фарбування, зварювання, випробування та вимірювання. Технологічне обладнання змінює свою внутрішню структуру (кінематичну структуру та компоновку).

З'являються нові підходи, ідеї та концепції побудови технологічного обладнання нетрадиційної компоновки (технологічне обладнання з паралельною кінематикою, технологічне обладнання відносного маніпулювання).

На **четвертому рівні** використання мехатронних систем у технологічному обладнанні реалізуються елементи штучного інтелекту, а саме: практична реалізація процесу виробництва – від розпізнавання образів деталей (виконання функції зору) до управління технологічним обладнанням за допомогою речових вхідних сигналів. У такому випадку використовуються самоорганізуючі

адаптивні системи, інтелектуальні алгоритми, які генерують рекомендації для систем управління.

Залежно від способу реагування мехатронних систем на зовнішній вплив, вони підрозділяються на **пасивні** та **активні**.

Закономірність поведінки (реакції) **пасивної** мехатронної системи на зовнішній вплив визначають на етапі конструювання за допомогою ефективних розрахункових процедур. Наприклад, при використанні методу кінцевих елементів.

Таким чином, з'являється можливість компенсації пружних деформацій, обумовлених масою вузлів та похибок позиціонування вузлів обладнання (величина корекції визначається при експериментальному дослідженні та реалізується за допомогою системи ЧПУ).

Поведінка **активної** мехатронної системи залежить від характеру впливу, який визначається умовами експлуатації та вимірюється відповідними датчиками. Наприклад, мехатронна система, яка використовується у технологічному обладнанні для надточної обробки. Поведінка цієї системи залежить від точності відносного положення інструменту та заготовки, визначеної за допомогою лазерного вимірювального пристрою.

1.3. Концепція і тенденції розвитку сучасного верстатобудування

У сучасному високорозвиненому індустріальному суспільстві відбувається постійна інтеграція нових технологій, що обумовлюється ринковими відносинами та підвищенням конкурентоспроможності продукції.

Автоматизація виробництва та її розвиток є природним процесом, спрямованим на ліквідацію важкої фізичної праці, її шкідливих умов, інтенсивності та одноманітності праці, а також несприятливих у фізіологічному і соціальному розумінні часових режимів трудової діяльності.

Одночасно пропонується нова парадигма у створенні та удосконаленні машинобудівної техніки: замість розробки технологічних машин, які можуть виконувати будь-яку роботу людини, необхідно створювати машини для виконання робіт, які людина не може, або не бажає виконувати.

Автоматизація виробництва повинна враховувати також важливі соціально-економічні фактори:

- наявність роботи для людини;
- справедливість розподілу доходів у «автоматизованому» суспільстві.

Основним напрямком автоматизації виробництва є створення інтелектуальних машин та виробничих систем, які мають властивість

адаптування до нових умов виробництва та вибрати оптимальні умови його функціонування.

Таким чином, глобалізація економіки, постійне зростання рівня конкуренції в умовах вільного ринку вимагає від виробника продукції впровадження нових технологій та швидкопереналагоджувального гнучкого програмно-управляемого технологічного обладнання.

Основні напрямки удосконалення технологічного обладнання підпорядковані підвищенню:

- продуктивності обробки (кількості виробленої продукції за одиницю часу);
- якості продукції (підвищення точності та зменшення шорсткості, а також покращення властивостей поверхневого шару деталі);
- надійності та ресурсу роботи технологічного обладнання;
- інтелектуалізації виробництва;
- технологічних та функціональних можливостей обладнання і спрощення програмування обробки шляхом її автоматизації при постійному зменшенні матеріальних та енергетичних витрат обладнання і розширення та покращення їх сервісного обслуговування;
- безпеки та комфортності роботи операторів, спрощення і підвищення зручності обслуговування технологічного обладнання, з урахуванням вимог ергономіки та зменшенням шкідливого екологічного впливу на зовнішнє середовище.

На основі проведеного аналізу результатів раніше виконаних досліджень з проблеми створення та удосконалення технологічного обладнання можна зробити наступні узагальнення [11]:

- підвищення функціональних можливостей технологічного обладнання досягається шляхом підвищення продуктивності обробки, навантажувальної здатності приводів силових вузлів, збільшення ступеня концентрації та інтеграції операцій, розширення діапазонів регулювання приводів швидкостей головного руху та подачі, стабілізації подачі та точності виконання автоматичного циклу, підвищення точності реалізації процесів, підвищення геометричної та кінематичної точності силових вузлів на холостому ході та під навантаженням, підвищення точності позиціонування, жорсткості виконавчих органів приводів подачі та несучої системи;
- підвищення функціональних можливостей може бути реалізоване шляхом збільшення: надійності функціонування, технологічної та експлуатаційної надійності, безвідмовності виконання заданого циклу та роботи під навантаженням; довговічності, що формує: збереження працездатності та технологічного ресурсу роботи деталей, вузлів та машини у цілому, зносостійкість пар тертя; ремонтоздатності, до складу якої входять заходи щодо

скорочення часу виявлення та усунення відмов, їхнє прогнозування та збільшення термінів міжремонтних циклів.

Удосконалення технологічного обладнання здійснюється наступними шляхами і методами:

- підвищення продуктивності обробки реалізується скороченням основного та допоміжного часу за рахунок підвищення швидкості різання до 10 000 м/хв (сучасне технологічне обладнання реалізує: при торцевому фрезеруванні швидкість різання більше 400 м/хв.; свердленні – 1500 м/хв.; нарізання внутрішніх різьб – 300 м/хв.; шліфування – 250 м/с), швидкості робочих подач до 30 м/хв., величини прискорень виконавчих органів до $(3\div 5)g$;

- широке використання принципів концентрації та інтеграції обробки. Концентрація обробки підвищує продуктивність праці у межах виготовлення однієї деталі, а інтеграція – відповідає меншій продуктивності але більшій переналагоджувальності (гнучкості) технологічного обладнання. Чим вище рівень інтеграції обробки (більша кількість послідовно виконуваних технологічних переходів за одну установку деталі), тим більше рівень гнучкості технологічного обладнання;

- суміщення у одному технологічному обладнанні методів обробки з різним за фізичною природою технологічним впливом – лезова, абразивна, електрофізикохімічна, оптична, лазерна обробки, зварювання, фарбування, складання, випробування та контроль, а також електрофізикохімічні методи обробки, обробка матеріалів за спеціальною технологією, нетрадиційні (біотехнологія, нанотехнологія, лазерна та інші) методи обробки. Подібне технологічне обладнання повинне мати таку кінематичну структуру та компоновку, що дозволяє реалізувати різні схеми формоутворення поверхонь при умові, що деталь або інструмент матиме декілька ступенів вільності. Таке суміщення методів обробки значно зменшує кількість технологічного обладнання, чисельності робітників та виробничу площу;

- широке використання агрегатно-модульного принципу побудови технологічного обладнання на основі високого рівня уніфікації, якості виготовлення та надійності його функціонування за рахунок використання САПР та каталогів широкого вибору комплектуючих вузлів та деталей, а також впровадження принципу використання конструкторської спадкоємності та практично перевірених рішень. Агрегатно-модульний принцип проектування технологічного обладнання значно скорочує термін та матеріальні і фінансові витрати на їх проектування, виробництво, експлуатацію та переналагодження;

- підвищення точності обробки реалізується шляхом підвищення точності виготовлення елементів технологічного обладнання, налагоджування інструментів, зменшення теплових похибок та похибок позиціонування виконавчих органів, а також комплексною обробкою деталі з різних сторін за

одну установку. Підвищення точності обробки на порівняно неточному технологічному обладнанні забезпечується шляхом використання адаптивних систем ЧПУ та лазерних інтерферометрів для поточного вимірювання деталей у процесі обробки. Для підвищення точності обробки необхідно зменшувати тепловиділення та теплові похибки під час реалізації відповідних процесів, автоматично компенсувати похибки, використовуючи системи ЧПУ типу CNC та термодатчики в екстремальних зонах технологічних систем. Необхідно також зменшувати вплив температури на геометричну точність технологічного обладнання за допомогою використання їх симетричної компоновки. Підвищення точності обробки та швидкості вимірювання деталей реалізується використанням прямих вимірювальних систем з надточним безконтактним та лазерним вимірюванням, а також впровадженням нових систем ЧПУ відкритої архітектури, які дозволяють здійснити оперативний та статистичний контроль розмірів деталі, автоматичне урахування температурних деформацій елементів технологічної системи, компенсацію спрацювання інструменту, зберігати у пам'яті системи ЧПУ програми управління обробкою, обробляти сигнали різноманітних датчиків обладнання та адаптивно вибирати режими реалізації виробничих операцій;

- забезпечення високих динамічних характеристик технологічного обладнання, необхідних для зменшення вібрацій, що виникають у вузлах внаслідок визначених вище високих швидкостей робочих рухів та прискорень виконавчих органів. Методика розрахунку динамічних характеристик несучих компонентів технологічного обладнання: порталів, стійок та інших дозволяє аналітичними методами на стадії проектування вибрати раціональну конструкцію. Визначається доцільність переходу до зварених сталевих конструкцій замість литих чавунних з метою підвищення їх жорсткості. У світовій практиці ведуться активні пошуки перспективних неметалічних конструкційних матеріалів для виготовлення несучих деталей технологічного обладнання. У цьому відношенні становить інтерес досвід фірми «Georg Fischer» (Швейцарія), що застосувала у токарному технологічному обладнанні NDM-16 станину з попередньо напруженого залізобетону, що дозволило, за даними фірми, досягти значного зменшення вібрацій та термічних деформацій;

- зменшення деформацій елементів технологічного обладнання внаслідок теплових потоків, що мають велике значення при терті на високих швидкостях у шпиндельних вузлах та вузлах подач. Одним з основних способів зниження теплових деформацій є забезпечення термосиметричної конструкції технологічного обладнання, перехід від шпиндельних стійок консольної конструкції до рамних та просторових стрижневих ферм. Крім того, як правило, використовуються засоби примусового масляного чи повітряного охолодження зон найбільш інтенсивного тепловиділення. Для зниження тепловиділення у

приводах головного руху та подач від двигунів постійного струму переходять до безколекторних асинхронних та синхронних електродвигунів перемінного струму; розробляються системи автоматичної компенсації теплових деформацій обладнання шляхом спрямованої зміни теплового потоку технологічно обладнання, введення відповідних програмних корекцій;

- створення та введення у пристрої ЧПУ технологічного обладнання розгалужених систем діагностики робочого стану компонентів технологічної системи, здатних не тільки сигналізувати про відмови, але і управляти процесами у вузлах та механізмах технологічного обладнання з метою усунення відмов. Тільки у цьому випадку можна ліквідувати значні простої технологічного обладнання та досягти його ефективності при впровадженні високошвидкісної обробки;

- створення засобів автоматичного контролю якості обробки та стану різального інструменту у процесі обробки. У технологічному обладнанні для високошвидкісної обробки контроль якості з перериванням обробки може займати більше часу, чим власне обробка. При контролі деталей поза технологічним обладнанням констатується лише результат обробки та виключається активний вплив контролю на технологічний процес для забезпечення необхідної точності обробки. Тому особливостям високошвидкісної обробки найбільш повно відповідає контроль якості без переривання обробки, спроби реалізації якого основані на застосуванні лазерної техніки;

- забезпечення вимог техніки безпеки, з огляду на високу швидкість стружки, що вилітає з зони різання, а також значний об'єм виходу стружки з зони різання. Можливі рішення цієї проблеми дає компоновка технологічного обладнання фірми «Forest Line», у якій робочий стіл розташований вертикально, що забезпечує надійне відведення стружки з зони різання, закриття зони різання непробивною камерою та дистанційний контроль за обробкою за допомогою телевізійної системи.

Слід відмітити, що поряд з удосконаленням конструкцій технологічного обладнання та підвищенням їх характеристик, у світовому верстатобудуванні відбуваються й інші зміни, пов'язані з новою орієнтацією виробників технологічного обладнання: на перший план висувається концепція клієнтоорієнтовності та впровадження реалізації забезпечення індивідуальних вимог клієнтів залежно від їх фінансового стану.

Підвищення конкурентоспроможності технологічного обладнання реалізується удосконаленням його конструкцій та наближенням їх характеристик до світового рівня, зменшенням вартості, терміну проектування та виробництва, технологічної підготовки випуску продукції, оптимальним терміном його ефективної експлуатації та забезпеченням індивідуальних вимог

клієнта, що обумовлюється впровадженням ідеології агрегатно-модульного проектування, обчислювальної техніки, системою автоматизованого проектування та створенням технологічного обладнання нетрадиційних компонок.

Таким чином, конкурентна боротьба за ринки збуту верстатобудівної продукції вимагає постійного удосконалення технологічного обладнання.

На сучасному етапі основним напрямком автоматизації багатомономенклатурного серійного виробництва є створення програмно-управляемого швидкопереналагоджуваного технологічного обладнання, створеного на основі механізмів паралельної структури, яке слід розглядати не як удосконалення існуючого технологічного обладнання, а як створення принципово нового обладнання для виконання майже усіх технологічних операцій (обробки, складання, випробування та вимірювання виробів).

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою внаслідок своїх специфічних властивостей спроможне вирішити більшість технологічних задач, які висуваються сучасним багатомономенклатурним серійним виробництвом:

- високий рівень гнучкості виробництва та переналагоджування технологічного обладнання при переході на іншу номенклатуру виробів;
- реалізація надвисоких швидкостей робочих, допоміжних та установчих переміщень рухомих виконавчих органів;
- модульна конструкція технологічного обладнання;
- геометрична симетрія побудови технологічного обладнання;
- замкненість кінематичних ланцюгів, які створюють жорстку конструкцію;
- висока точність позиціонування та динамічні характеристики.

1.4. Необхідність створення і функціональні можливості технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Глобалізація економіки та постійне зростання конкурентної боротьби за ринки збуту продукції обумовило розвиток та випуск в Україні машинобудівної багатомономенклатурної продукції на рівні світових аналогів, що вимагає від виробників створення швидкопереналагоджуваного виробництва, гнучких технологічних систем, які мають властивість оперативно адаптуватися до нових умов виробництва. Гнучкі виробничі системи створюються на основі розробки та широкого впровадження нових високоефективних технологій (технологія синтезу 3-мірних об'єктів, нанотехнологія, біотехнологія, лазерна та оптична обробка) для реалізації яких необхідно побудувати високоефективне технологічне обладнання. Інтеграція у виробництво нових технологій

обумовлює виготовлення продукції, спрямованої на зниження матеріало- та енергоємності виробів, покращення екології, а також соціально-економічної ситуації у суспільстві.

Концепція гнучкого автоматизованого багатомноменклатурного серійного виробництва вимагає нового підходу до проектування технологічних процесів, які мають специфічні особливості пов'язані з мінливим характером виробництва, швидким переналагоджуванням обладнання на випуск продукції іншої номенклатури, впровадженням програмно-управляемого технологічного обладнання та прогресивного інструменту. Автоматизація багатомноменклатурного серійного виробництва є складним та багаторівневим процесом при якому повинен реалізуватися новий напрямок – створення гнучкого технологічного обладнання з широкими технологічними можливостями.

У автоматизованому виробництві комплекс існуючих технологічних задач постійно змінюється, а також виникають нові [11]:

- реалізація корекції похибок встановлення заготовок;
- забезпечення необхідної точності позиціонування виконавчого органу з інструментом;
- визначення та адаптивне управління режимами функціонування процесу;
- виявлення моменту спрацювання відповідного інструменту та необхідності його заміни;
- оцінка точності виконання процесу обробки;
- діагностику робочого стану елементів технологічної системи.

Кожна з висунутих задач вимагає відповідного інформаційного забезпечення.

Існуюче технологічне обладнання, побудоване на основі традиційних структур приводів та компоновок, не задовольняє вимогам сучасної технології обробки, складання та контролю машин внаслідок визначених конструкторсько-технологічних та організаційно-функціональних недоліків (рис. 1.10).

Сучасне технологічне обладнання класифікується по видам обробки (токарні, фрезерні та інші), що має історичні традиції, але не відповідає вимогам сучасної технології виробництва внаслідок багаторазового перебазування деталей та значної кількості транспортних міжопераційних процесів. Впровадження нових технологій вимагає застосування технологічного обладнання з високим рівнем інтеграції операцій, що дозволяє виконувати комплекс різних технологічних методів (різноманітні види обробки, зварювання, фарбування, складання, випробовування, вимірювання тощо) на одному робочому місці за одну установку деталі.

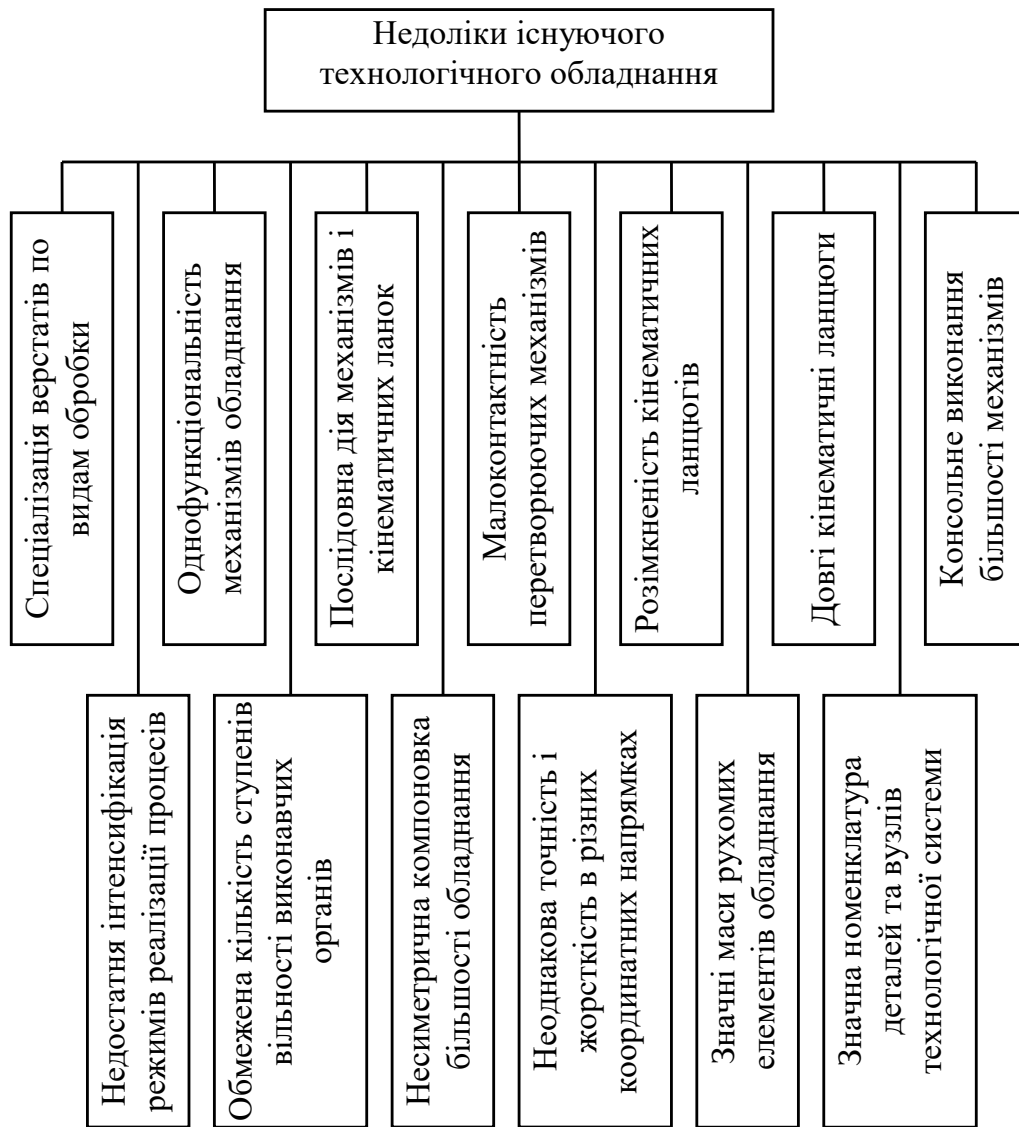


Рис. 1.10. Сукупність недоліків технологічного обладнання

Практично майже усі механізми та системи технологічного обладнання мають, в основному, тільки одне функціональне призначення (коробка швидкостей, коробка подач, механізм перетворення рухів та інші), тому для здійснення різних технологічних можливостей обладнання має досить насичену та складну побудову. Ускладнення функціональної структури зменшує надійність технологічного обладнання та збільшує його матеріало- та енергоємність, а також габаритні розміри.

Використання механізмів послідовної дії (переміщення виконавчого органу послідовно відносно осей координат) значно збільшує допоміжний час на виконання операції. Підвищує енергоємність технологічного обладнання однопоточність передачі рухів та навантажень (кожна кінематична ланка має тільки один тяговий елемент) внаслідок підвищення його жорсткості за рахунок підвищення матеріалоємності.

Аналогічні наслідки має використання малоконтактних передавальних механізмів (зубчасті, черв'ячні та рейкові передачі, які характеризуються

незначним коефіцієнтом перекриття). Точність обробки залежить від кінематичної точності відповідних ланцюгів та зазорів у них, тому технологічне обладнання з досить довгими кінематичними ланцюгами, має недостатню для сучасного машинобудування точність.

Важливим напрямком підвищення продуктивності обробки є значне скорочення основного та допоміжного часу за рахунок інтенсифікації режимів реалізації процесів, що пов'язано з значним підвищенням величини прискорень (обробка складних фасонних поверхонь фрезеруванням) та частою зміною напрямку руху виконавчого органу, і реалізується з аналогічною кількістю гальмувань та прискорень, що вимагає значного підвищення динамічних характеристик технологічного обладнання. Такі режими значно підвищують навантаження на рухомі елементи, тому їх маси необхідно зменшувати до мінімально можливої величини. Але прагнення підвищення динамічних характеристик за рахунок виготовлення рухомих елементів з надлегких матеріалів цю проблему не вирішило.

Необхідна кількість однофункціональних механізмів та систем технологічного обладнання обумовлює значну номенклатуру вузлів та деталей, які необхідно виготовити з високою точністю і витратити значний час на технологічну підготовку та виробництво продукції.

Традиційне технологічне обладнання, в основному, створювалось для конкретного методу обробки або процесу (токарні, свердлувальні, фрезерні, тощо), тому технологічні процеси також проектувалися з великою кількістю операцій, для виконання яких застосовувалися відповідні існуючі верстати. Такі технологічні процеси мають значний рівень диференціації обробки, що в більшості випадків не дозволяє підвищити продуктивність праці та забезпечити швидке переналагоджування технологічного обладнання на випуск деталей іншої номенклатури.

Основним напрямком автоматизації процесів гнучкого багатноменклатурного серійного виробництва, який задовольняє вимогам сучасної технології виробництва є створення агрегатно-модульного програмно-управляемого швидкопереналагоджуваного технологічного обладнання, побудованого на основі механізмів паралельної структури. Подібне технологічне обладнання слід розглядати не як удосконалення існуючих верстатних систем традиційної компоновки, а як матеріальне втілення нетрадиційного підходу до побудови технологічних процесів обробки, складання, випробування та вимірювання продукції, а також нових принципів конструювання сучасних верстатних систем.

Технологічні можливості верстатних систем визначаються кінематичною структурою, компоновкою, конструктивним виконанням, рівнем автоматизації та технічною характеристикою.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою має більш широкий спектр технологічних можливостей ніж традиційні верстати внаслідок забезпечення виконавчому органу до шести ступенів вільності, що дозволяє йому здійснювати переміщення у просторі відносно усіх осей координатної системи та реалізувати майже усі схеми формоутворення поверхонь деталей, а також інші процеси виготовлення продукції за одну установку деталі з усіх сторін, крім базових (рис. 1.11).

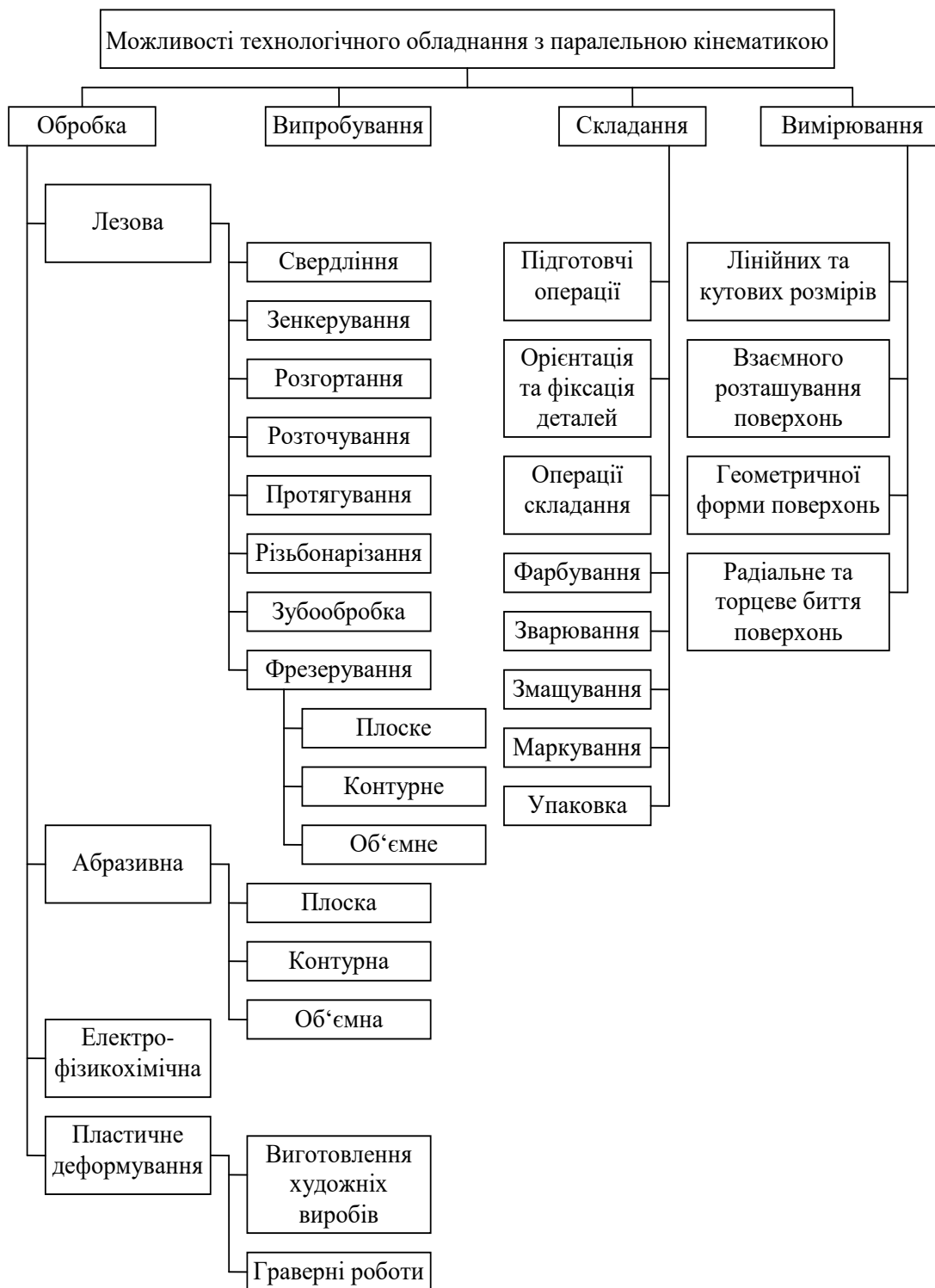


Рис. 1.11. Можливості технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Практична реалізація усіх схем формоутворення поверхонь деталей обумовлює основну властивість подібного обладнання – суміщення методів обробки та процесів з різним за фізичною природою технологічним впливом: лезову, абразивну, електрофізикохімічну обробки, пластичне деформування та зварювання, а також процеси складання машин, фарбування, випробування та вимірювання, що визначає значно більший рівень інтеграції операції у порівнянні з іншим технологічним обладнанням.

Таким чином, технологічне обладнання з паралельною кінематикою дозволяє органічно поєднати необхідну гнучкість з заданою продуктивністю виробництва, що задовольняє основним вимогам сучасного гнучкого автоматизованого багатомономенклатурного виробництва.

Концепція проектування технологічного обладнання з паралельною кінематикою передбачає конструктивне виконання кінематичних ланцюгів у вигляді просторових стрижневих ферм, які мають незначну масу рухомих елементів, що обумовлює отримання надвисоких швидкостей та прискорень виконавчого органу: частота обертання шпинделя досягає $120\ 000\ \text{хв}^{-1}$, а в окремих випадках майже $180\ 000\ \text{хв}^{-1}$ (при процесах шліфування) швидкість лінійних переміщень має величину до $100\ \text{м/хв}$, а прискорень – $50\ \text{м/с}^2$.

Подібні режими переміщень виконавчих органів значно зменшують основний час виконання операцій та збільшують продуктивність обладнання.

На технологічному обладнанні з паралельною кінематикою передбачається автоматичне управління переходу з прискореного переміщення на уповільнене при наближенні відповідного інструменту до заданої координатної опорної точки та можливість чергування установчих та допоміжних переміщень та робочих подач виконавчого органу, що реалізується стандартними циклами виконання операцій.

Можливості технологічного обладнання з паралельною кінематикою надто широкі, вони можуть виконувати практично усі види робіт, пов'язаних з обробкою, складанням, випробуванням та контролем виробів. Виконуються різноманітні фрезерні операції, у тому числі послідовне фрезерування поверхонь, розташованих в різних площинах, під кутом або перпендикулярно, а також реалізуються майже усі операції по обробці отворів (свердління, зенкерування, розгортання, колове фрезерування попередньо оброблених отворів, розташованих під різними кутами) в різних площинах та сторонах деталі.

Технологічні можливості подібного обладнання дозволяють розточувати отвори ступінчасті, конічні, фасонні, з канавками, а також підрізання торців в отворах розташованих під кутом за одну установку деталі.

На технологічному обладнанні виконується обробка різноманітних отворів по різним циклам (свердління, зенкування, цекування, нарізання різьби). Слід

відмітити, що мала міжцентрова відстань не обмежує процесу обробки, а отвори можуть бути розташовані на поверхнях заготовки у різних площинах, з різних сторін та під кутом.

Специфічною особливістю технологічного обладнання з паралельною кінематикою, що відрізняє його від традиційного обладнання є реальна можливість виконання складальних операцій, випробування та вимірювання виробів, які виготовляються на конкретному обладнанні. При цьому відсутні транспортні операції.

Автоматизовані операції складання вузлів, особливо, якщо вони виконуються на одному місці з обробкою деталей, значно підвищують продуктивність процесу виготовлення машин та покращують їх якість внаслідок відсутності транспортних операцій, а також підвищують загальну культуру виробництва. Таким чином, використання технологічного обладнання з паралельною кінематикою, яке має необхідний рівень мобільності зміни технологічних функцій, починаючи з зміни відповідного інструменту у процесі складання до адаптивного управління цим процесом є принципово новим вирішенням проблеми підвищення якості виготовлення машин у специфічних умовах гнучкого багато-номенклатурного серійного виробництва.

Подібне технологічне обладнання має практичну можливість виконання майже усіх складальних операцій, а саме: підготовчі (підготовка деталей, складальних одиниць та комплектуючих виробів до наступних операцій складання), допоміжні (змащування, маркування та інше), та складальні операції (технологічні операції по з'єднанню деталей у складальні одиниці, вузли та машини), а також обкатка, випробування та вимірювання складальних одиниць.

Під час виконання складальних операцій на перший план висуваються проблеми компенсації похибок взаємної орієнтації деталей та забезпечення надійного сполучення деталей, які вирішуються реалізацією точного позиціонування та орієнтації виконавчого органу з визначеною деталлю.

Отже, технологічне обладнання з паралельною кінематикою має значно широкі технологічні можливості у порівнянні з традиційними верстатними системами, внаслідок їх побудови на принципово нових концепціях:

- використання багатофункціональних та багатопоточних стрижневих механізмів паралельної структури, що дозволяє за допомогою одного механізму виконувати транспортні, установчі та технологічні операції;
- застосування вбудованих високомоментних приводів та швидкодіючої обчислювальної техніки обумовлює управління технологічними переміщеннями виконавчого органу механізму та, крім того, компенсацію пружних переміщень під дією сил різання, чим забезпечує стійку роботу технологічної машини при нестійкому положенню механізмів;

- використання вбудованих систем контролю обумовлює створення технологічних систем з елементами штучного інтелекту, що дозволяє автоматизувати такі технологічні операції, які виконуються тільки людиною та вручну (обробка та виготовлення художніх виробів, фінішна обробка турбінних лопатей, граверні роботи та інші).

Крім того, нова концепція розвитку технологічного обладнання передбачає реалізацію більш сучасних технологічних процесів обробки великогабаритних деталей. Наприклад, нарізання зубчастого вінця діаметром майже 20 м, який традиційно виготовляють з окремих секторів, обробляючи окремо кожний зуб з наступним з'єднанням секторів за допомогою болтів. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою має можливість позиційно переміщуватися вздовж заготовки, оброблюючи при цьому зубці та формуючи опорні поверхні колеса в цілому.

ГЛАВА 2

ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ І ГАЛУЗІ ВИКОРИСТАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

2.1. Порівняльний аналіз побудови традиційних механізмів і механізмів паралельної структури

В технологічному обладнанні використовуються різноманітні механізми, які відрізняються службовим призначенням, технологічними і функціональними можливостями, кінематичними структурами, принципом дії та конструктивним виконанням. Вибір та сукупність відповідних механізмів реалізує загальну функцію технологічного обладнання – виробництво продукції необхідної якості з заданою продуктивністю.

Незважаючи на різноманітність функціонального призначення, кінематичної структури та конструктивного виконання механізмів, усі вони мають багато спільного за принципами побудови та проектування.

Слід відмітити, що більшість механізмів, застосованих в технологічному обладнанні побудовані на традиційних підходах та принципах їх проектування, мають визначені недоліки конструкторського, технологічного та функціонального характеру, які закладаються на етапах їх проектування [11, 29].

Розглянемо механізм реалізації лінійного переміщення виконавчого органу технологічного обладнання (рис. 2.1).

Механізм лінійного переміщення перетворює обертальний рух двигуна у поступальний рух виконавчого органу (ВО) технологічного обладнання та складається з кінематичних ланок: трьох зубчастих передач *A*, *B*, *C*, гвинтової пари *ГП* та виконавчого органу *ВО*.

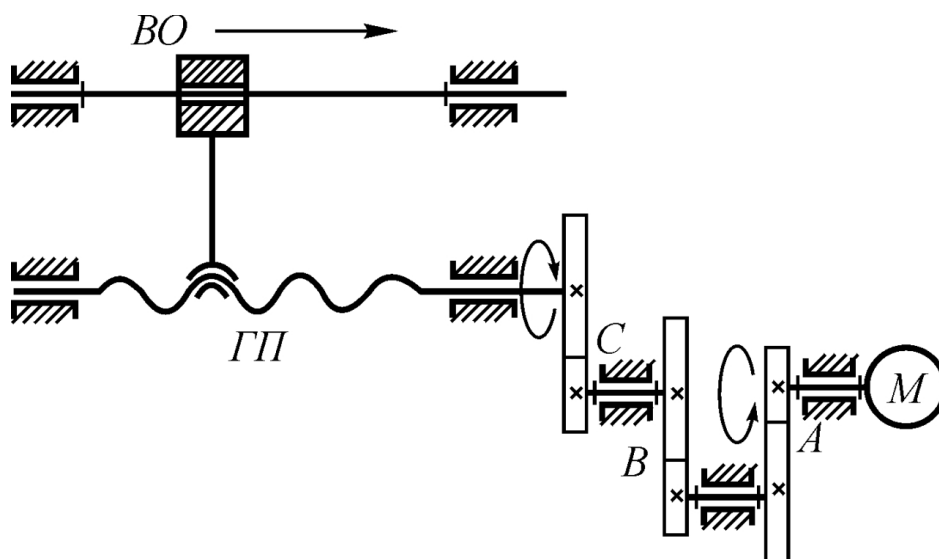


Рис. 2.1. Механізм лінійного переміщення

Усі кінематичні ланки механізму з'єднані послідовно, при цьому вихідна ланка двигуна M з'єднана з вхідною ланкою зубчастої передачі A , вихідна ланка якої зв'язана з вхідною ланкою зубчастої передачі B , а вихідна ланка останньої з'єднана з вхідною ланкою передачі C , а та, у свою чергу, – з вхідною ланкою гвинтової передачі $ГП$, а її вихідна ланка – з $ВО$. Структурна схема послідовного з'єднання кінематичних ланок наведена на рис. 2.2.

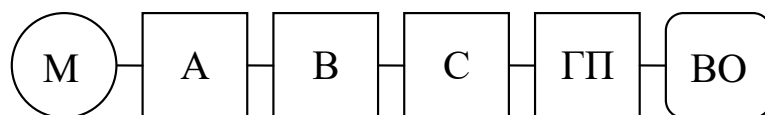


Рис. 2.2. Структурна схема послідовного з'єднання кінематичних ланок

Механізми або кінематичні ланцюги з послідовним з'єднанням мають особливості: положення, швидкість та прискорення вихідної ланки попереднього механізму співпадають з відповідними величинами вхідної ланки наступного механізму, але сили в них однакові за величиною та протилежні за напрямком. Передаточне відношення сукупності послідовно з'єднаних механізмів дорівнює добутку передаточних відношень усіх механізмів системи. Аналогічно вирішується визначення коефіцієнта корисної дії механізмів.

Слід відмітити, що такі механізми мають, як правило, тільки одне функціональне призначення: передача потоку рухів та сил одним кінематичним ланцюгом, тому необхідна кількість функцій технологічного обладнання, а також потоків рухів та сил реалізується аналогічною кількістю кінематичних ланцюгів або механізмів. Схема сукупності механізмів для реалізації 3-координатного переміщення виконавчого органу наведена на рис. 2.3, а його структурна схема – на рис. 2.4.

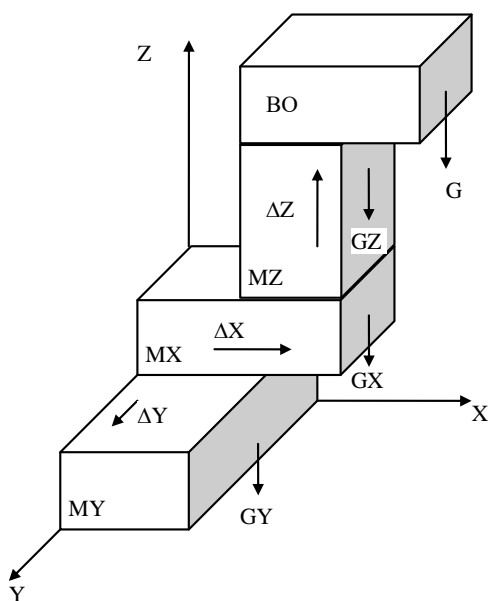


Рис. 2.3. Механізм 3-координатного переміщення: $ВО$ – виконавчий орган; MY , MX , MZ – механізми переміщень по відповідним осям координат

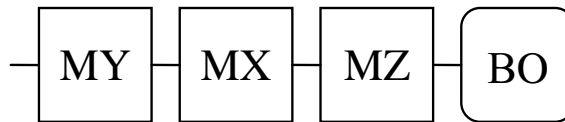


Рис. 2.4. Структурна схема механізму 3-координатного переміщення

Виконавчий орган BO та кожний із складових механізмів характеризується масою (G_Y, G_X, G_Z) та G , а також похибкою позиціонування ($\Delta Y, \Delta X$ та ΔZ). При переміщенні виконавчого органу BO у задану точку A з координатами Y_a, X_a та Z_a визначені механізми під час функціонування переміщують відповідні маси: механізм MY переміщує маси механізмів MX, MZ та BO , механізм MX переміщує масу механізмів MZ та BO , а механізм MZ – масу BO , що обумовлює появу великих рухомих мас та впливає на динамічні характеристики технологічного обладнання.

Точність позиціонування виконавчого органу залежить від сумарної похибки системи послідовно з'єднаних механізмів (чим більше кінематичних ланок має механізм переміщень, тим більша похибка позиціонування).

Крім того, при переміщенні механізмів та виконавчого органу у кінцеві положення виникають додаткові сили внаслідок зміщення їх центрів мас, що обумовлює появу напружень згину у відповідних елементах кінематичних ланок, а також перекосу рухомих елементів на напрямних.

Таким чином, послідовне з'єднання механізмів негативно впливає на основні характеристики технологічного обладнання: точність, жорсткість та динамічні характеристики.

Досвід експлуатації механізмів технологічного обладнання показує, що майже усі вони мають визначені недоліки конструктивного, технологічного та функціонального характеру (рис. 2.5).

Слід відмітити, що внаслідок традиційних підходів до проектування технологічного обладнання, більша частина цих недоліків закладається у його конструкцію на перших етапах його проектування, а саме:

- практично усі існуючі механізми технологічного обладнання мають розімкнені кінематичні ланцюги, що не забезпечує необхідний рівень їх жорсткості. У таких випадках необхідна жорсткість кінематичних ланок забезпечується шляхом збільшення розмірів поперечних перерізів тягових елементів механізмів, що збільшує матеріалоємність та підвищені енергетичні витрати на їх переміщення;
- незамкненість кінематичних ланцюгів створює консольні конструкції механізмів та нераціональне розміщення їх центрів ваги, що обумовлює перекоси рухомих елементів на напрямних та створює додаткові навантаження;

- однофункціональність механізмів обумовлює збільшення номенклатури їх складових елементів, що також впливає на матеріалоемність технологічного обладнання та збільшує витрати на його виробництво;
- однопоточність передачі рухів та навантажень потребує збільшення жорсткості елементів механізму за рахунок підвищення матеріалоемності та попереднього натягу елементів.

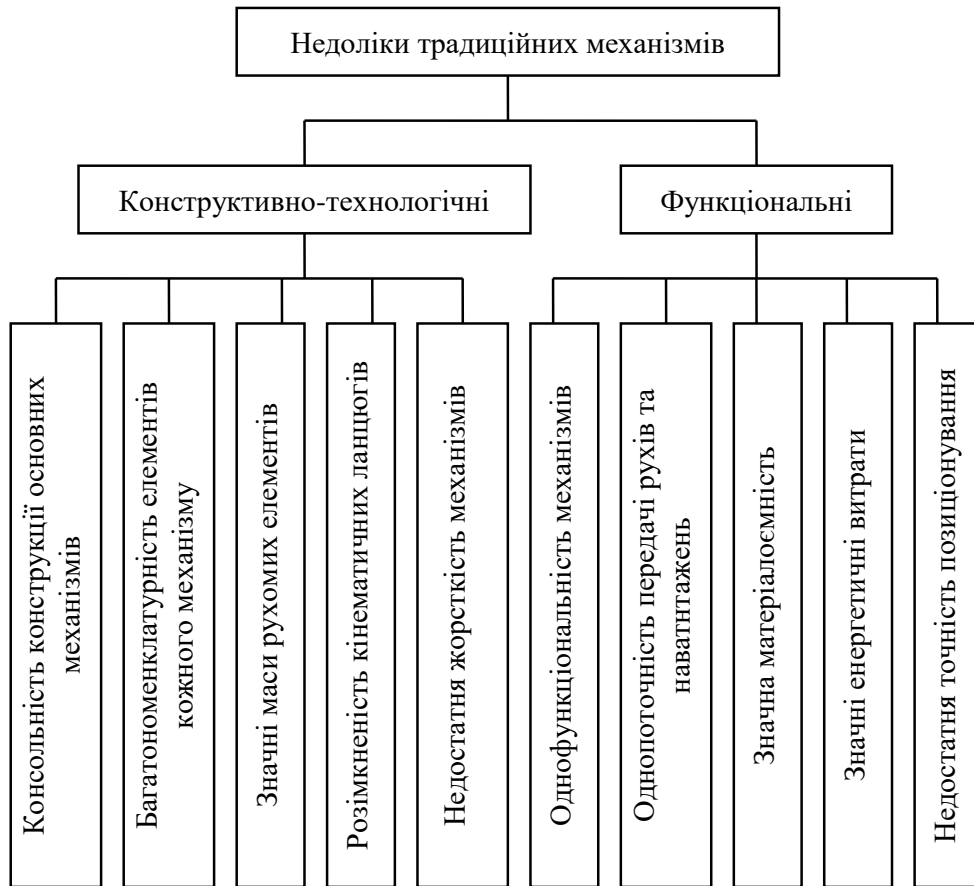


Рис. 2.5. Недоліки традиційних механізмів технологічного обладнання

Підвищення ефективності технологічного обладнання здійснюється як шляхом удосконалення конструкцій існуючих механізмів, так і пошуком нових нетрадиційних рішень їх побудови.

Одним з перспективних напрямків удосконалення механізмів технологічного обладнання є їх побудова на основі:

- передачі потоку рухів і сил декількома кінематичними ланцюгами шляхом раціонального перерозподілу рухів та навантажень між ними;
- реалізації паралельної передачі енергії декількома кінематичними ланцюгами та механізмами;
- створення замкнених кінематичних ланцюгів, які відтворюють замкнений контур підвищеної жорсткості;
- побудови безконсольних конструкцій механізмів.

Отже, удосконалення, створення та проектування високоефективних механізмів може формуватись на наступних положеннях (рис. 2.6).

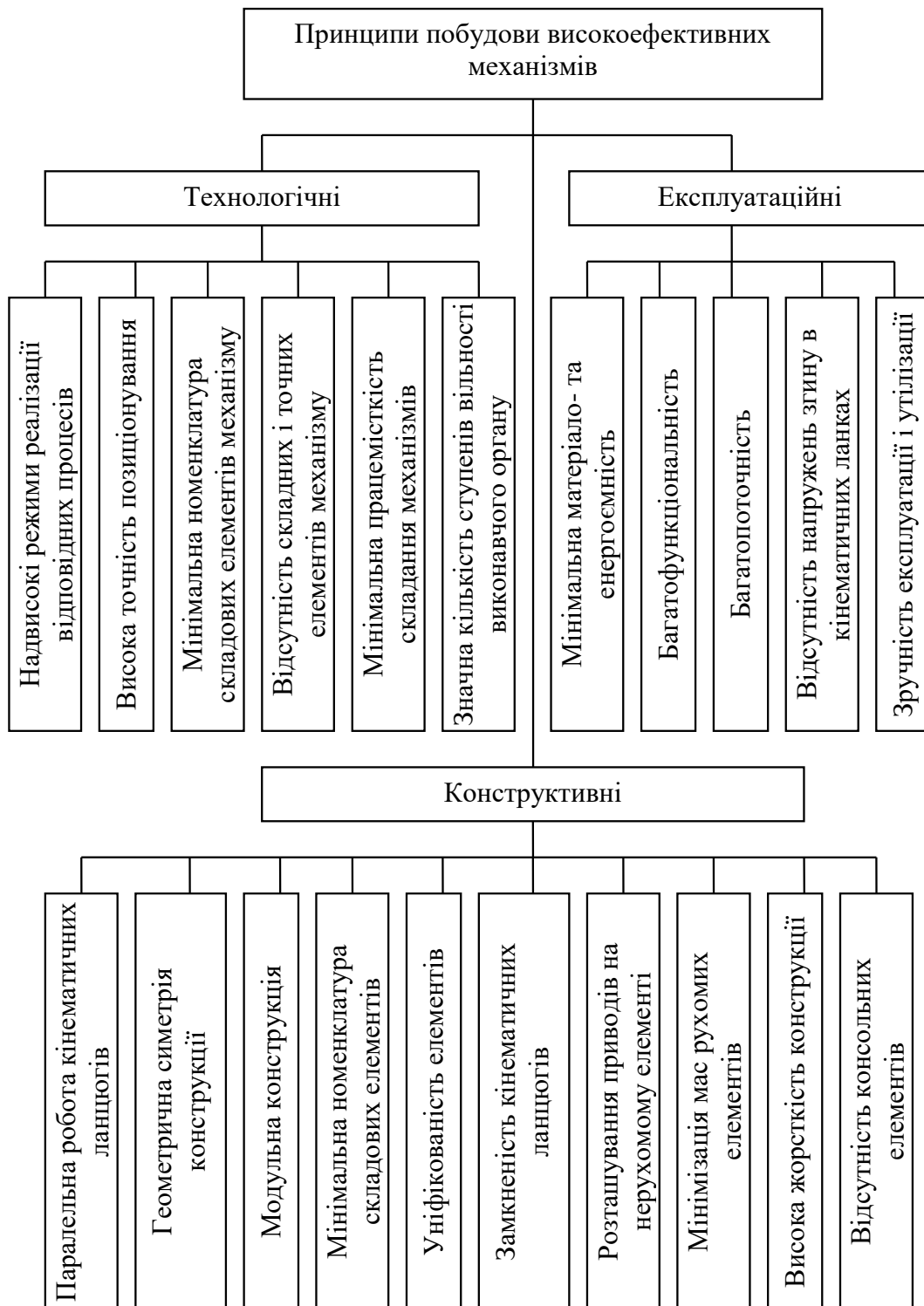


Рис. 2.6. Вимоги та принципи побудови високоефективних механізмів

Структурні схеми механізмів послідовного, паралельного та паралельно-послідовного з'єднання наведені на рис. 2.7.

Аналіз наведених структурних схем механізмів показує, що їх розташування (послідовне або паралельне) у загальному енергетичному потоку від ведучої до веденої кінематичної ланки впливає майже на усі параметри функціонування

технологічного обладнання: точність позиціонування, жорсткість, динамічні характеристики, коефіцієнт корисної дії та інші.

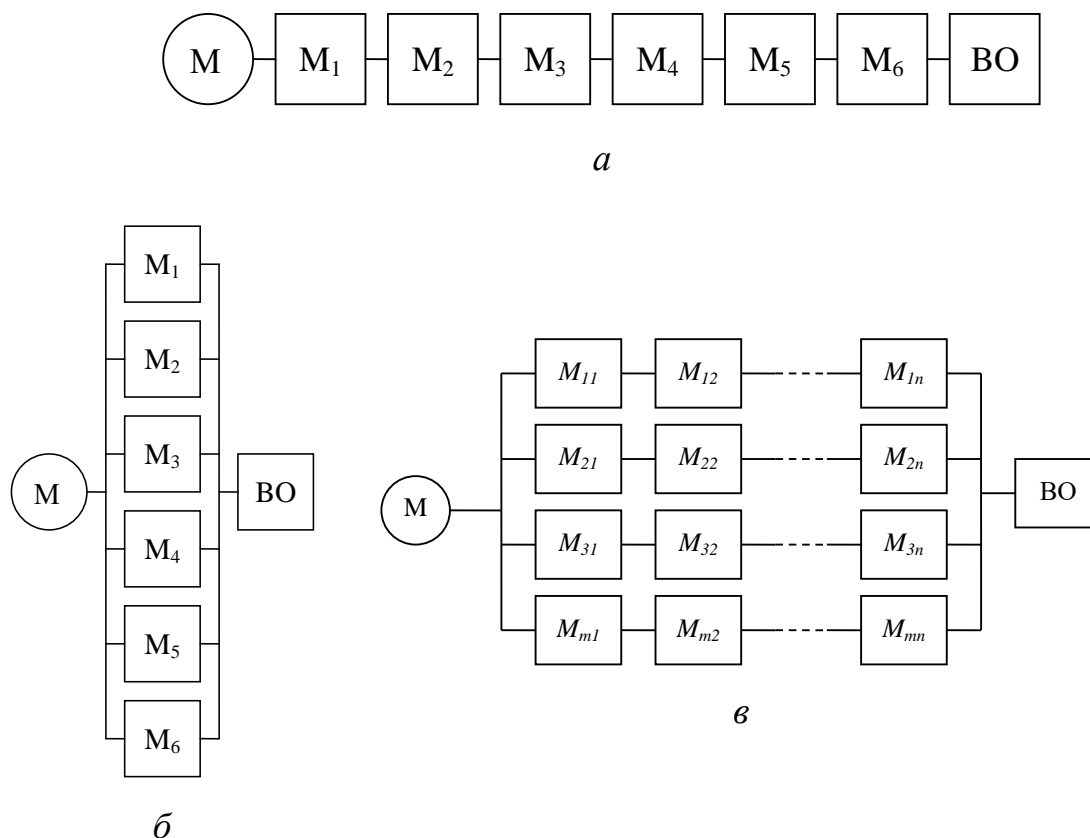


Рис. 2.7. З'єднання механізмів: а) послідовне з'єднання механізмів; б) паралельне з'єднання механізмів; в) паралельно-послідовне з'єднання механізмів

Порівняльний аналіз переваг та недоліків механізмів з їх послідовним та паралельним з'єднанням показує, що найбільш ефективно функціонують останні, які дозволяють зменшити енергетичні витрати на переміщення рухомих мас виконавчих органів, забезпечити мінімальну матеріаломісткість та збільшити коефіцієнт корисної дії. Тому при побудові технологічного обладнання слід віддавати перевагу механізмам паралельної структури.

Таким чином, використання у технологічному обладнанні системи механізмів паралельного з'єднання або створення механізмів з паралельним з'єднанням його кінематичних ланок має значні переваги у порівнянні з системою механізмів послідовного з'єднання.

Наведеним вимогам повністю відповідає створення механізмів паралельної структури, основною властивістю яких є передача енергетичних потоків та рухів декількома паралельними шляхами. Подібні механізми мають визначені переваги у порівнянні з традиційними механізмами, основними з яких є:

- використання кінематичних ланок у вигляді стрижнів, які працюють як на розтягування, так і на стискання при відсутності напружень згину;

- можливість розташування виконавчих органів на нерухомих або на елементах, які рухаються повільно;
- застосування рухомих елементів мінімальної маси, які витрачають незначні енергетичні потоки для переміщення виконавчого органу;
- використання замкнених стрижневих систем при паралельній передачі навантаження створює жорстку просторову ферму;
- раціоналізації розподілу напрямків та величин навантажень дозволяють зменшити енергетичні витрати та забезпечити мінімальне навантаження на кінематичні ланки та приводи;
- мінімізація кількості з'єднань елементів та кінематичних ланок механізму, що обумовлює зменшення пружних деформацій, підвищення жорсткості системи, а також реалізує високу точність позиціонування виконавчого органу та поліпшує динамічні характеристики технологічного обладнання.

Механізми паралельної структури представляють собою принципово новий клас просторових механізмів, фізична сутність яких полягає у тому, що рухомий виконавчий орган технологічного обладнання шарнірно пов'язаний з його нерухомих елементом (стаціонарним блоком) кінематичними ланцюгами, кожний з яких має індивідуальний привод або накладає визначену кількість зв'язків на переміщення виконавчого органу.

Багатопоточність та паралельність передачі навантажень у механізмах паралельної структури дозволяє їм здійснити оптимальний перерозподіл сил та рухів на декілька кінематичних ланок, які побудовані у вигляді стрижнів з відповідними шарнірами на кінцях та мають незначну масу, що обумовлює відсутність напружень згину. Вони працюють лише на розтягування або стискання. Замкненість кінематичних ланок обумовлює створення геометрично симетричної конструкції механізму. Усі кінематичні ланки механізму працюють одночасно (паралельно), що дозволяє виконавчому органу рухатись у просторі, забезпечуючи необхідний закон переміщення.

Крім того, можливість розташування індивідуальних приводів кінематичних ланок на нерухомому стаціонарному блоку (несучій системі) також зменшує масу рухомих елементів, що дозволяє надавати надвисокі швидкості та прискорення виконавчому органу.

Поряд з визначеними властивостями та перевагами механізмів паралельної структури вони мають і відповідні недоліки, пов'язані з використанням складних та високо вартісних інформаційних систем, які за допомогою датчиків дозволяють отримати інформацію про стан всіх елементів енергетичної системи, пристроїв програмного управління, тому що для завдання управляючих імпульсів окремим приводам по координатним осям опорні точки траєкторії у робочому просторі повинні бути перераховані у відповідності зі зміною довжини

кінематичних ланок або координат опорних шарнірів відносно напрямних. Перетворення координат повинно виконуватись у такті інтерполяції пристрою управління відповідної технологічної машини, що вимагає потужного програмного забезпечення.

Крім того, кінематична структура механізму незалежно від фактичного положення виконавчого органу принципово допускає можливість зіткнення окремих кінематичних ланок, тому поряд з перетворенням координат необхідно контролювати такт інтерполяції зони вірогідного зіткнення.

Розглянемо послідовну побудову та принцип дії механізмів паралельної структури. На рис. 2.8 наведена схема однокоординатного механізму – гідромеханічного приводу поступальної дії.

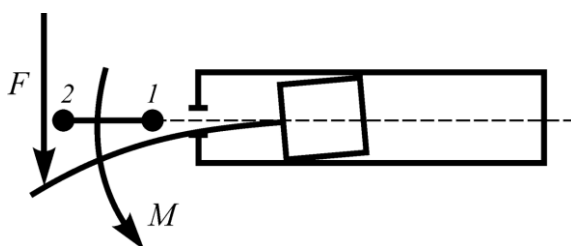


Рис. 2.8. Однокоординатний механізм

При функціонуванні гідроциліндру шток поршня переміщується від точки 1 до точки 2, реалізуючи заданий закон переміщення виконавчого органу. У точці 2 на шток гідроциліндру діє сила F , яка провокує виникнення крутного моменту M , що обумовлює згин штоку та перекіс штоку в циліндрі. Для усунення цього недоліку необхідно підвищити жорсткість механізму за рахунок збільшення розмірів поперечного перерізу штоку, що збільшує матеріалоємність механізму та зайві енергетичні витрати на переміщення виконавчого органу.

Але підвищити жорсткість подібного механізму можна іншим, нетрадиційним підходом – шляхом шарнірного з'єднання двох аналогічних за конструктивним виконанням однокоординатних механізмів (рис. 2.9).

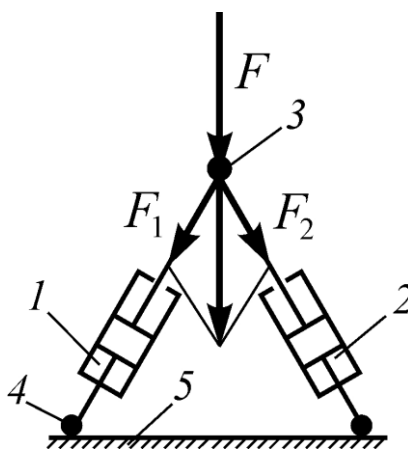


Рис. 2.9. Двохкоординатний механізм паралельної структури

Специфічною властивістю подібного механізму є повна відсутність напружень згину в штоках внаслідок перерозподілу діючої сили F на дві складові F_1 та F_2 , що діють вздовж осі кожного штоку.

Механізм складається з виконавчого органу 3 та нерухомої несучої системи 5, шарнірно з'єднаних двома кінематичними ланками змінної довжини 1 та 2. Кожна кінематична ланка складається з гідроприводу поступальної дії та шарніру 4, який змонтований на несучій системі.

При одночасній (паралельній) узгодженій зміні довжин обох кінематичних ланок виконавчий орган переміщується у площині XOZ у заданому напрямку (рис. 2.10). Наприклад, при зміні довжин кінематичних ланок на однакову величину виконавчий орган рухається у вертикальному напрямку (рис. 2.11).

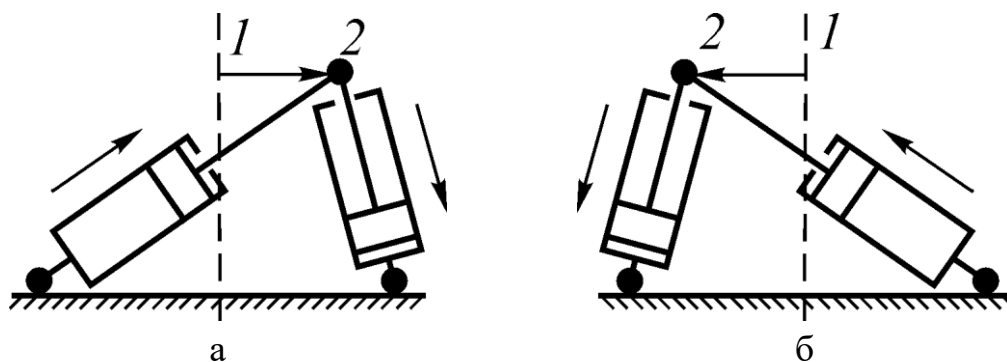


Рис. 2.10. Переміщення виконавчого органу двохкоординатного механізму у площині XOZ : а – вліво; б – вправо

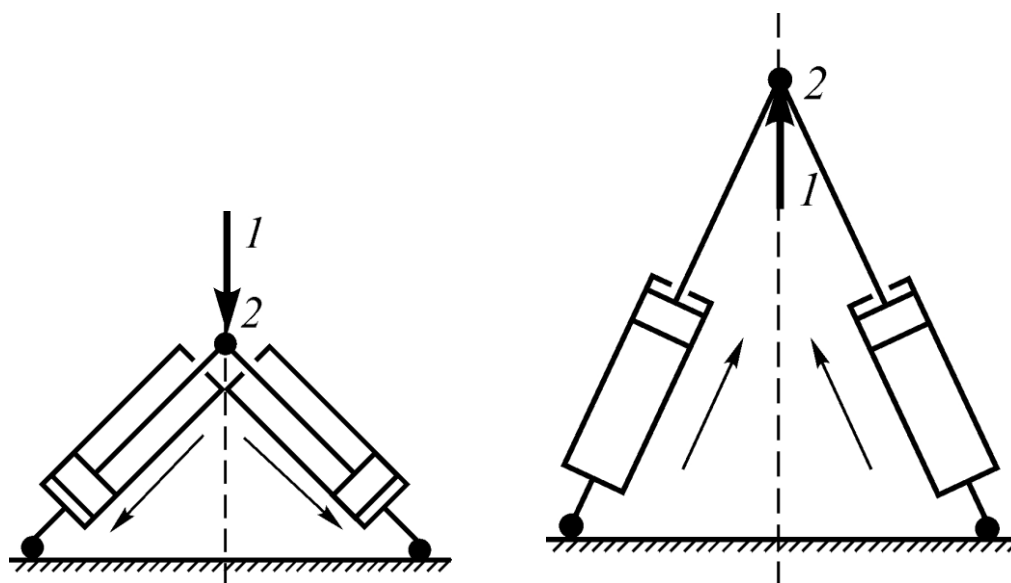


Рис. 2.11. Переміщення виконавчого органу двохкоординатного механізму у вертикальному напрямку

Таким чином, подібна конструкція двохкоординатного механізму дозволяє збільшити його жорсткість при одночасному зменшенні матеріалоемності кожного однокоординатного механізму, усунути згин штоків та перекіс поршнів

у гідроциліндрах за рахунок створення замкненої системи діючих навантажень та їх перерозподілу між штоками.

При приєднанні до розглянутого механізму додаткових кінематичних ланок, можна отримати механізми паралельної структури з заданою кількістю координатних переміщень.

Розглянемо одну з класичних схем механізму паралельної структури – шестикоординатний механізм паралельної структури («гексапод») (рис. 2.12).

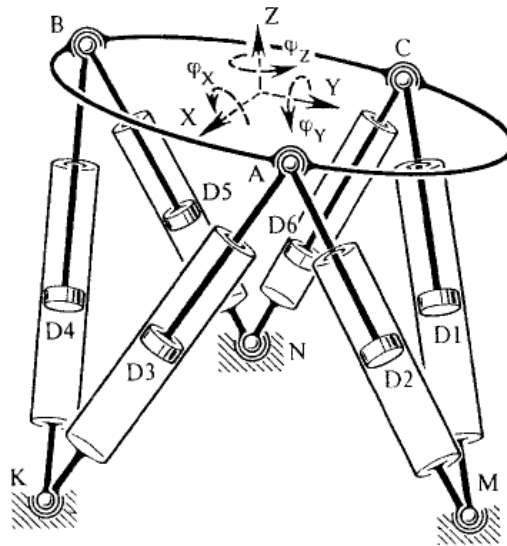


Рис. 2.12. Шестикоординатний механізм паралельної структури

Механізм складається з рухомого виконавчого органу ABC , який шарнірно зв'язаний з нерухомим елементом механізму KNM за допомогою шести однорухомих кінематичних ланок KA , MA , MC , NC , NB і KB , кожна з яких має індивідуальний привід $D_1 \dots D_6$, який призначений для зміни довжини кінематичної ланки. Кінематична ланка складається з відповідного механізму лінійних переміщень (пневно-, гідро- або лінійний електропривід) та двох шарнірів (сферичного або універсального).

Механізм є системою двох елементів: рухомого виконавчого органу та нерухомого стаціонарного блоку, з'єднаних між собою кінематичними ланками змінної довжини.

Фіксовані довжини кінематичних ланок однозначно визначають відносне положення усіх складових елементів механізму, які створюють досить жорстку просторову конструкцію. Змінюючи довжини l кінематичних ланок, можна змінювати відносне положення виконавчого органу у просторі; а також реалізувати будь-який заданий закон його переміщень. Таким чином, задане положення виконавчого органу в просторі реалізується шляхом координатного управління кожним конкретним приводом відповідної кінематичної ланки.

Наведений механізм створений на основі «платформи Стюарта», також має назву « l -координатний механізм».

2.2. Основні міркування по розробці термінології щодо механізмів паралельної структури

Починаючи з 40-х рр. ХХ ст. запропоновано значну кількість механізмів паралельної структури, але аналіз вітчизняних та закордонних публікацій у галузі досліджень та проектування багатокординатних та багатопоточних механізмів показує, що дослідники різних наукових центрів використовують різноманітні найменування подібних механізмів, найбільш поширеними з них є механізми [11]:

- з паралельною структурою;
- платформного типу;
- вищого класу;
- з паралельною топологією;
- з паралельним приводом;
- паралельні;
- паралельної структури;
- з паралельною кінематикою;
- з паралельними зв'язками.

Усі наведені найменування механізмів, в основному, точно визначають їх кінематичну структуру та специфічні властивості, але з метою вдосконалення термінології, на нашу думку, слід прийняти єдину назву **«механізми паралельної структури»**. Назви «механізми платформного типу», «механізми вищого класу», «механізми з паралельними зв'язками» не можуть бути застосовані для усіх подібних механізмів, тому що вони визначають тільки деякі їх індивідуальні особливості. Назва «механізм з паралельною топологією» також є некоректним, тому що термін «топологія» у математиці має визначений зміст, пов'язаний з відображенням деяких математичних образів. Термін «паралельна структура», на думку авторів, найбільш точно визначає фізичну сутність, взаємне розміщення та зв'язок складових частин, специфічні властивості та принцип дії всього класу подібних механізмів, що полягає, в першу чергу, в одночасному паралельному функціонуванні всіх кінематичних ланок, які складають основу механізмів.

Але, що стосується технологічного обладнання, побудованого на основі механізмів паралельної структури, доцільно буде застосувати термін **«технологічне обладнання з паралельною кінематикою»**.

Механізми паралельної структури відрізняються функціональним призначенням, кінематичною структурою, ступенями вільності, принципом дії та конструктивним виконанням, які розділяються на дві групи:

- **повнопаралельні** – механізми, у яких кількість (n) ступенів вільності (F) виконавчого органу дорівнює кількості кінематичних ланок (m), кожна з яких

має індивідуальний привід за допомогою якого виконавчий орган механізму реалізує задані координатні переміщення.

- **неповнопаралельні** – механізми, у яких кількість (n) ступенів вільності виконавчого органу більше, ніж кількість кінематичних ланок (m), кожна з яких має два та більше індивідуальних приводів переміщень.

Повнопаралельний механізм (рис. 2.13) складається з рухомого виконавчого органу 3, шести кінематичних ланок 1, кожна з яких має індивідуальний привід 2, за допомогою шарнірів 5, з'єднаних з рухомим 3 та нерухомим 4 елементами механізму. Виконавчий орган реалізує шість координатних переміщень (три поступальних та три обертальних відносно осей x, y, z) шляхом зміни довжини відповідних кінематичних ланок.

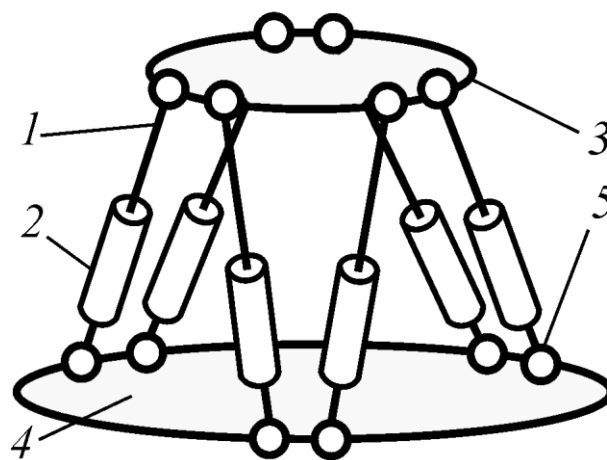


Рис. 2.13. Повнопаралельний механізм

Таким чином, для повнопаралельного механізму:

- кількість ступенів вільності $n=6$;
- кількість кінематичних ланок $m=6$.

Тоді,

$$n = m.$$

Неповнопаралельний механізм (рис. 2.14) складається з рухомого виконавчого органу BO та нерухомого стаціонарного блоку $НСБ$, які шарнірно з'єднані трьома основними кінематичними ланками, кожна з яких має індивідуальний привід, та трьома додатковими кінематичними ланками, які теж мають індивідуальний привід. Додаткові кінематичні ланки з'єднують основні кінематичні ланки з нерухомим стаціонарним блоком.

Виконавчий орган подібного механізму реалізує шість координатних переміщень (три переміщення здійснюються трьома основними кінематичними ланками $m_o=3$, а три переміщення реалізуються трьома додатковими кінематичними ланками $m_d=3$).

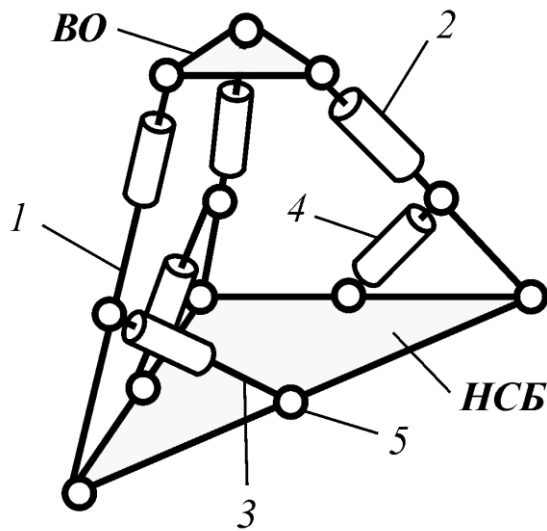


Рис. 2.14. Неповнопаралельний механізм

Таким чином, для неповнопаралельного механізму

$$n=6;$$

$$m=3;$$

$$n > m.$$

Дослідженням та проектуванням механізмів паралельної структури займається значна кількість науково-дослідних центрів світу: виробничі фірми, проектні організації та наукові лабораторії багатьох університетів США, Німеччини, Франції, Італії, Японії, Кореї та ін. Але, як показує аналіз наукових публікацій, інформація щодо єдиної класифікації та термінології у цій галузі відсутня. В даному навчальному посібнику використовується термінологія, основана на аналізі публікацій по темі машинобудування, узагальненні основних положень та систематизації механізмів паралельної структури та визначення їх місця при створенні технологічного обладнання для обробки, складання, випробування та вимірювання продукції.

Механізм паралельної структури – механізм, в якому рухомий виконавчий орган шарнірно зв'язаний з нерухомим елементом кінематичними ланцюгами, кожний з яких має індивідуальний привід або накладає визначену кількість зв'язків на переміщення виконавчого органу.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою – технологічне обладнання, побудоване на основі механізмів паралельної структури.

Послідовне з'єднання механізмів (кінематичних ланок) (рис. 2.7, а) – сукупність механізмів (кінематичних ланок), в якій вихідна ланка попереднього механізму з'єднана з вхідною ланкою наступного механізму та далі аналогічно.

Паралельне з'єднання механізмів (кінематичних ланок) (рис. 2.7, б) – сукупність механізмів (кінематичних ланок), в якій усі входні та вихідні ланки взаємозв'язані

Сферичний механізм паралельної структури (рис. 2.15) – механізм, у якому всі постійні та миттєві осі обертання ланок перетинаються в одній точці.

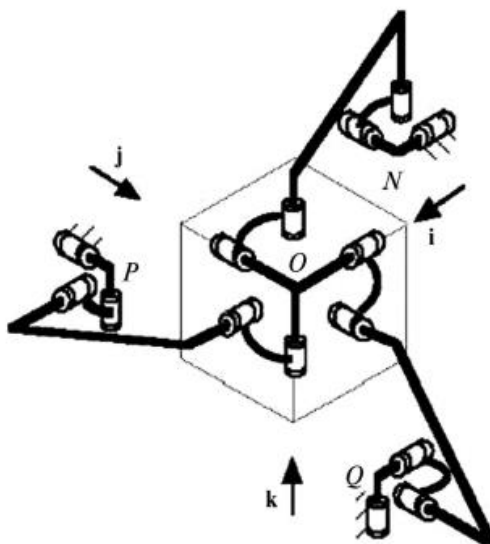


Рис. 2.15. Сферичний механізм паралельної структури

Біпод (рис. 2.16) – технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного з'єднання двох кінематичних ланок змінної довжини.

Біглайд (рис. 2.17) – технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного з'єднання двох кінематичних ланок постійної довжини.

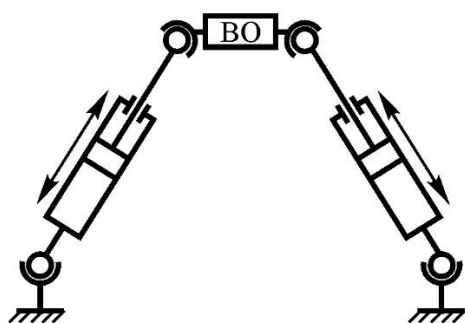


Рис. 2.16 Біпод

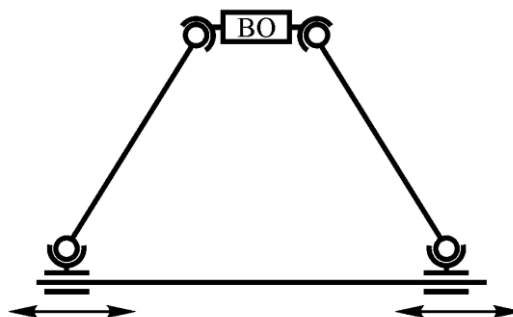


Рис. 2.17 Біглайд

Трипод (рис. 2.18) – технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного з'єднання трьох кінематичних змінної довжини.

Триглайд (рис. 2.19) – технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного з'єднання трьох кінематичних ланок постійної довжини.

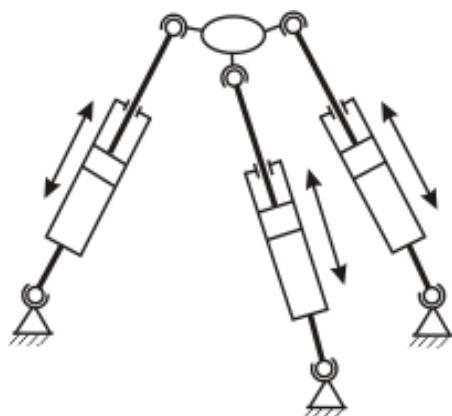


Рис. 2.18. Трипод

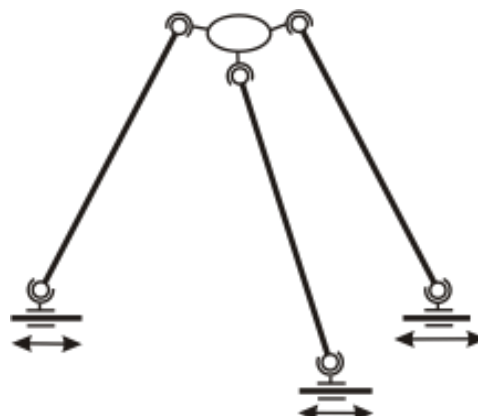


Рис. 2.19. Триглайд

Пентапод (рис. 2.20) – технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного з'єднання трьох основних та двох додаткових кінематичних ланок змінної довжини.

Ортоглайд (рис. 2.21) – технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного з'єднання трьох кінематичних ланок постійної довжини з ортогональним розташуванням напрямних.

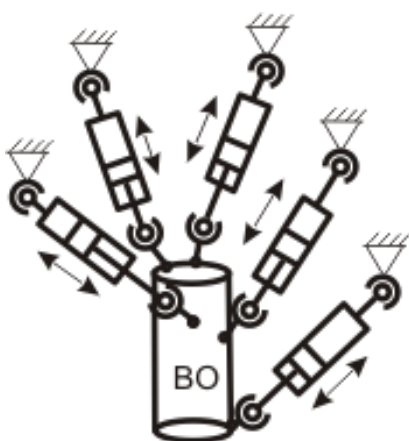


Рис. 2.20. Пентапод

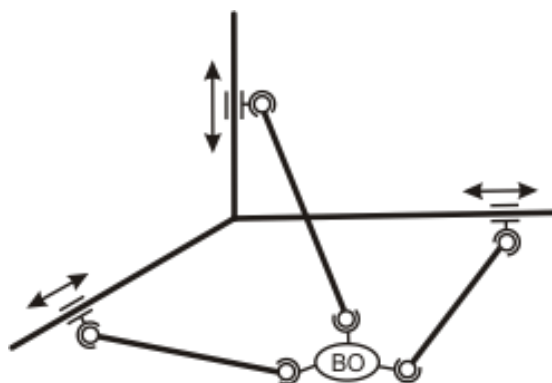


Рис. 2.21. Ортоглайд

Гексапод (рис. 2.22) – технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного з'єднання шести кінематичних ланок змінної довжини.

Гексаглайд (рис. 2.23) – Технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного з'єднання шести кінематичних ланок постійної довжини.

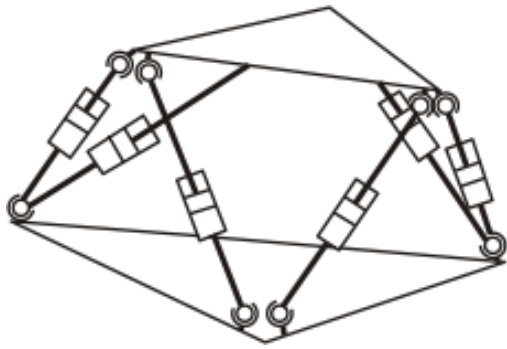


Рис. 2.22. Гексапод

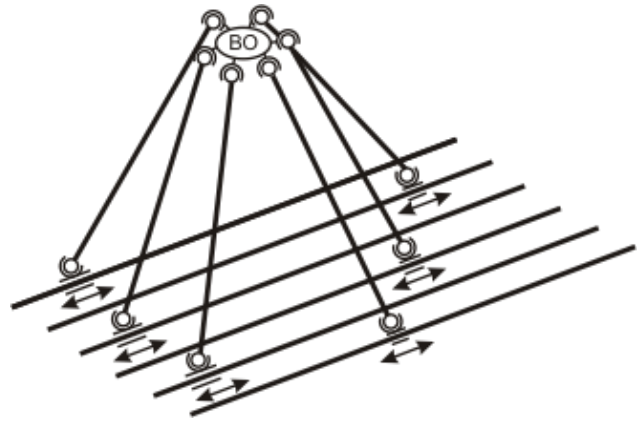


Рис. 2.23. Гексаглайд

Дельта (рис. 2.24) – Технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного з'єднання ланок, виконаних у вигляді паралелограмного механізму, в якому перетворення рухів реалізується шляхом примусового обертання опорних шарнірів, змонтованих на нерухомому стаціонарному блоці.

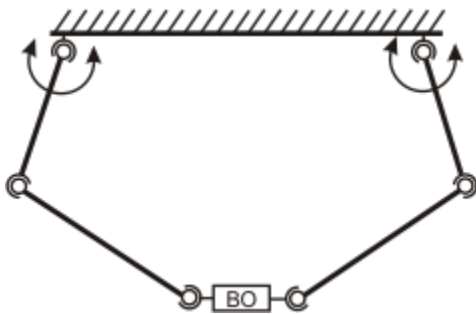


Рис. 2.24. Дельта

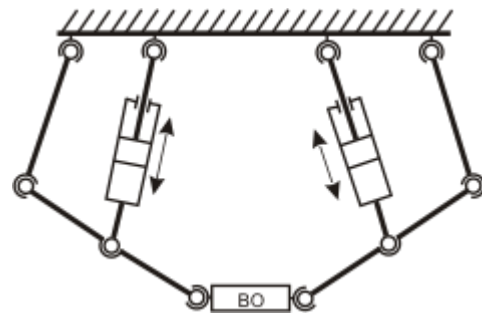


Рис. 2.25. Ножиці

Ножиці (рис. 2.25) – технологічне обладнання з паралельною кінематикою, побудоване на основі кінематичного V-подібного з'єднання двох прямокутних пластин, в якому перетворення рухів реалізується шляхом використання додаткових кінематичних ланок змінної довжини, шарнірно з'єднаних з рухомим або нерухомим елементами механізму.

2.3. Галузі використання механізмів паралельної структури

Просторові механізми почали інтенсивно застосовуватися у різних машинах, а найбільше у робототехнічних системах з початку 40-х рр. минулого століття разом з розвитком атомної енергетики. Радіоактивні матеріали, які використовуються у атомній енергетиці не дозволяють здійснити прямий контакт людини з такими матеріалами. Разом з тим значний об'єм наукових досліджень, задачі практичної експлуатації та ремонту ядерних реакторів, а також обслуговування машин та механізмів, розташованих у радіоактивній зоні вимагали участі людини. Ці питання

були вирішенні впровадженням робототехнічних систем побудованих на основі просторових механізмів, які у минулому використовувались у деяких сільськогосподарських машинах, текстильній техніці, авіаційних двигунах та шасі та інших технологічних машинах, але широкого розповсюдження вони не отримали.

Механізми паралельної структури є принципово новим типом просторових механізмів, які складають окремий клас та отримали широке застосування у різних галузях господарства, а особливо у технологічному обладнанні (рис. 2.26).

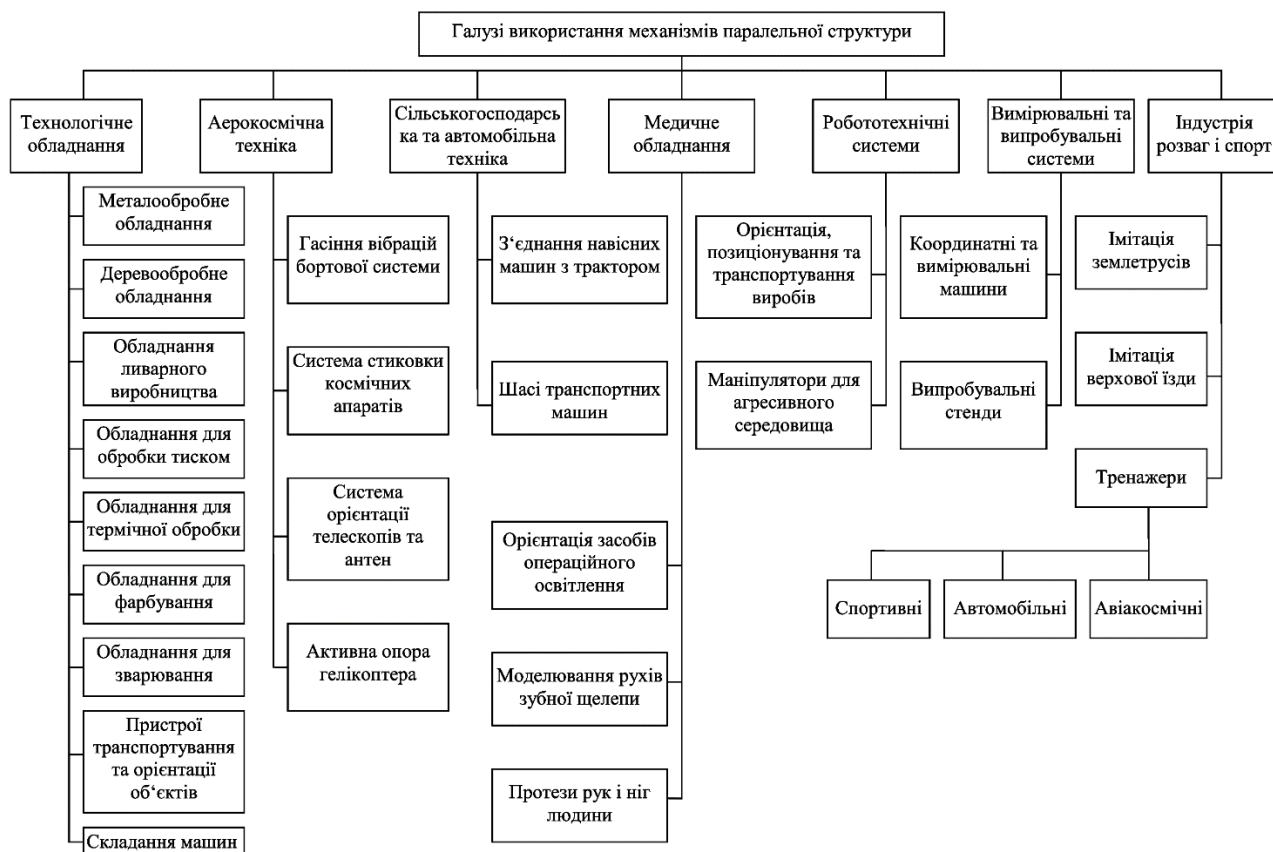


Рис. 2.26. Галузі використання механізмів паралельної структури

2.3.1. Аерокосмічна техніка

Сформульовані астрономічними центрами вимоги до космічній обсерваторії XXI століття міжнародного проекту «Міліметрон», передбачають створення космічних радіотелескопів з дзеркальними антенами лепесткового типу діаметром 12 м, які утворюють з наземними телескопами інтерферометр «Земля-космос-космос». Точність поверхні дзеркала при всіх умовах експлуатації повинна бути не менше, як 20 мкм, а точність орієнтації та стабілізації космічного апарату та космічного радіотелескопу повинна бути не менше як 1 кутова секунда.

Запропонована концепція вирішення проблеми наведення дзеркала радіотелескопа передбачає створення системи механізмів, побудованих на

основі механізмів паралельної структури. Космічний радіотелескоп (рис. 2.27) складається з антен 1, 2 та 8, опорної системи 3, фокального блоку 4, планетних датчиків 5, базової конструкції космічного апарату 6, сонячних батарей 7, перехідної ферми 9, яка побудована на основі механізму паралельної структури. Призначення перехідної форми полягає у забезпеченні шести ступенів вільності антен, що обумовлює надійну віброізоляцію бортових систем космічного апарату та високоточне наведення антен. Перехідна ферма 9 побудована по схемі «платформи Стюарта» та має рухомий та нерухомий елементи, шарнірно з'єднані з шістьма кінематичними ланками змінної довжини. Змінюючи довжину кінематичних ланок, можна отримати будь-яке задане положення антен.

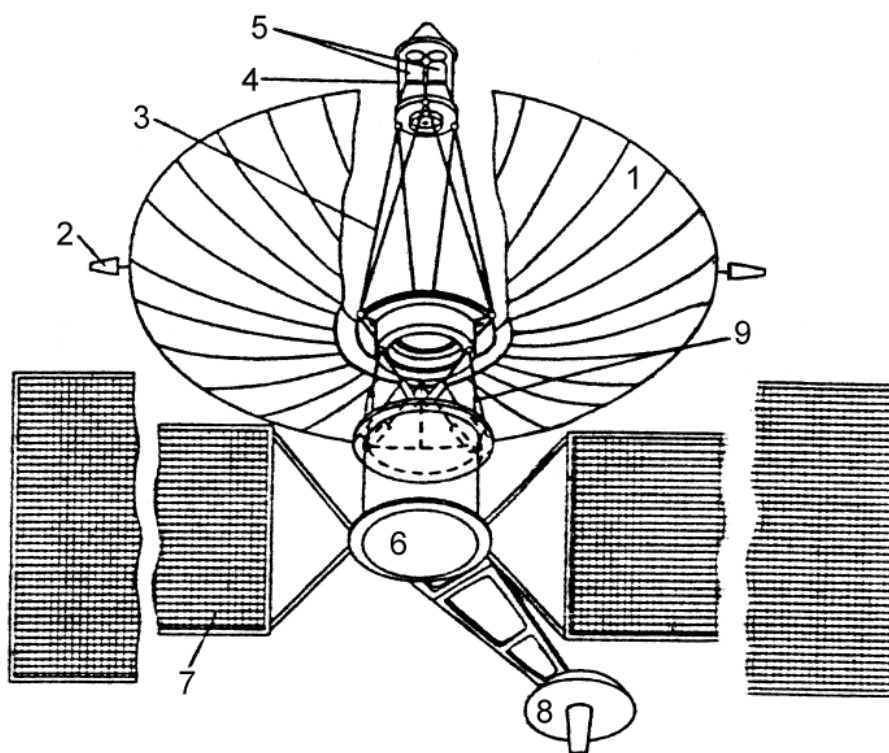


Рис. 2.27. Космічний радіотелескоп

Підготовка льотчиків і космонавтів в нашій країні та за кордоном здійснюється на тренажерах, які використовуються для імітації різних умов польотів літака або космічного апарату (рис. 2.28, 2.29). Під час тренування відпрацьовуються навички управління апаратами.

Тренажер складається з виконавчого органу 1, на якому розміщена кабіна, та нерухомого стаціонарного блоку 3, які з'єднані шістьма кінематичними ланцюгами 2. Рухома платформа має шість ступенів вільності, а задане положення виконавчого органу реалізується шляхом зміни довжини кінематичних ланцюгів по відповідному закону. Управління та імітація умов польотів здійснюється від ЕОМ.

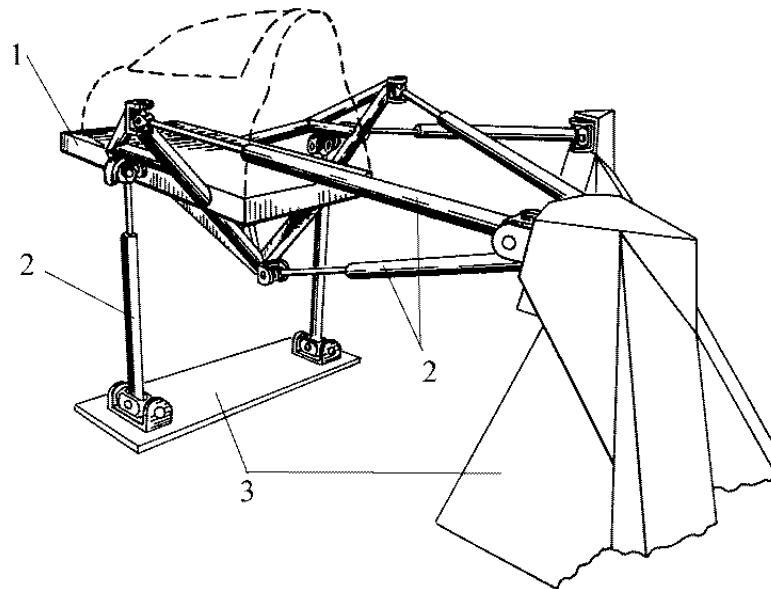


Рис. 2.28. Схема авіатренажера



Рис. 2.29. Авіатренажер

Дослідження та практичні роботи у космічному просторі висувають важливу проблему переміщення, орієнтації та фіксації положення різних об'єктів відносно космічного апарату. Вирішення проблеми ускладнюється значними габаритними розмірами маніпуляційних систем (понад 20-40 м), а маса об'єкту може у сотні разів перевищувати масу маніпулятора. У таких випадках найбільш раціональним є використання різноманітних механізмів паралельної структури. Управління

маніпуляційною системою здійснюється від ЕОМ, а сам маніпулятор з системою управління є космічним роботом.

Ще одна важлива проблема, яка виникає під час досліджень космічного простору – передача рухів крізь герметичну стінку з космічного апарату у вакуум вирішується за допомогою механізмів паралельної структури.

Кінематичні ланки значної довжини проходять через стінку космічного апарату в місті розташування опорних сферичних шарнірів та зв'язують виконавчий орган, який знаходиться ззовні, з приводами переміщень виконавчого органу розташованими в космічному апараті (рис. 2.30).

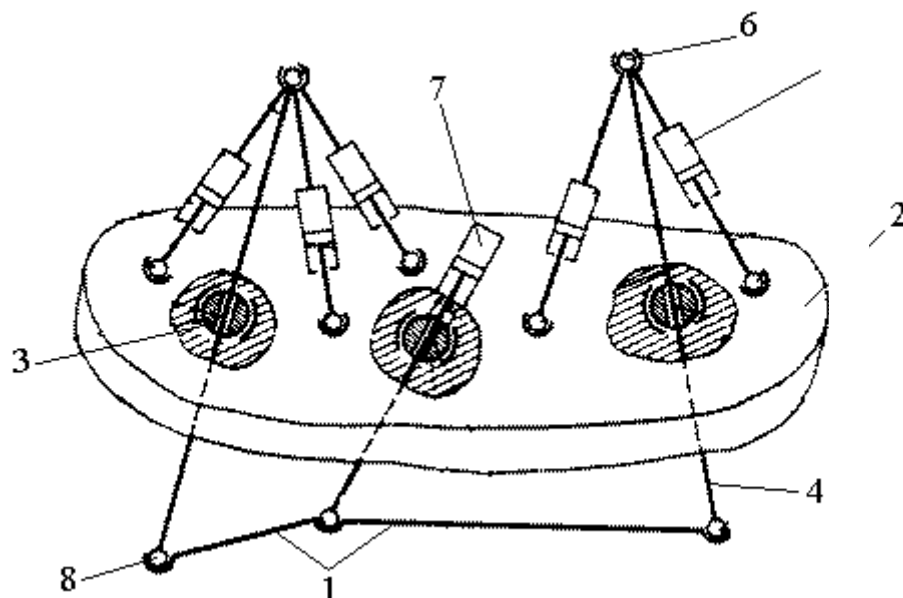


Рис. 2.30. Механізм паралельної структури для екстремальних середовищ

Механізм складається з виконавчого органу 1, який зв'язаний трьома стрижнями постійної довжини 4 з рухомими шарнірами 6. Стрижні проходять через герметичну стінку 2, у якій змонтовані три сферичні шарніри 3. Перше кінематичне з'єднання має три кінематичних ланцюги, які одним кінцем змонтовані на герметичній стінці, а другим – з рухомим шарніром 6, друге з'єднання має два кінематичних ланцюга аналогічного конструктивного виконання, а третє кінематичне з'єднання має тільки один кінематичний ланцюг, привод якого змонтований на герметичній стінці, а вихідний стрижень з'єднаний з виконавчим органом 1. Така кінематична структура механізму забезпечує три з'єднання стрижнів з рухомим виконавчим органом та три – з нерухомим елементом (герметичною стінкою), що підвищує жорсткість механізму. Задане положення виконавчого органу реалізується шляхом зміни довжини кожного кінематичного ланцюга 5 по відповідному закону.

Аналогічні механізми використовуються у хімічній промисловості для роботи у екстремальних середовищах.

Для випробування авіакосмічних апаратів у аеродинамічних трубах виникає необхідність маніпулювання ними. У такому випадку вихідний орган механізму переміщення та орієнтації апаратів повинен сприймати значні навантаження від повітряного потоку, а елементи механізму повинні мінімально перешкоджати повітряному потоку, тому механізм повинен мати просторову фермову конструкцію з великою вантажопід'ємністю. Цей механізм побудований на основі «платформи Стюарта».

Слід відмітити оригінальну ідею застосування механізмів паралельної структури у технологічному обладнанні для аерокосмічної галузі.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою (рис. 2.31) призначене для одночасного контурного та об'ємного фрезерування різноманітних поверхонь у корпусах аерокосмічних апаратів.

Корпус апарату 2 встановлюється на базові елементи технологічного обладнання. На нерухомому стаціонарному блоці 1 порталної конструкції встановлюється відповідна кількість фрезерних головок 3 з паралельною кінематикою, які одночасно виконують фрезерування різних отворів фасонної форми. Після закінчення обробки відповідної серії отворів, апарат переміщується вздовж напрямних для забезпечення обробки іншої серії отворів.

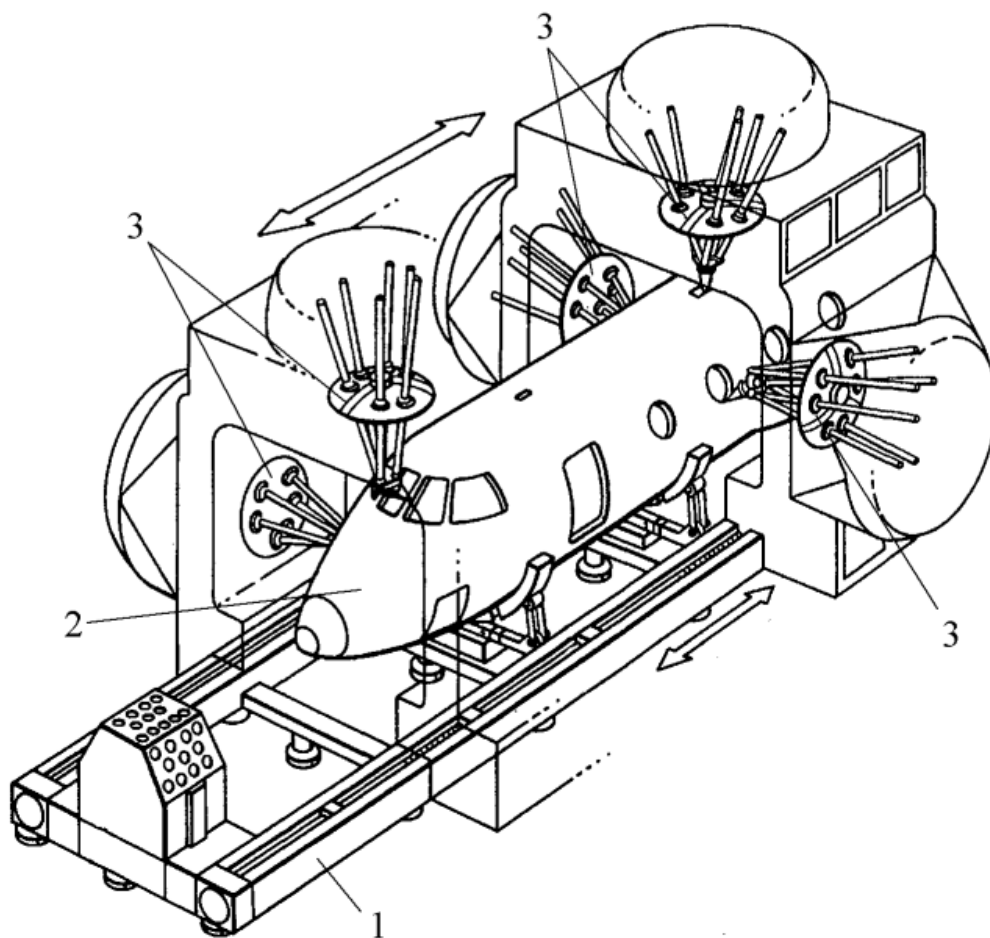


Рис. 2.31. Технологічне обладнання для фрезерування отворів у корпусі аерокосмічного апарату

2.3.2. Транспортні засоби та сільськогосподарська техніка

Для з'єднання навісних машин з трактором та ходових коліс транспортного засобу з базовою конструкцією необхідно реалізувати вимоги щодо забезпечення декількох ступенів вільності механізму з метою усунення або зменшення навантажень та вібрацій, що забезпечується застосуванням механізмів паралельної структури (рис. 2.32).

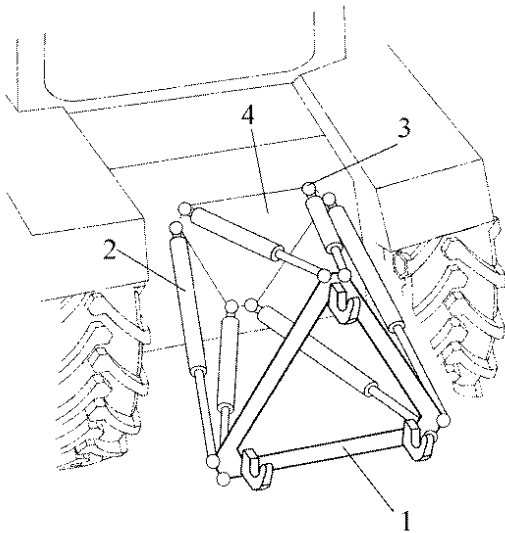


Рис. 2.32. Пристрій для з'єднання навісного обладнання з трактором

Механізм складається з виконавчого органу 1, шести кінематичних ланок 2, кожна з яких має лінійний привід для зміни довжини, що з'єднують виконавчий орган через опорні шарніри 3 з нерухомим елементом 4, закріпленим на відповідному транспортному засобі. Зміна положення виконавчого органу залежно від умов переміщення транспортного засобу здійснюється шляхом зміни довжини кожної кінематичної ланки по відповідному закону.

У лісному та сільському господарствах, де транспортні засоби мають обмежену прохідність внаслідок перешкод та незадовільного стану ґрунту, є раціональним використання механізмів паралельної структури для з'єднання ходових коліс з базовою конструкцією транспортного засобу (рис. 2.33 та 2.34).

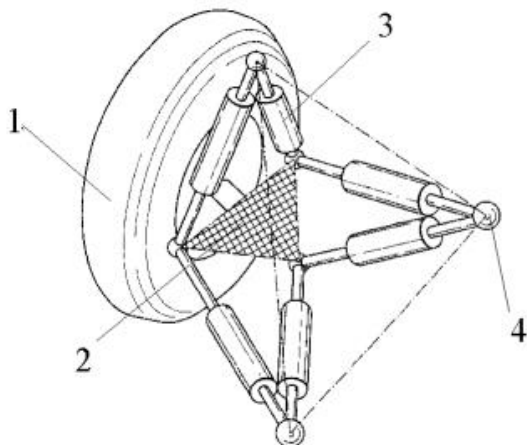


Рис. 2.33. З'єднання колеса автомобіля з несучою системою

Механізм (рис. 2.33) складається з платформи 2 з колесом 1 та шести кінематичних ланок 3 змінною довжини, які зв'язані з базовою конструкцією автомобіля шарнірами 4. Необхідне положення колеса забезпечується зміною довжини кінематичних ланок за відповідним законом залежно від умов експлуатації.

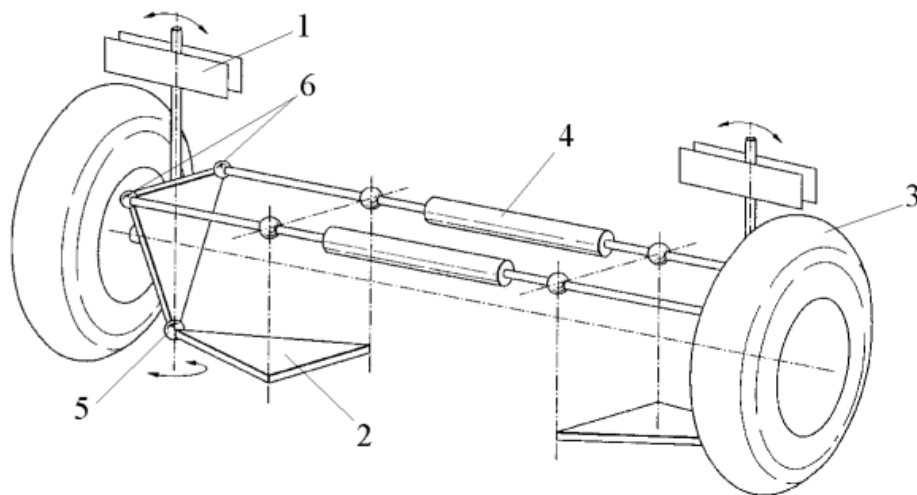


Рис. 2.34. Використання механізмів паралельної структури в автомобільних шасі

Механізм, наведений на рис. 2.34, містить нерухомий елемент 2, пов'язаний через сферичний шарнір 6 з базовою системою 1, а сферичний шарнір 5, пов'язаний з нерухомим елементом 2. Необхідне положення коліс 3 реалізується шляхом одночасної зміни довжини двох кінематичних ланок 4. При однаковій довжині кінематичних ланок колеса повертаються відносно горизонтальної осі. А для повороту коліс відносно вертикальної осі кінематичні ланки повинні мати різну довжину в залежності від кута повороту.

2.3.3. Медичне обладнання та електронна промисловість

В ортопедії механізми паралельної структури використовують для фіксації поламаних кісток (рис. 2.35). Механізм для фіксації кістки 1 складається з двох кілець – верхнього 2 та нижнього 3, на яких закріплені по три механізми переміщення 5 фіксуючих стрижнів 4. Кільця з'єднані шістьма кінематичними ланками 6, довжина яких змінюється за допомогою механізмів 7, які змонтовані на верхньому кільці 5.

Поламана кістка 1 розміщується між кільцями та фіксується стрижнями 5, що дозволяє зберегти відносне положення частин кістки при будь-яких її переміщеннях.

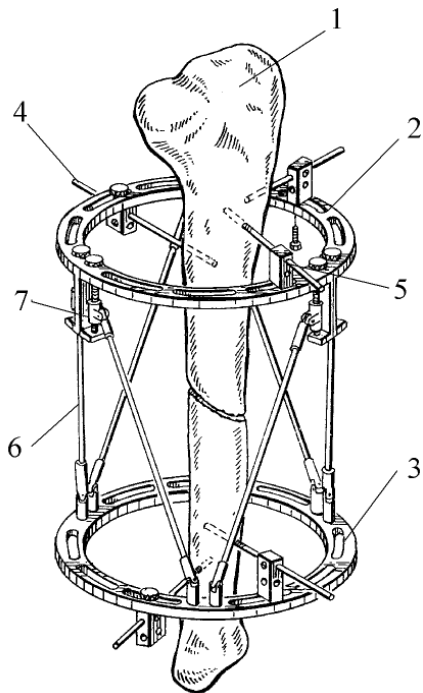


Рис. 2.35. Механізм для фіксації кісток

Механізми паралельної структури використовують при дослідженні рухів щелеп (рис. 2.36).

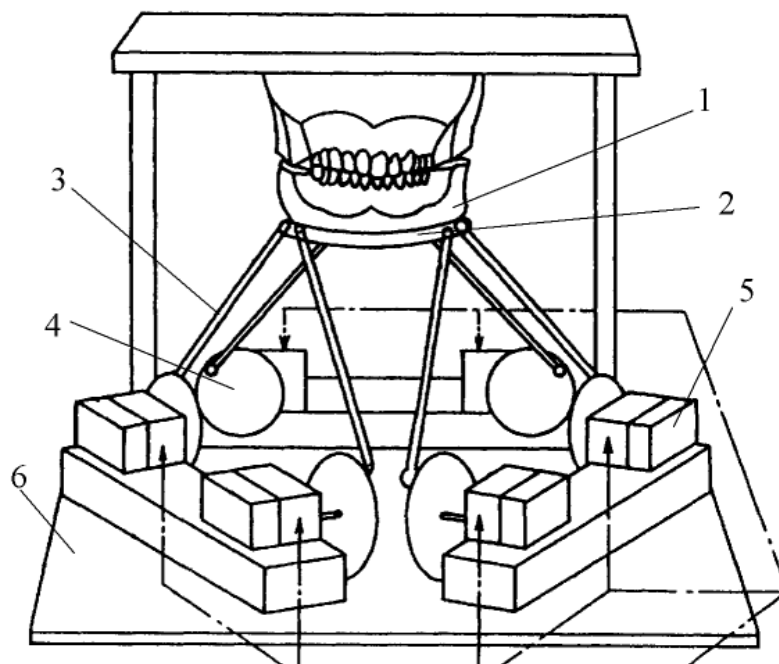
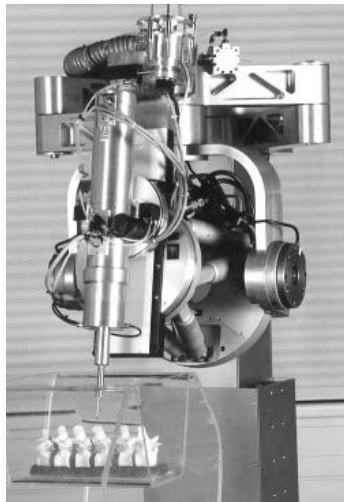


Рис. 2.36. Механізм для маніпулювання щелепами

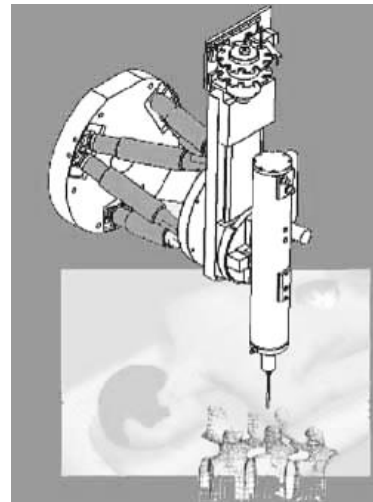
Механізм складається з рухомого елемента 2, на якому встановлена нижня щелепа 1, нерухомого елемента 6, на якому змонтовані шість приводів, на вихідних валах яких напресовані диски 4. Рухомий елемент 2 шарнірно зв'язаний з приводними дисками кінематичними ланками постійної довжини. Верхня щелепа закріплена на верхній частині нерухомого елемента 6. Необхідні рухи нижньої щелепи при нерухомій верхній реалізуються зміною відстані між

рухомим та нерухомим елементами шляхом обертання від приводів 5 приводних дисків 4 кожної кінематичної ланки по відповідному закону.

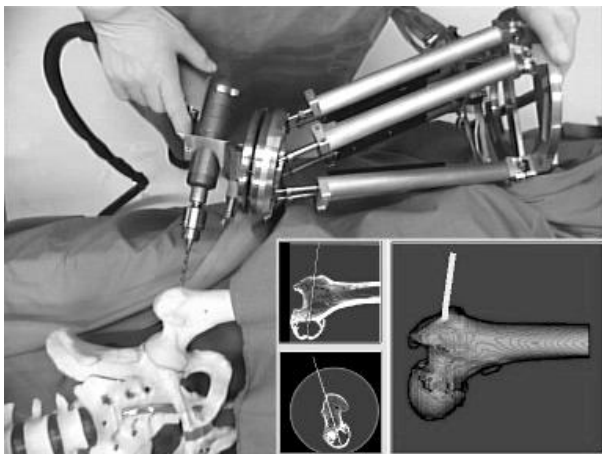
Хірургічні інструменти та засоби освітлення операційного столу повинні мати декілька ступенів вільності з метою їх наведення на відповідне місце проведення операції, що вирішується за допомогою використання механізмів паралельної структури (рис. 2.37, 2.38).



а



б



в

Рис. 2.37. Механізм позиціонування хірургічних інструментів:
а) загальний вигляд;
б) схема механізму;
в) приклад застосування

Механізм складається з рухомого та нерухомого елементів, пов'язаних між собою шістьма кінематичними ланками змінної довжини. На рухомій платформі закріплюється відповідний хірургічний інструмент. Нерухома платформа фіксується у визначеному положенні, а управління інструментом здійснюється від ЕОМ або вручну.

Механізми паралельної структури використовуються в галузі мікрохірургії з метою підвищення точності позиціонування виконавчих органів, а також забезпечення максимального спрощення управління пристроями, де кожний привод впливає на переміщення виконавчого органу відносно визначеної вісі координат.



Рис. 2.38. Механізм для орієнтації операційного освітлення

Механізм мікрomanipулятора паралельної структури (рис. 2.39, а) складається з основи 1, виконавчого органу 2, кінематичних ланцюгів з приводами 3, сферичних шарнірів 4 та 5. Кожний кінематичний ланцюг містить три обертових пари 6, розташованих послідовно, одна з яких зв'язана з основою 1, а друга з сферичною парою 5 виконавчого органу 2. Приводи зв'язані з іншими кінематичними парами за допомогою важелів 7.

Кожна кінематична пара виконана як єдиний елемент (рис. 2.39, б). Обертові пари 6 виконані у вигляді перемичок зниженої жорсткості 8, які мають прямокутний переріз, а сферична пара 5 виконана у вигляді сукупності перемички круглого 9 та прямокутного 10 перерізів. Центр перемички 9 розташований на продовженні вісі перемички 10. Одна з обертових пар 6 зв'язана з сферичною парою 5 виконавчого органу. Приводи з'єднані з основою 1 та важелем 7 за допомогою сферичних пар, також виконаних у вигляді перемичок зниженої жорсткості.

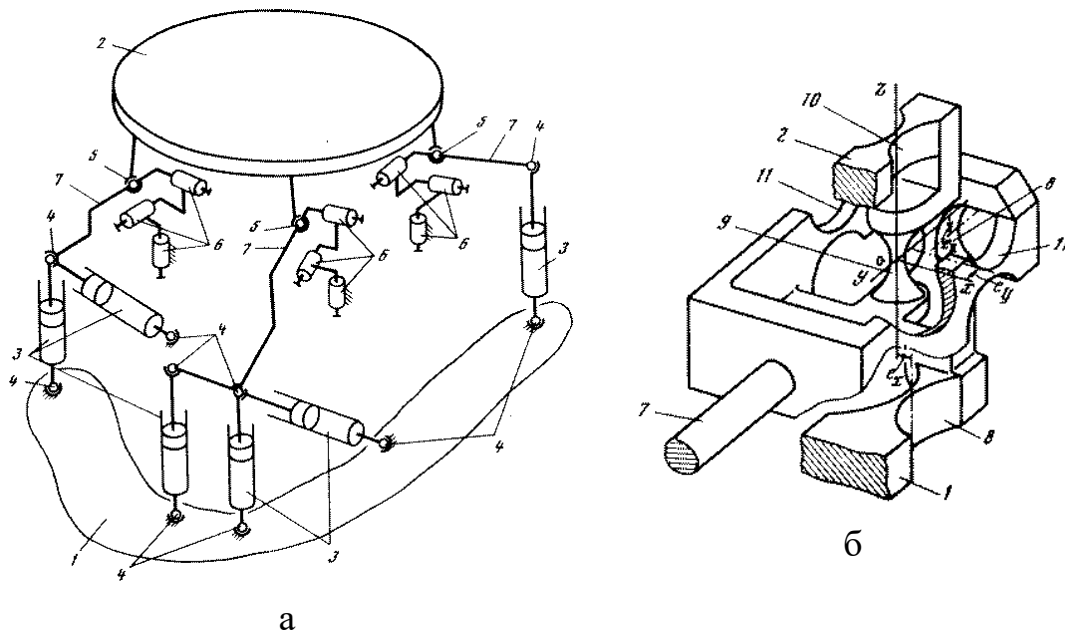


Рис. 2.39. Мікроманіпулятор (а) і його кінематичний ланцюг (б)

Якщо сумістити початок координат з центром сферичної пари 5, то обертальні пари будуть розташовані на деякій відстані від центру сфери. Відношення цих відстаней до довжини відповідного важеля 7 обумовлює передаточне відношення, а саме: відношення переміщення точки, з якою зв'язаний привод 3 та точки центру сферичного шарніру 5. Під час функціонування механізму кожний привод 3 впливає на важіль 7 за допомогою кінематичної пари 4 та переміщує точку виконавчого органу 2, яка співпадає з центром сферичної пари 5 (9, 10) по одній координаті, повертаючи її відносно осі однієї з кінематичних пар 6 (8, 11). При цьому, якщо механізм в одній кінематичній ланці має три привода, у другій – два, а у третій – один, то три привода, які належать одній кінематичній ланці, визначають положення центру сферичної пари 5 цієї ланки, а решта приводів визначають орієнтацію виконавчого органу.

2.3.4. Робототехнічні та вимірювальні системи

Для транспортування, маніпулювання, орієнтації та позиціонування об'єктами призначені різноманітні за кінематичною структурою, компоновкою та конструктивним виконанням робототехнічні системи. Сучасні моделі маніпуляторів побудовані на основі *l*-координатних механізмів паралельної структури, вихідний орган яких переміщується приводами, що регулюють відстань між заданими точками рухомої та нерухомої платформ. У таких робототехнічних системах шість ступенів вільності забезпечуються шляхом

лінійних переміщень виконавчих кінематичних ланцюгів, реалізуючих відповідний закон руху (рис. 2.40).

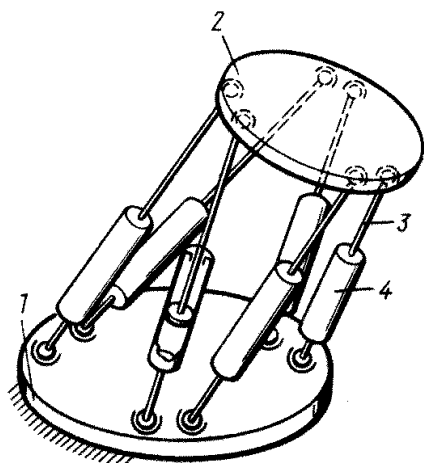


Рис. 2.40. Кінематична схема l -координатного робота

Робот складається з основи (нерухомої платформи) 1, виконавчого органу 2, з'єднаних попарно шістьма кінематичними ланками 3. Довжина кожної штаги регулюється індивідуальним лінійним приводом 4. Конструкція робота значно спрощується шляхом використання усіх шести кінематичних ланок з приводами аналогічного виконання. На виконавчому органі робота можна закріпити необхідний пристрій залежно від виду робіт, які виконуються.

При вирішенні практичних задач раціональним буде закріплення шарнірів кінематичних ланок безпосередньо до об'єкту маніпулювання (рис. 2.41).

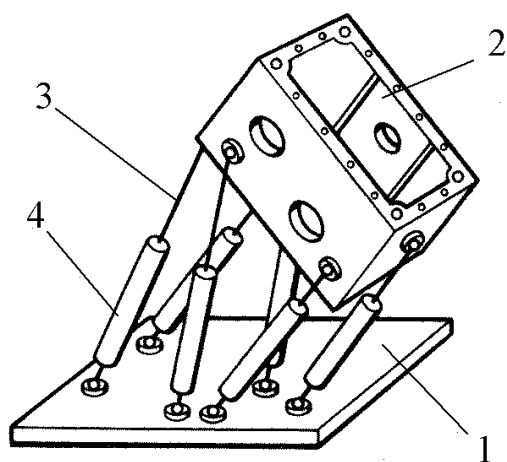


Рис. 2.41. Об'єкт маніпулювання, який використовується в якості вихідної ланки: 1 – нерухомий елемент; 2 – виконавчий орган-об'єкт маніпулювання; 3 – кінематичний ланцюг; 4 – лінійний привід

Конструкція механізму дає можливість формувати робочий простір та його робочу зону у відповідності з особливостями технологічного процесу та конструктивною формою об'єкта маніпулювання.

На рис. 2.42 наведена конструкція l -координатного робота з гнучкими кінематичними ланками.

Механізм має шість гнучких ланок 1, кожна з яких одним кінцем закріплена на виконавчому органу 2, а іншим – на бобині 4, встановленій на валу електродвигуна 5, закріпленого на нерухомій платформі 6.

Пристрій 3 натягування гнучких ланок, виконаний у вигляді пружини стискування, одним кінцем зв'язаний з виконавчим органом, а іншим – з нерухомою платформою. Змінюючи довжину гнучких ланок шляхом їх намотування на бобини, переміщують виконавчий орган у просторі відносно шести координат. Відсутність у розглянутому пристрої сферичних шарнірів та постійне натягування гнучких ланок дозволяє максимально зменшити зазори та підвищити надійність механізму у спеціальних умовах експлуатації.

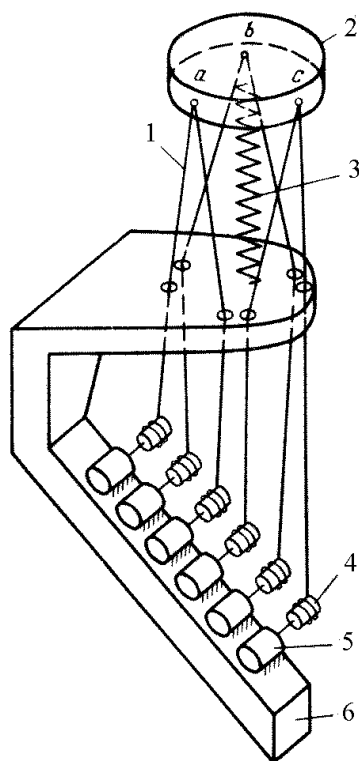


Рис. 2.42. Схема робота з гнучкими ланками

Робот з 24 ступенями вільності (рис. 2.43) складається з чотирьох однотипних модулів та має можливість виконувати різноманітні технологічні операції внаслідок високої маневреності. Робот має послідовну осьову компоновку модулів. При дискретних приводах робот має 2^{24} положень в просторі.

Робот складається з чотирьох послідовно з'єднаних шестикоординатних модулів А, В, С, D паралельної структури. Кожний модуль має рухомий та нерухомий елементи, шарнірно зв'язані кінематичними ланцюгами, зміна довжини яких реалізується лінійними приводами.

Якщо послідовно включати приводи з інтервалом в одну секунду, необхідно більше, як 30 років на здійснення усіх можливих положень виконавчого органу у просторі.

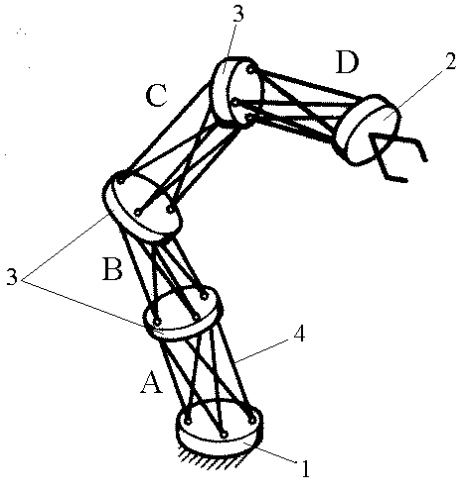


Рис. 2.43. 1-координатний робот з 24 ступенями вільності

Широкі можливості синтезу різноманітних робототехнічних систем на основі сукупності однотипних модулів відкривають нові перспективи вирішення проблеми «несумісності» універсальних роботів з різними видами технологічного обладнання.

Схема робота з системою управління в абсолютних координатах показана на рис. 2.44. Робот містить кінематичні ланки 1, з'єднані між собою обертальними кінематичними парами 2. У кожній парі є привод, який здійснює відносний рух (поворот) зв'язаних ланок. Поточне положення у просторі вихідної ланки 9 характеризується координатами $l_1=aA$; $l_2=aB$; $l_3=aD$; $l_4=dB$; $l_5=dD$; $l_6=bD$. Точки A, B, D належать базі 4, а точки a, b, d – вихідній ланці.

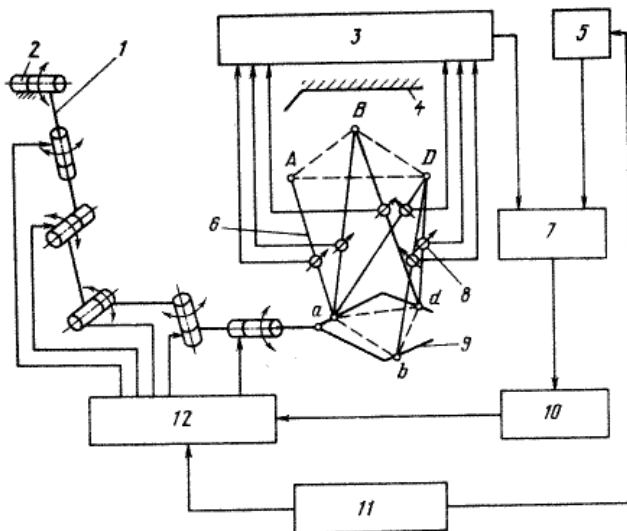


Рис. 2.44. Схема робота з системою управління у абсолютних координатах

Система зворотного зв'язку є сукупністю шести пристроїв для вимірювання лінійних переміщень, які отримують інформацію щодо координат l_1, l_2, \dots, l_6 . Кожний такий пристрій містить струну б та датчик 8 (типу автоматичної рулетки) для вимірювання поточної довжини струни або апаратуру для безконтактних вимірювань (наприклад, лазерну або ультразвукову). У процесі переміщення вихідної ланки інформація про

поточні координати l_1, l_2, \dots, l_6 поступає у блок 3. Одночасно з блоку 11 програми, яка задає рух вихідної ланки, у блок 5 поступає інформація про відносні положення ланок, на підставі якої розраховуються задані значення поточних координат $l_1^*, l_2^*, \dots, l_6^*$. У блоку 7 з урахуванням координат l_1, l_2, \dots, l_6 и $l_1^*, l_2^*, \dots, l_6^*$ визначається неузгодженість між поточними заданими та фактичними положеннями вихідної ланки. Після цього у блоку 10 визначаються ланки, переміщенням яких може бути ліквідована ця неузгодженість. Дані з блоків 10 та 11 поступають у блок 12, в якому формується програма управління приводами ланок.

Необхідно відмітити, що у загальному випадку поточне неузгодження може бути ліквідоване тільки тоді, коли робот має шість або більше ступенів вільності, тому, переміщуючи захватний пристрій у робочому просторі робота, можна компенсувати похибки його поточних положень. Якщо число ступенів вільності робота менше шести, то визначаються положення ланок, при яких досягаються мінімальні неузгодження між поточними заданими та фактичними положеннями захватного пристрою за заданим критерієм (або критеріям).

Механізми паралельної структури використовуються для ручного управління робототехнічними системами, в тому числі тими, що мають паралельну структуру.

Механізм (рис. 2.45) складається з нерухомого елемента 1 та рухомого виконавчого органу 2, на якому закріплена ручка 4. Рухомий та нерухомий елементи шарнірно зв'язані між собою кінематичними ланками змінної довжини 3 з датчиками положення 5, за допомогою яких визначається відстань між двома складовими елементами кінематичної ланки.

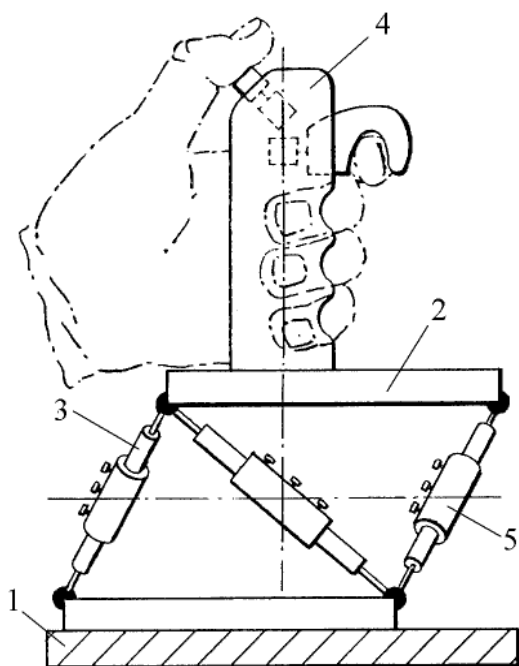


Рис. 2.45. Пристрій ручного управління маніпулятором

Механізм має шість ступенів вільності. При зміні положення ручки, довжина кожної кінематичної ланки змінюється на відповідну величину, що фіксується датчиками положення, сигнали від яких підсилюються та подаються на систему управління роботом.

Сучасний розвиток машинобудування висуває нові задачі автоматизації процесів контролю, що обумовлює значне зростання швидкодії координатно-вимірювальних машин та забезпечення високих маніпуляційних властивостей. Роботи з паралельною кінематикою увійшли у міжнародну класифікацію.

2.3.5. Спортивні тренажери та індустрія розваг

Механізми паралельної структури почали широко використовувати у спортивних тренажерах та механізмах атракціонів індустрії розваг.

У тренажерному стенді «рухомий кінь» застосовується механізм, побудований на основі платформи Стюарта, який забезпечує імітацію верхової їзди та підвищує ефективність тренувань за рахунок можливості вибору різних режимів, характерних для класичних дисциплін кінного спорту (рис. 2.46).



Рис. 2.46. Тренажер «рухомий кінь»

Для індустрій розваг запропоновані оригінальні атракціони, що імітують умови землетрусу та устанавлюються у парках відпочинку. Платформа (рис. 2.47), на якій розташовані крісла, має шість ступенів вільності, які реалізуються механізмом паралельної структури. Управління рухами, що утворюють специфічні умови землетрусу, здійснюється від комп'ютера по заданій програмі.



Рис. 2.47. Атракціон, який реалізує умови землетрусу

Наведені приклади використання механізмів паралельної структури у різних галузях господарства свідчать про перспективність їх використання, дослідження, проектування та впровадження.

Аналіз публікацій, матеріалів міжнародних конференцій та виставок показує, що механізми паралельної структури найбільше впровадження отримали в технологічному обладнанні.

У даній главі посібника наведена тільки незначна частина прикладів використання механізмів паралельної структури у різних галузях. Застосування подібних механізмів у технологічному обладнанні буде розглянуто в наступних главах. Але навіть наведені приклади свідчать про перспективність використання механізмів паралельної структури у майбутньому у різних технологічних машинах та пристроях.

ГЛАВА 3

ЕВОЛЮЦІЯ І КЛАСИФІКАЦІЯ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

3.1. Еволюція механізмів паралельної структури

Сучасне машинобудування характеризується постійним оновленням та удосконаленням діючих технологічних машин, конструкції яких значно ускладнюються внаслідок впровадження новітніх технологій. Існуючі механізми, які застосовуються у більшості технологічних машин, побудовані на традиційних принципах проектування, що обумовлює їх визначені недоліки, основним з яких є послідовність з'єднання, розімкненість кінематичних ланцюгів та консольне виконання конструкцій. Механізми паралельної структури технологічних машин побудовані на основі замкнених кінематичних ланцюгів та раціонального перерозподілу енергетичного потоку рухів та навантажень між декількома елементами механізму, які виконані у вигляді стрижнів, що одночасно (паралельно) функціонують.

Нова концепція проектування механізмів, яка заснована на принципах паралельності передачі енергетичних потоків декількома шляхами, формує перехід до більш сучасного технологічного обладнання [11].

Перша офіційна інформація про створення просторового паралельного механізму з'явилася у 1928 р., коли інженер Д.Е. Гвіннетт (США) запропонував просторовий сферичний механізм, побудований на принципах паралельного (одночасного) функціонування декількох кінематичних ланцюгів, які зв'язують рухомий та нерухомий елементи механізму з метою отримання заданого переміщення його виконавчого органу у просторі. Механізм Д. Гвіннетта був запатентований 20 січня 1931 р. (рис. 3.1) та призначався для атракціонів індустрії розваг, але інформація щодо його впровадження у виробництво відсутня.

Очевидно, що подібний механізм з оригінальним принципом побудови так і не був виготовлений, тому що виробництво того часу взагалі не було підготовлене до сприймання подібної ідеї створення механізмів паралельної структури.

В 1934 р. інженер У.Л.Г. Поллард (США) пропонує оригінальну конструкцію просторового механізму для розпилення фарби (рис. 3.2), який по функціональним можливостям нагадує промисловий робот. Механізм, побудований за принципом паралельної роботи декількох кінематичних ланок, був запатентований 20 серпня 1940 г., а виготовлений 16 червня 1942 р. фірмою "DEVILBISS".

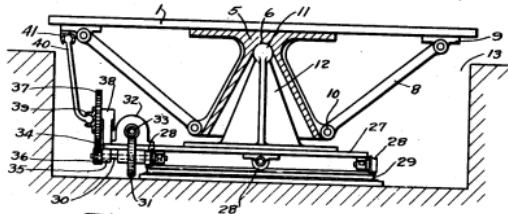
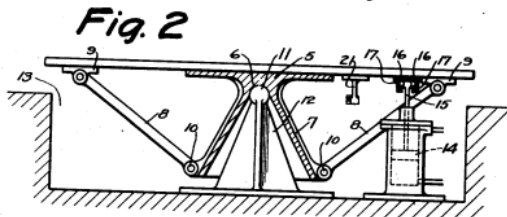
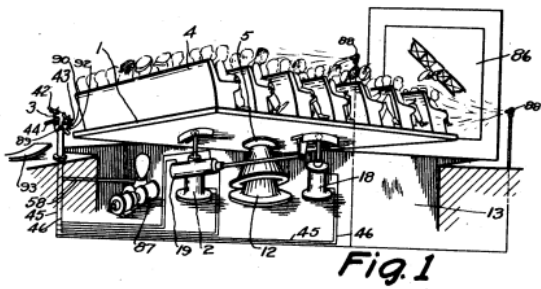


Fig. 3

JAMES E. GWINNETT
INVENTOR
BY
HARRY BOWEN
ATTORNEY

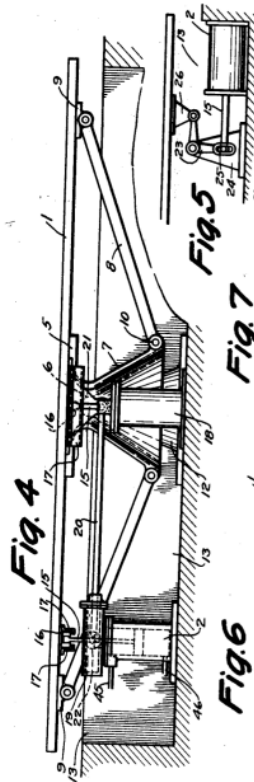


Fig. 4

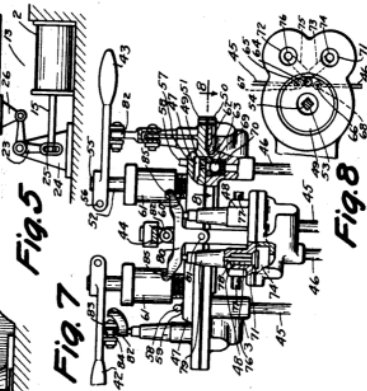


Fig. 5

Fig. 7

Fig. 8

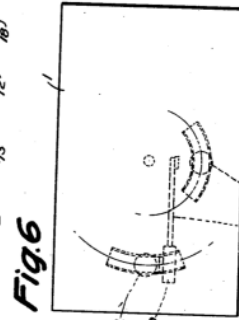


Fig. 6

JAMES E. GWINNETT
INVENTOR
BY
HARRY BOWEN
ATTORNEY

Рис. 3.1. Схеми механізма з патента Д. Гвіннетта (US Patent No. 1,789,680)

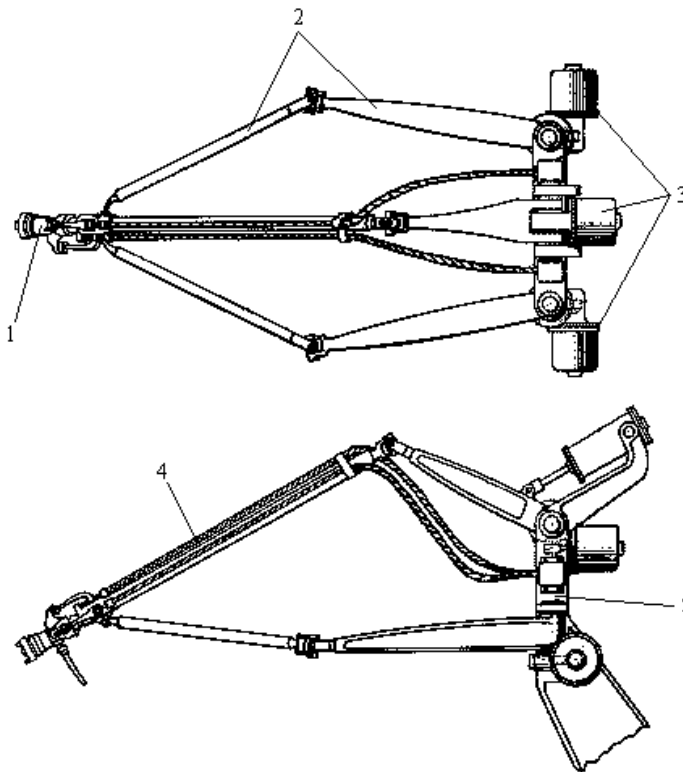
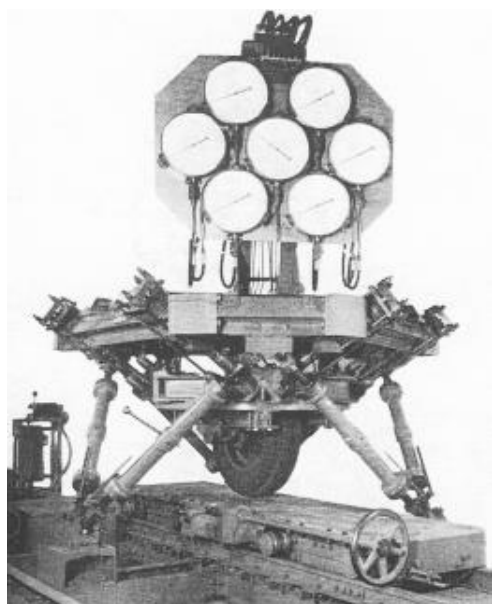


Рис. 3.2. Перший промисловий робот з паралельною кінематикою:
1 – виконавчий орган (сопло-розпилювач); 2 – кінематична ланка; 3 – двигуни; 4 – шланги подачі фарби; 5 – нерухомий елемент механізму

Механізм (рис. 3.2) містить електричну систему управління з перфострічкою, щільність отворів якої прямо пропорційна швидкості кожного двигуна та механічний маніпулятор, заснований на паралелограмних конструкціях.

Механічний маніпулятор складається з трьох кінематичних ланок 2, кожна з яких має паралелограмну конструкцію. Один кінець кінематичної ланки шарнірно зв'язаний з соплом-розпилювачем 1, а іншим – з валом двигуна 3. Задане положення розпилювача, який має три ступені вільності, реалізується зміною кутів нахилу важелів відносно нерухомого елемента 5 за допомогою індивідуальних приводів 3, які отримують команди від системи управління.

Інженер фірми "DUNLOP RUBBER CO." (Англія) Ерік Гауф у 1947 р. побудував просторовий механізм з шістьма кінематичними ланцюгами для дослідження пневматичних коліс під дією навантажень, який був виготовлений у 1954 році та експлуатувався у виробництві до 2001 р., а потім зайняв почесне місце у Британському музеї науки та промисловості. Відмінність цієї машини від уже існуючих на той час механізмів позиціонування з трьома горизонтальними та трьома вертикальними штангами змінної довжини (рис. 3.3) полягає у симетричному розташуванні штанг.



а



б

*Рис. 3.3. Платформа Гауфа:
а – механізм 1954 р.; б – сучасна модифікація 2000 р.*

В 1964 р. співробітник науково-дослідної лабораторії Інституту Франкліна (США, Філадельфія) Клаус Каппел запропонував механізм (рис. 3.4), побудований за принципом паралельної роботи кінематичних ланцюгів, та отримав на нього патент 3 січня 1967 р.

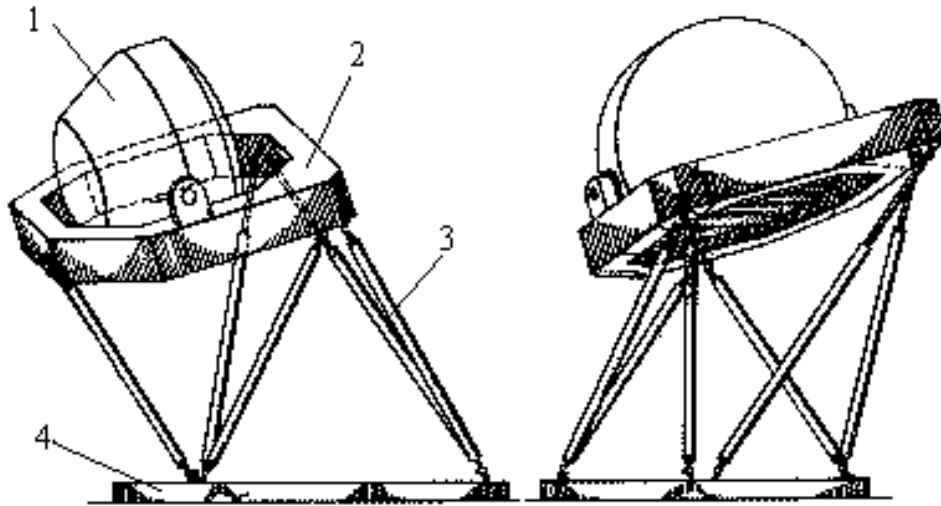


Рис. 3.4. Платформа Капела: 1 – виконавчий орган; 2 – рухома платформа; 3 – кінематичний ланцюг з лінійним приводом; 4 – нерухомий стаціонарний блок

Механізм Капела складається з виконавчого органу 1, рухомої платформи 2, яка з'єднана з нерухомим стаціонарним блоком за допомогою шести кінематичних ланцюгів 3, кожен з яких має індивідуальний лінійний привод. Задане положення виконавчого органу реалізується шляхом зміни довжини кінематичних ланцюгів по відповідному закону.

В 1971 році Бюро патентів і товарних знаків США видало патент Клаусу Капелю на його винахід і його використання в якості симулятора руху. Заявка на цей патент (яка була подана 7 грудня 1964 р.) та ідея симулятора руху були результатом запиту корпоративного офісу Sikorsky Aircraft Division of United Technologies на проектування та будівництво шестикоординатного симулятора польоту вертольота. І таким чином був створений перший в історії авіасимулятор на основі механізму паралельної структури типу гексапод (рис. 3.5).

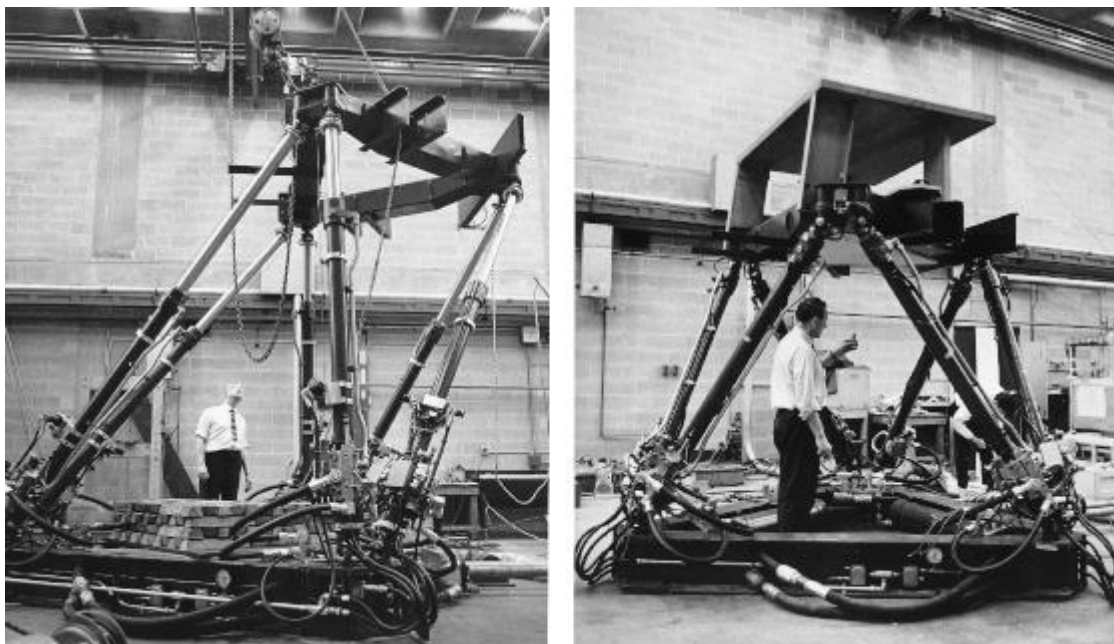


Рис. 3.5. Перший авіасимулятор на основі гексаподу (середина 1960-х рр.)

В 1965 р. Д. Стюарт опублікував статтю, у якій наведена конструкція, принцип дії та теоретичні дослідження просторового механізму паралельної структури, який не був запатентований, але отримав назву «платформа Стюарта» (рис. 3.6).

Тренажер («платформа Стюарта») складається з виконавчого органу 1, який шарнірно зв'язаний з нерухомим стаціонарним блоком 4 за допомогою опорних шарнірів 3 та трьох кінематичних ланцюгів 2, кожний з яких має два індивідуальних приводи. Задане положення виконавчого органу реалізується шляхом зміни довжини кожного кінематичного ланцюга по відповідному закону.

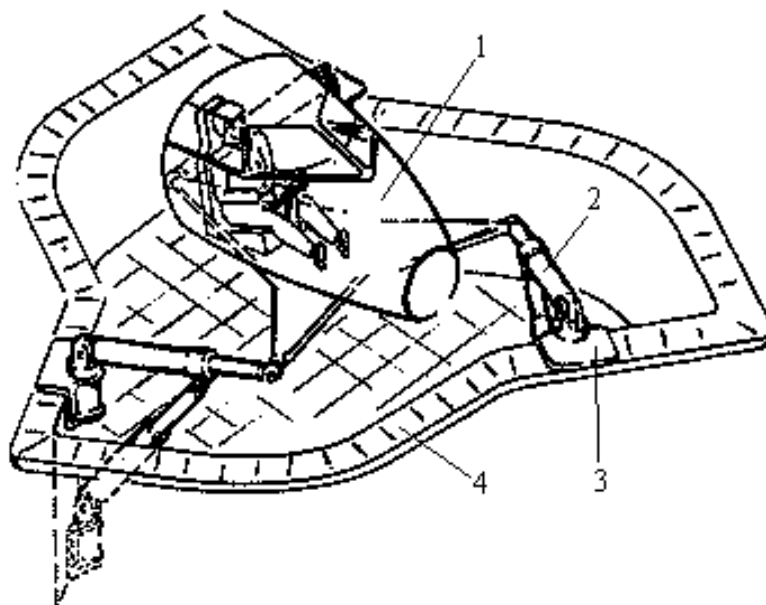


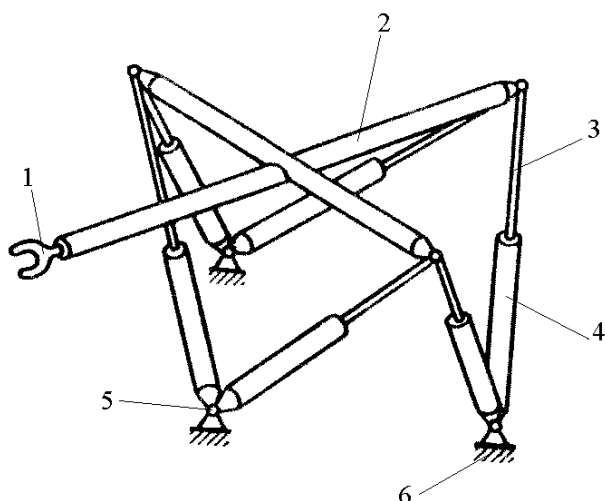
Рис. 3.6. Платформа Стюарта: 1 – виконавчий орган (кабіна тренажера); 2 – кінематичний ланцюг; 3 – опорний шарнір; 4 – нерухомий стаціонарний блок

Таким чином, дослідники Е.Гауф, К. Каппел та Д.Стюарт на протязі майже 40 років незалежно один від одного запропонували аналогічні механізми паралельної структури. Тому слід вважати, що вони внесли рівний внесок у створення подібних механізмів.

Пізніше з'явилась значна кількість різноманітних конструкцій механізмів паралельної структури, такі як маніпулятор Данілевського (рис. 3.7) та інші. Ці механізми мають шість ступенів вільності та шість кінематичних ланцюгів, що з'єднують їх вихідні ланки з основою. При цьому у кожному з'єднувальному кінематичному ланцюгу мають місце дві сферичні пари та одна поступальна, забезпечена приводом.

Маніпулятор Данілевського складається з виконавчого органу – захвата 1, хрестоподібного рухомого елемента 2, кінці якого шарнірно з'єднані з нерухомим стаціонарним блоком 6 за допомогою шести кінематичних ланцюгів 3, кожен з яких має лінійний привід 4. Кожна пара сусідніх кінематичних ланцюгів з боку нерухомого стаціонарного блоку 6 має опорний шарнір 5. Задане положення

виконавчого органу реалізується шляхом зміни довжини кожного кінематичного ланцюга по відповідному закону.



*Рис. 3.7. Маніпулятор Данілевського:
1 – виконавчий орган; 2 – рухомий елемент механізму; 3 – кінематичний ланцюг;
4 – привод кінематичного ланцюгу;
5 – опорний шарнір; 6 – нерухомий стаціонарний блок*

Інтенсивний розвиток наукових досліджень та розробок механізмів паралельної структури розпочався з 80-х рр. багатьма науковими центрами, які сформувалися у промислових фірмах, наукових організаціях та університетах.

За роки існування наукових центрів їх дослідниками опубліковано та запатентовано значну кількість розробок, а також створено значну кількість конструкцій механізмів паралельної структури.

Механізми паралельної структури внаслідок своїх специфічних властивостей широко впроваджуються у різноманітне технологічне обладнання, космічну та ракетну техніку, робототехнічні системи, механізми орієнтації та позиціонування, знаходять застосування у медичній техніці, авіаційних та спортивних тренажерах та навіть у індустрії розваг. Технологічні машини та інша техніка у зв'язку з використанням у них механізмів паралельної структури отримали нові якості за рахунок розширення функціональних та технологічних можливостей, але слід відмітити, що не у всіх випадках механізми паралельної структури реалізували свої можливості. Функціональні можливості механізмів паралельної структури та коефіцієнт їх використання у різних галузях господарства наведені у додатку А.

Таким чином, механізми паралельної структури формують нові технологічні та функціональні можливості технологічного обладнання, а саме:

- багатофункціональність, багатопоточність та паралельність передачі енергетичних потоків декількома шляхами, що обумовлює мінімальні енергетичні витрати на переміщення виконавчих органів;
- мінімальність мас рухомих елементів та їх пружні та температурні деформації, що дозволяє суттєво підвищити інтенсивність режимів функціонування технологічних процесів.

Таким чином, нова концепція створення багатофункціональних та багатопоточних механізмів обумовлює побудову механізмів паралельної структури, що передбачає перехід до більш сучасних технологічних процесів. Впровадження подібних механізмів у технологічному обладнанні надає йому нові якості: реалізація майже усіх технологічних операцій одним виконавчим органом, змінюючи тільки відповідний інструмент, та можливість отримання заданої поверхні тільки за рахунок математичного програмування його рухів.

Враховуючи специфічні властивості механізмів паралельної структури вони почали широко інтегруватися у майже усі галузі господарства.

3.2. Розвиток теорій просторових механізмів

Невід'ємним складовим компонентом технологічного обладнання є механізми, призначені для перетворення одного виду руху робочих органів в інші види рухів. Враховуючи різноманітні функції, які реалізує технологічне обладнання, вченими та конструкторами створено значну групу різноманітних механізмів, що відрізняються структурою, функціональними можливостями та конструктивним виконанням. У останній час відбувається інтенсивний процес інтеграції просторових механізмів у технологічне обладнання внаслідок їх загальновідомих переваг у порівнянні з плоскими механізмами. Теорія просторових стрижневих механізмів також ефективно розвивалася за останні десятиріччя.

Поява нових механізмів обумовлює розробку нових теоретичних положень, які, в свою чергу, дозволяють створювати більш сучасні високоефективні механізми. Так, розвиток теорій просторових механізмів обумовив створення механізмів паралельної структури як принципово нового класу просторових механізмів, внаслідок чого виникають нові задачі теоретичних досліджень таких механізмів.

Для цілеспрямованого проектування просторових механізмів паралельної структури необхідно розробити їх теорію, яка дозволить визначити рухи, різні положення механізму та сили, які діють в його елементах.

Крім того, необхідно мати також поглиблений аналіз просторових кінематичних ланцюгів та механізмів, а саме:

- аналіз умов обертальності;
- можливості попадання в «особливі», в тому числі «мертві», положення;
- можливості «розгалуження» рухів;
- можливості введення додаткових закріплень, без порушення рухомості механізму.

Тому в останні десятиліття значно зросла кількість теоретичних досліджень просторових механізмів та відбувається інтенсивне збільшення літературних джерел у цій галузі. Враховуючи значну кількість публікацій, присвячених теорії просторових механізмів, які з'явилися у останній час, слід обмежитися характеристикою лише основних сучасних публікацій з новими ідеями або методами.

У 1937 р. опублікована перша монографія І.І. Артоболевського, яка присвячена теорії та практиці проектування просторових механізмів з аналізом наукових досліджень різних авторів, починаючи з 70-х років ХІХ століття, таких як Ф. Рело, Л. Бурместер, Ф. Грасгоф, М. Грюблер, Г. Альт, А.П. Малишев, роботи яких містять лише вирішення окремих проблем просторових механізмів.

У статті Г.Г. Баранова наведено детальний кінематичний аналіз просторових механізмів – визначення швидкостей та прискорень точок ланок, які виконані методами нарисної геометрії.

Огляд серії публікацій по використанню графічних методів у статиці та теорії механізмів виконав С.А. Хрестіанович у 1940 р. Слід відмітити роботу Н.Г. Бруєвич, який запропонував графоаналітичний метод вирішення задачі про швидкості та прискорення просторових механізмів за допомогою побудови векторних добутків та розкладення векторів на складові. У 1940 р. Я.Б. Шор та Ф.М. Діментберг вперше застосували метод гвинтів для вирішення задач кінематики просторових механізмів.

Одночасно з загальними дослідженнями здійснювалися і дослідження спеціальних механізмів (механізм Беннета) такими авторами, як С. Делассю (1927 р.), Р. Брикардом (1924 р.) та іншими.

Слід відмітити, що теорія просторових механізмів до сорокових років ХХ століття була досить розвинута але рівень цих досліджень обмежувався, в основному, дослідженнями кінематики миттєвого стану механізмів – малими рухами кінематичних ланок поблизу деякого фіксованого положення механізму.

До середини ХХ ст. дослідження глобальних переміщень знаходилося лише на початковій стадії. Між тим, існувала реальна необхідність у створенні ефективного методу визначення «великих» переміщень виконавчих органів просторових механізмів. Отже, задачі кінематики та кінетостатики, пов'язані з окремими положеннями просторових механізмів, обумовили необхідність аналізу великих переміщень для визначення різних положень механізму, тому що такий аналіз важливий для поглибленого вивчення властивостей просторового механізму, його особливих положень, функціональних можливостей, а також особливостей його глобальних переміщень.

Розпочинаючи з 40-х рр. ХХ ст. з'являються публікації, присвячені отриманню рівнянь, які зв'язують координати кінематичних ланок в різних положеннях механізму – рівняння великих переміщень. Більшість методів, запропонованих на той час різними авторами для вирішення задач про

положення механізмів є аналітичними, а їх реалізація забезпечується сучасною обчислювальною технікою.

Існуюче положення у галузі аналітичного дослідження рухів просторових механізмів характеризується наявністю більш як десяти різновидів різних методів, оснований на використанні того чи іншого математичного апарату для встановлення функціональної залежності параметрів рухів кінематичних ланок та їх окремих точок від заданих перемінних та постійних параметрів механізмів. Подальший розвиток методів визначення положень просторових механізмів показав, що запропоновані методи вирішення задач використовують в основному відносні координати ланок, а з існуючих методів опису рухів та складення рівнянь визначилися два методи: метод гвинтів та метод матриць.

Разом з тим при застосуванні матриць у більшості випадків для визначення невідомих координат, а також елементів матриць фігурують дуальні величини – координати гвинтів.

Для дослідження просторових механізмів метод матриць використали Д. Денавіт і Р. Хартенберг, застосували матриці 4×4 , Г. Каліцин, Р. Разі, а також К. Хо, а метод гвинтів застосували В.І. Шаріков, А.Г. Авер'янова, Ф.М. Діментберг, М. Келер, О. Ботема, а також Д. Денавіт.

Слід відмітити, що метод гвинтів та метод матриць не протиставляються один іншому. Перший характеризує ті механічні величини, які приймаються за параметри системи або за невідомі (кінематичні та силові гвинти), а другий спосіб аналітичного оперування з різними величинами, які можуть бути як речовими, так і дуальними – компонентами гвинтових величин.

Теорії просторових механізмів почали інтенсивно розвиватись після винаходу Д. Стюартом та В. Гауфом механізмів паралельної структури.

К. Хантом запропонована класифікація структурних схем механізмів паралельної структури, але в ній відсутні механізми з кількістю ступенів вільності, яка не дорівнює кількості з'єднувальних ланцюгів.

У 1970-1990 рр. різними дослідниками запропоновано значну кількість різноманітних механізмів паралельної структури, для яких теж необхідно виконати кінематичний та структурний аналіз. А.Ш. Коліскор з співавторами синтезував та класифікував l -координатні механізми, які мають шість з'єднувальних кінематичних ланцюгів, кожен з яких складається з поступальної пари з приводом та двох сферичних пар.

Дослідники Р. Алізаде, В. Глазунов, А. Коліскор, Д. Янг, Г. Ратбун розглянули вирішення задач про положення механізмів паралельної структури та їх ланок. Динамічний аналіз механізмів паралельної структури проведений Ф. Діментбергом, К. Крейніним, В.До та Д. Янгом. Е. Фіштером і Ж. Мерлетом, а кінематику механізмів розглянули А. Алі, Р. Алізаде, І. Пауел і В. Мієр, В. Затанов і З. Сотіров. Значна кількість публікацій присвячена аналізу різних кінематичних схем механізмів паралельної структури. Вчені Д. Колі, С.Х. Лі, К. Цай і Д. Сандор запропонували та

дослідили механізм, який має приводи, розташовані на нерухомому елементі механізму, а М. Константинов, М. Склар і К. Валдрон розглянули різні кінематичні схеми механізмів з послідовно-паралельним розташуванням ланок. Ф. Вехі дослідив механізм з трьома з'єднувальними кінематичними ланками, який має шість ступенів вільності.

Методику синтезу механізмів паралельної структури запропонували А. Хара і К. Сугімото, Ю. Саркісян і Т. Парикен.

Методику оптимізаційного синтезу сферичного механізму запропонували С. Госселін і Дж. Анжелес.

Загальні методики кінематичного та силового аналізу механізмів паралельної структури розглянуті Д. Дафі і М. Мохамедом, які для визначення швидкостей використали метод взаємних гвинтів, а К. Сугімото дослідив механізми, використавши операції з плюкеровими координатами осей кінематичних пар.

Слід відмітити, що теорія кінематики та динаміки механізмів паралельної структури, в основному, розроблена та може бути реалізована у практиці синтезу, дослідження та проектування подібних механізмів.

3.3. Еволюція технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Глобалізація економіки, жорстка конкурентна боротьба за ринки збуту вимагає від виробника оперативного реагування на вимоги споживача шляхом значного підвищення якості та конкурентоспроможності продукції за рахунок створення гнучкого програмно-керованого технологічного обладнання з широкими технологічними можливостями для забезпечення впровадження нових технологій.

Вимогам сучасної технології задовольняє технологічне обладнання, побудоване на основі механізмів паралельної структури, яке слід розглядати не як модернізацію та удосконалення існуючого металообробного обладнання, а як впровадження нових нетрадиційних принципів проектування сучасного технологічного обладнання.

У 1986 р. вченими Новосибірського електротехнічного інституту створено дослідний верстат з ЧПУ, побудований на основі механізму паралельної структури, який має шість кінематичних ланок змінної довжини (кінематична структура гексапода).

Пізніше, у 1987 р. аналогічні розробки почала фірма INGERSOLL (США), а фірми GIDDING & LEWIS (США) та GEODETIC TECHNOLOGY INTERNATIONAL (Швейцарія) звернули увагу на подібне технологічне обладнання у 1988 р.

З початку 90-х рр. розпочалася інтенсивна розробка, виробництво та впровадження технологічного обладнання з паралельною кінематикою у багатьох країнах світу, таких як США, Англія, Німеччина, Японія, Франція, Австрія, Італія та Росія. Науково-дослідні центри та проектні організації у галузі конструювання, проектування та дослідження принципово нового технологічного обладнання сформувалися на виробничих фірмах та в університетах практично усіх індустріально розвинутих країн (додатки А, Б).

За десять років проектними організаціями створені різноманітні за кінематичною структурою, технологічними можливостями, кількістю ступенів вільності, компоновкою та конструктивним виконанням технологічне обладнання, роботизовані обробні центри, робототехнічні та вимірювальні системи, а також оригінальні конструкції пристроїв для орієнтації, позиціонування та маніпулювання, основними компонентами яких є механізми паралельної структури..

Перелік найбільш поширеного технологічного обладнання з паралельною кінематикою, яке демонструвалося на міжнародних виставках, а більшість з яких впроваджені у виробництво, наведено у додатку Г.

Аналіз матеріалів міжнародних виставок верстатобудівної продукції, наукових публікацій та патентів показує, що основними країнами-виробниками та розробниками технологічного обладнання, робототехнічних та вимірювальних систем, пристроїв орієнтації, позиціонування та маніпулювання, побудованих на основі механізмів паралельної структури є Німеччина, США та Японія, а такі країни, як Італія, Швеція, Австрія, Росія, Канада, Франція, Корея, Китай, Швейцарія, Іспанія та інші запропонували від двох до п'яти моделей. Крім фірм-виробників, технологічне обладнання та робототехнічні системи розробляються у наукових центрах та лабораторіях більшості університетів США, Японії, Канади, Франції та Італії.

Для побудови технологічних машин використовуються майже усі відомі кінематичні структури механізмів паралельної структури.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою, яке впроваджено у виробництво, має різну кількість ступенів вільності (рис. 3.8).

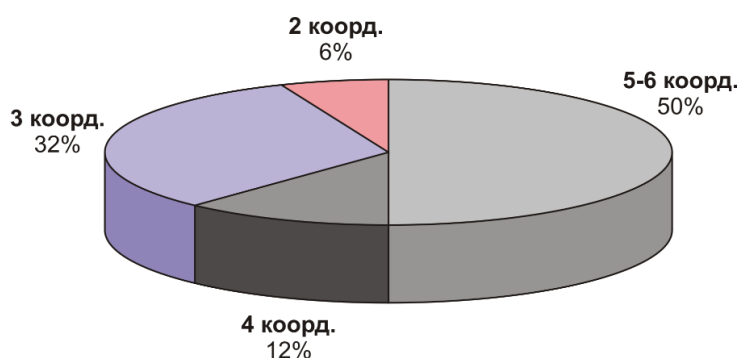


Рис. 3.8. Розподіл технологічного обладнання з паралельною кінематикою за кількістю ступенів вільності

Наведена інформація щодо кількості ступенів вільності технологічного обладнання з паралельною кінематикою показує, що більшість з них має п'яти- та шестикоординатне переміщення ВО (50%), близько 32% – трьохкоординатне, а 18% технологічного обладнання має два або чотири координатних переміщення ВО, що обумовлюється технологічними задачами, які вирішуються за допомогою нього.

На основі аналізу технологічного обладнання різних груп, яке демонструвалося на міжнародних виставках, можна зробити висновок, що формуються наступні принципи та напрямки його розвитку:

- принцип послідовності обробки на одному робочому столі технологічного обладнання декількох деталей;
- обробка усіх поверхонь деталей за одну її установку;
- інтеграція методів обробки з різним за фізичною природою технологічним впливом;
- побудова компактного технологічного обладнання за рахунок паралельної передачі енергетичних потоків та впровадження стрижневих просторових конструкцій рухомих вузлів з одночасним підвищенням їх жорсткості;
- модульна побудова технологічного обладнання.

Швидкість розвитку технологічного обладнання, покращення його характеристик можна побачити, порівнюючи обладнання, представлене на виставках (для прикладу, в табл. 3.1 наведені данні виставок ЕМО за 1991-1997 рр.)

Таблиця 3.1

Порівняльний аналіз технологічного обладнання
(за матеріалами виставок ЕМО)

Параметри верстатів	ЕМО 1991 р.	ЕМО 1993 р.	ЕМО 1995 р.	ЕМО 1997 р.
Максимальна/середня кількість керованих осей координат	24/8	30/10	36/12	36/12
Швидкість прискорених переміщень, м/хв	45	60	75	100
Макс. швидкість робочих подач, м/хв	24	30	36	50
Прискорення, м/с ²	1	4	10	15
Час позиціонування, с	1	0,6	0,4	0,2
Час зміни інструменту, с	0,5	0,4	0,25	0,12
Надійність пристрою ЧПУ, тис. год.	48	60	75	100

Технологічне обладнання, яке демонструвалося на виставках ЕМО, має максимальну кількість керованих координат (у тому числі головні, додаткові та

прискорені рухи заготовки та інструменту) до 36, а середня їх кількість – у межах 8...12, що залежить від системи управління.

Так, на виставці ЕМО 2003 фірма FANUC запропонувала систему швидкісного комп'ютерного числового програмного управління – серія 30i MODEL A, яка дозволяє управляти 40 осями координат (24 з них – одночасно), а також виконує до десяти різних програм ЧПУ одночасно. Система призначена для багатофункціонального технологічного обладнання.

Аналіз характеристик технологічного обладнання показує, що не всі вони удосконалювались рівномірно.

Наведені параметри технологічного обладнання формують напрямки майбутніх досліджень:

- параметрів, потенціал яких ще не розкрито у повній мірі;
- параметрів, які досягли фізичної межі технологічних та функціональних можливостей та їх зміни, що, у свою чергу, формує нові напрямки розвитку технологічного обладнання:

- створення принципово нового підходу до побудови обладнання;
- розробки нових пристроїв ЧПУ, приводів, механізмів перетворення рухів;
- реалізації нетрадиційних підходів до управління технологічним обладнанням, переміщенню їх вузлів та інше.

Слід відмітити, що використання у технологічному обладнанні механізмів паралельної структури формує нову їх якість, а саме:

- інтенсифікацію режимів виконання відповідних технологічних операцій;
- компенсацію вібрацій та покращення динамічних характеристик
- підвищення жорсткості кінематичних ланок та точності позиціонування виконавчого органу;

- суміщення на одному технологічному обладнанні методів обробки з різним за фізичною природою технологічним впливом та таких, що дозволяють здійснити їх різну послідовність.

Таким чином, функціональні та технологічні можливості технологічного обладнання з паралельною кінематикою значно перевищують можливості традиційного обладнання, що висуває задачу визначення місця та меж ефективного використання подібного обладнання у сучасному виробництві.

Для традиційного виробництва при використанні універсального обладнання проблема автоматизації виробництва успішно реалізується тільки при підвищенні серійності виробництва до рівня багатосерійного, а у майбутньому автоматизація повинна охопити весь діапазон типів серійності виробництва за рахунок впровадження програмно-керованого технологічного обладнання.

Вирішення проблеми автоматизації середньосерійного виробництва відомими традиційними методами та шляхами сьогодні уже не дає

позитивних результатів, тому що використання у цих умовах технологічного обладнання з ЧПУ пов'язано з значними капітальними витратами, а агрегатні верстати та автоматичні лінії не економічні у зв'язку з надто низьким коефіцієнтом їх використання та великим терміном їх переналагоджування при зміні об'єкту та номенклатури виробництва.

Найбільш ефективним у даних умовах є застосування гнучкого швидкопереналагоджуваного програмно-керованого технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

Порівняльний аналіз традиційного обладнання різного рівня автоматизації та технологічного обладнання з паралельною кінематикою показує, що останні мають значно ширші функціональні та технологічні можливості та можуть знайти місце у загальній ієрархічній структурі технологічного обладнання між багатоцільовими обробними центрами з ЧПУ та гнучкими виробничими системами (рис. 3.9).

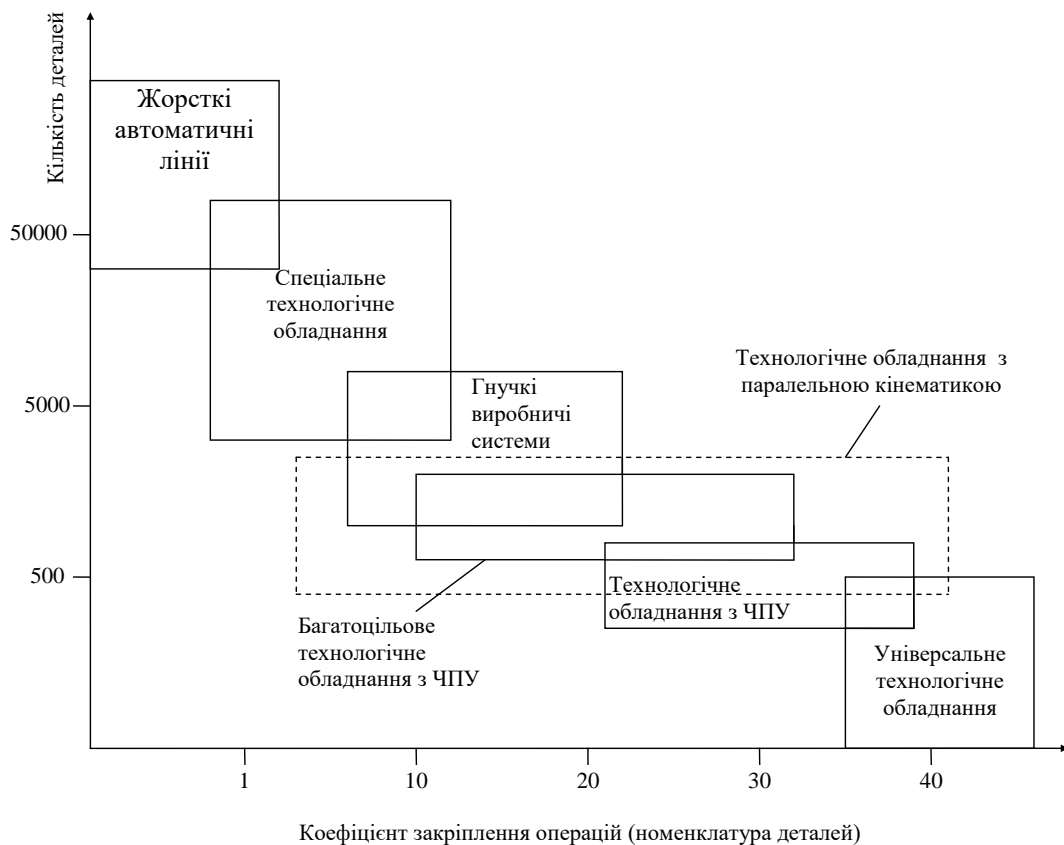


Рис. 3.9. Спеціалізація технологічного обладнання

Нова концепція побудови технологічного обладнання з паралельною кінематикою передбачає перехід до більш сучасних технологічних процесів, універсальності механічної системи обладнання та можливості отримання заданої поверхні деталі тільки за рахунок математичного програмування рухів виконавчого органу.

3.4. Класифікація технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Концепція створення нового покоління технологічного обладнання реалізується шляхом впровадження в ньому механізмів паралельної структури, внаслідок чого обладнання отримує нову якість та перехід до реалізації більш сучасних технологічних процесів. Механізми паралельної структури відрізняються різноманітністю кінематичних схем, методами перетворення рухів, ступенями вільності, компоновками та конструктивним виконанням основних елементів.

Інтенсивне впровадження інформаційних пошукових систем та систем автоматизованого проектування технологічного обладнання та механізмів обумовлює визначення їх місця серед інших машин, чіткого кодування кожного конкретного технологічного обладнання та механізму паралельної структури, а також створення їх класифікації.

Класифікація обладнання та механізмів, як система підпорядкованих понять, установлює зв'язки між визначеними параметрами технологічного обладнання та їх характеристиками, яка використовується для зберігання та пошуку необхідної інформації щодо технологічного обладнання, їх типів та складових компонентів.

Існує значна кількість різноманітних класифікацій технологічного обладнання та їх компоновок на основі:

- типізації технологічних процесів;
- аналізу структур часу обробки;
- рівня автоматизації технологічного обладнання;
- рівня агрегування технологічного обладнання;
- розташування інструменту відносно заготовки. Використовується для однопозиційного технологічного обладнання.

Слід відмітити, що внаслідок специфічних властивостей технологічного обладнання паралельної структури існуючі класифікації не можуть бути застосовані до нього.

Таким чином, класифікація технологічного обладнання з паралельною кінематикою на цей час взагалі відсутня.

Перша спроба класифікації технологічного обладнання з паралельною кінематикою здійснена на кафедрі металорізальних верстатів та систем Кіровоградського національного технічного університету [11, 14]. В її основу покладені узагальнені принципи аналізу відповідних параметрів, а саме: функціональних, кінематичних, конструктивних та експлуатаційних властивостей технологічного обладнання (рис. 3.10).

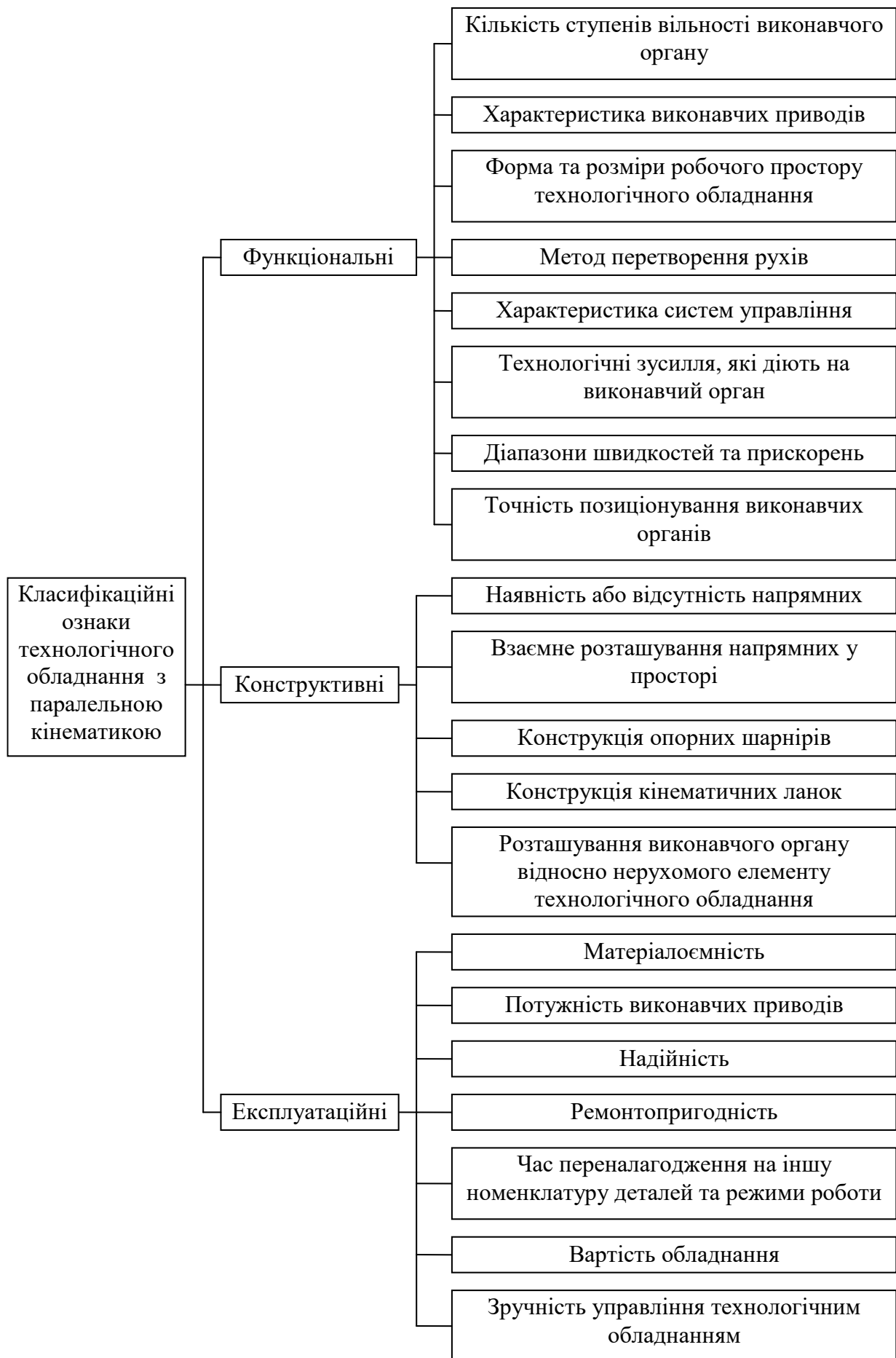


Рис. 3.10. Структура класифікаційних ознак технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Наведені класифікаційні ознаки технологічного обладнання з паралельною кінематикою у конкретних умовах виробництва використовуються для різних сполучень, а їх розподіл на групи є взагалі умовним.

Під час проектування технологічного обладнання з паралельною кінематикою слід враховувати конкретні умови їх експлуатації, які обумовлюють більш детальну градацію основних характеристик:

- компоновочно-геометричні;
- точностні;
- динамічні та швидкісні;
- силові, експлуатаційні, жорсткостні та інші.

Більшість параметрів технологічного обладнання визначаються сукупністю та складом технологічних задач, для яких воно створюється.

Враховуючи, що механізми паралельної структури складають основу технологічного обладнання та виконують усі основні, допоміжні та установчі рухи його виконавчих органів, необхідно спочатку розробити класифікацію механізмів, а потім на її основі створити класифікацію технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

Усі механізми паралельної структури, які використовуються для компоновок технологічного обладнання, незважаючи на різноманітність їх кінематичних структур та конструктивного виконання підрозділяються на дві групи:

- **повнопаралельні** – механізми, в яких кількість ступенів вільності виконавчого органу дорівнює кількості кінематичних ланцюгів з індивідуальними приводами, за допомогою яких створюються переміщення виконавчого органу відносно осей координат;

- **неповнопаралельні** – механізми, в яких кількість ступенів вільності виконавчого органу більше, ніж кількість кінематичних ланцюгів, кожний з яких має два та більше індивідуальних приводів.

Таким чином, є логічний зв'язок між кількістю кінематичних ланок відповідного механізму паралельної структури та ступенями вільності виконавчого органу технологічного обладнання. Кожний механізм паралельної структури перетворює рух його вхідних ланок у заданий рух виконавчого органу.

За методом перетворення рухів механізми технологічного обладнання паралельної структури підрозділяються на механізми, у яких рух виконавчого органу створюється наступними шляхами (рис. 3.11):



Рис. 3.11. Класифікація механізмів паралельної структури за методом перетворення рухів виконавчого органу

– шляхом зміни координат опорних шарнірів. Такі механізми мають кінематичні ланки 2 постійної довжини (рис. 3.12, а).

Виконавчий орган 1 змінює своє положення у просторі залежно від координат опорних шарнірів 4 відносно осі штоку гідроциліндру 3. Якщо лівий шарнір 4 загальмувати, а правий переміщувати вправо, то виконавчий орган буде розташований під кутом до горизонтальної осі. У випадку, коли два шарніра (лівий та правий) переміщуються одночасно та на однакову величину виконавчий орган переміщується відносно вертикальної осі.

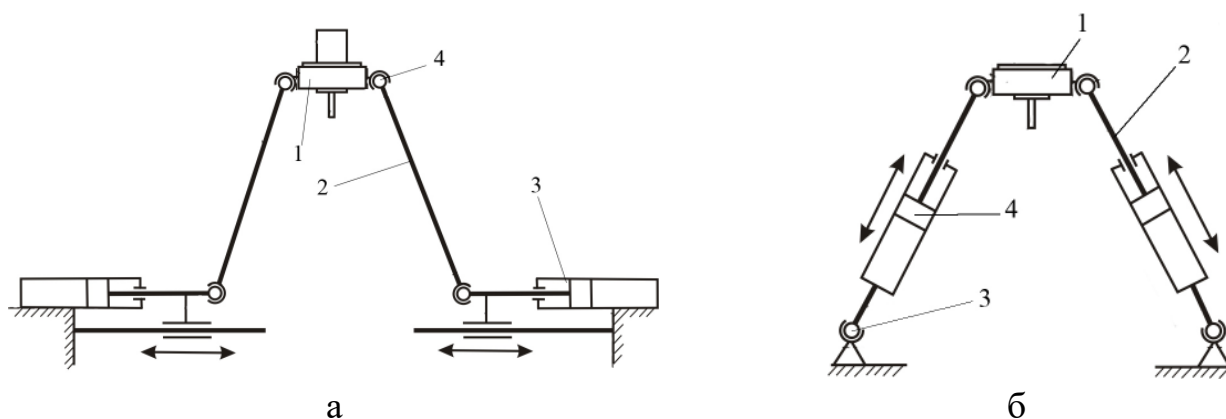


Рис. 3.12. Механізми з кінематичними ланками постійної (а) і змінної (б) довжини

– шляхом зміни довжин кінематичних ланок (зміни відстані між центрами шарнірів рухомого та нерухомого елементів механізму). Кожна кінематична ланка механізму виконана у вигляді штанги 2 змінної довжини з приводом поступальної дії (гідроциліндр або лінійний електропривід) (рис. 3.12, б).

Положення у просторі виконавчого органу 1 залежить від довжини кожної кінематичної ланки 2, зміна якої реалізується за допомогою приводу поступальної дії 4. При одночасній зміні довжин всіх кінематичних ланок на однакову величину виконавчий орган переміщується у вертикальному напрямку,

а при зміні їх на різну величину – виконавчий орган обертається відносно відповідної осі координат.

– шляхом примусового обертального руху шарнірів, змонтованих на нерухомому елементі механізму (рис. 3.13, а). Механізм складається з трьох кінематичних ланок постійної довжини, виконаних у вигляді попарно-паралельно з'єднаних штанг, виконаних аналогічно паралелограмному механізму.

Положення виконавчого органу 1 у просторі залежить від кута обертання шарніру 2. При одночасному повороті всіх шарнірів 2 на однаковий кут, виконавчий орган 1 переміщується відносно вертикальної осі координат, а при їх обертанні на різні кути, виконавчий орган обертається відносно відповідної осі координат.

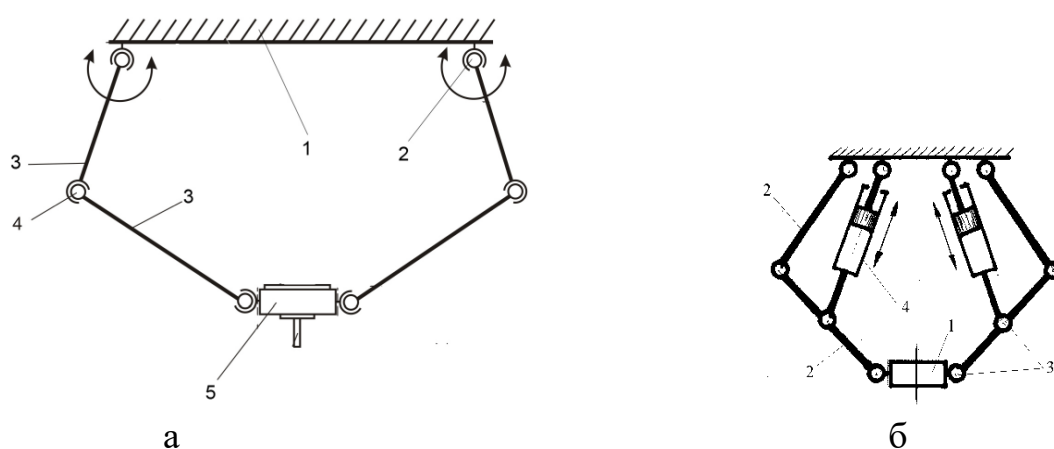


Рис. 3.13. Механізми з кінематичними ланками постійної довжини:
а – паралелограмними; б – з додатковою ланкою змінної довжини

– шляхом зміни кута між кінематичними ланками постійної довжини. Механізм (рис. 3.13, б) складається з двох кінематичних ланок, виконаних у вигляді двох шарнірно зв'язаних прямокутних пластин (V-подібний механізм), одна з яких з'єднана з нерухомим стаціонарним блоком додатковою кінематичною ланкою змінної довжини з індивідуальним приводом.

Положення виконавчого органу 1 у просторі залежить від величини кута між пластинами основних кінематичних ланок 2. Зміна кута реалізується за допомогою додаткових кінематичних ланок 4 з індивідуальним приводом. При одночасній зміні кутів на однакову величину, виконавчий орган переміщується відносно вертикальної осі координат, а при зміні кутів на різну величину – виконавчий орган переміщується у горизонтальному напрямку.

Технологічне обладнання, побудоване на основі відповідних механізмів паралельної структури, також може бути класифіковане аналогічно.

Враховуючи, що кількість ступенів вільності виконавчого органу технологічного обладнання з паралельною кінематикою залежить від кількості кінематичних ланок механізму, на основі якого воно побудоване, можна запропонувати наступну його класифікацію. (рис. 3.14)



Рис. 3.14. Класифікація технологічного обладнання з паралельною кінематикою за кількістю кінематичних ланок та ступенів вільності

Кожний різновид технологічного обладнання з паралельною кінематикою згідно літературних джерел має свою назву, яка в основному характеризує його специфічні властивості.

Механізми паралельної структури, які використовуються у технологічному обладнанні мають різні за конструктивним виконанням кінематичні ланки, а саме:

- шарнірно-важільні, складаються з визначеної кількості штанг постійної довжини, кожна з яких на кінцях має відповідні шарніри (універсальні або сферичні);
- штанги змінної довжини, складаються з телескопічних або іншого конструктивного виконання штанг, на кінцях яких змонтовані шарніри. Штанги мають можливість змінювати довжину у залежності від заданого закону руху виконавчого органу;
- паралелограмний механізм, складається з двох штанг постійної довжини, розміщених попарно-паралельно, на кожному кінці яких змонтовані відповідні шарніри;
- сферичний механізм, кожна кінематична ланка виконана з двох послідовно з'єднаних напівкілець. Інформація щодо використання їх у технологічному обладнанні відсутня;

- V-подібний механізм, складається з двох шарнірно з'єднаних прямокутних плоских елементів, на кінцях яких змонтовані шарніри.

У технологічному обладнанні з паралельною кінематикою використовують різні виконавчі приводи поступальної та обертальної дії (рис. 3.15).

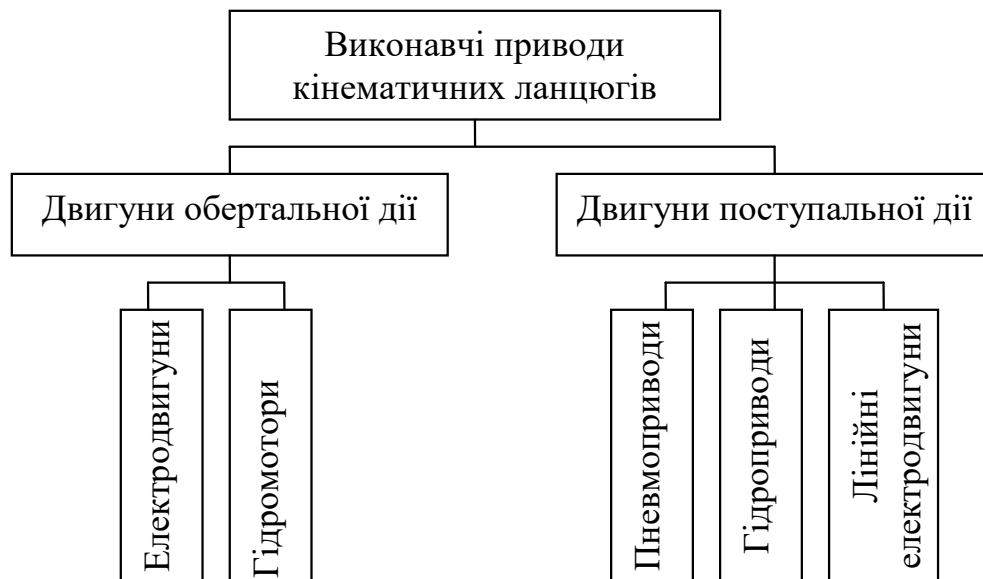


Рис. 3.15. Класифікація приводів виконавчих органів технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Приводи обертальної дії використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою, у механізмах якого застосовується метод перетворення рухів:

- шляхом зміни кута між елементами V-подібного механізму;
- примусового обертального руху шарнірів, змонтованих на нерухомому стаціонарному блоку.

При застосуванні методу створення рухів:

- шляхом зміни довжини кінематичних ланок;
- шляхом зміни координат опорних шарнірів використовуються в основному лінійні приводи (пнеumo-, гідроциліндри та лінійні електроприводи).

Усе технологічне обладнання з паралельною кінематикою також може бути розділено на дві групи:

- без напрямних, у яких заданий рух виконавчого органу реалізується визначеними методами: шляхом зміни довжини штанг по відповідному закону; зміною кута між елементами кінематичної ланки та шляхом примусового обертання опорного шарніру, змонтованого на нерухомому елементі;

- з напрямними, у яких заданий рух виконавчого органу реалізується шляхом зміни координат опорних шарнірів, з'єднаних з напрямними відповідного конструктивного виконання.

Конструктивне виконання та розташування у просторі напрямних може бути різноманітним: прями, колові, трикутної форми та зіркоподібні (рис. 3.16).

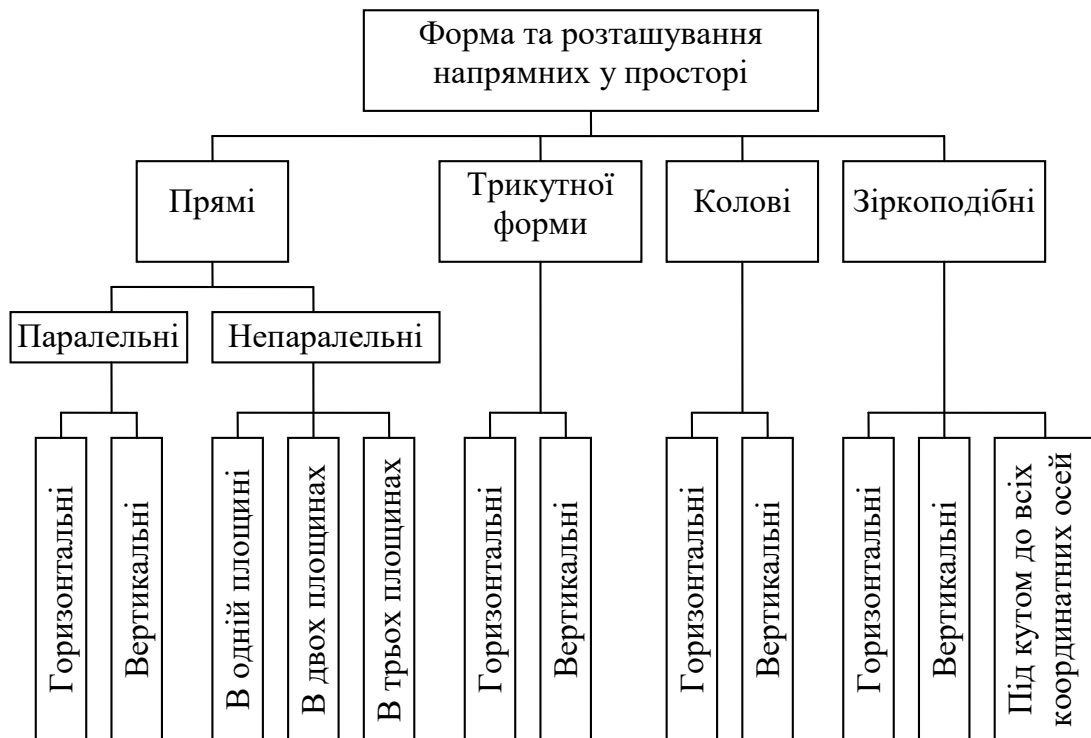


Рис. 3.16. Розташування напрямних у просторі

Приклади розташування у просторі напрямних технологічного обладнання з паралельною кінематикою наведені у табл. 3.2.

В технологічному обладнанні з паралельною кінематикою розташування приводу головного руху виконавчого органу може бути:

- на рухомому виконавчому органі;
- на нерухомому елементі механізму.

Таблиця 3.2

Варіанти розташування напрямних технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Вид напрямних	Схема	Вид напрямних	Схема
1	2	3	4
Напрямні прямі горизонтальні та паралельні, розташовані в одній площині		Напрямні прямі комбіновані , розташовані під кутом	

1	2	3	4
Напрявні прямі горизонтальні паралельні, розташовані у двох перпендикулярних площинах		Напрявні прямі перпендикулярні (ортогональні)	
		Напрявні прямі комбіновані , розташовані в одній площині	
Напрявні прямі вертикальні , розташовані в одній площині		Напрявні прямі трикутної форми	
Напрявні прямі вертикальні , розташовані у двох перпендикулярних площинах		Напрявні колові	

Приводи додаткових та прискорених рухів виконавчих органів, а також приводи зміни довжини штанг можуть бути розташовані на нерухомому стаціонарному блоку обладнання або на його рухомих кінематичних ланках.

Для перетворення рухів у механізмах технологічного обладнання з паралельною кінематикою використовуються різні традиційні механізми перетворення рухів (рис. 3.17).



Рис. 3.17. Класифікація механізмів перетворення рухів

Крім того, виконавчий орган технологічного обладнання з паралельною кінематикою може мати різне розташування у просторі по відношенню до об'єкту позиціонування (рис. 3.18).

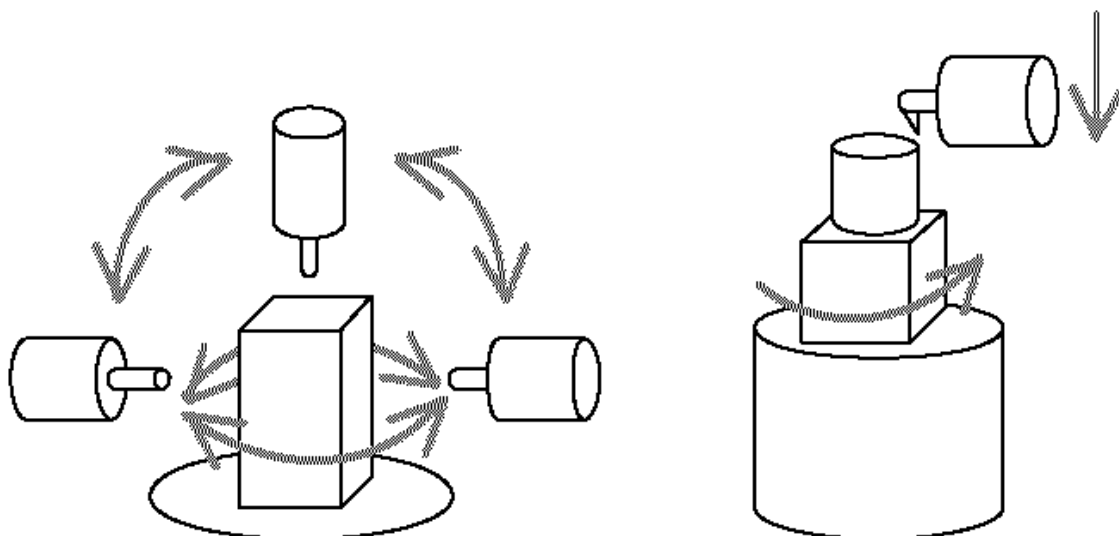


Рис. 3.18. Розташування виконавчого органу по відношенню до об'єкту позиціонування

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою, яке має чотири або п'ять кінематичних ланок (та аналогічну кількість ступенів вільності) принципово побудоване на основі трьохкоординатного механізму паралельної структури. Додаткові (одна або дві) кінематичні ланки обумовлюють лише розширення технологічних можливостей подібного обладнання аналогічно застосуванню багато-інструментальних головок або поворотних робочих столів у традиційному технологічному обладнанні.

Запропонована авторами класифікація технологічного обладнання з паралельною кінематикою (рис. 3.19) є першою спробою вирішення даної проблеми та не претендує на повноту і завершеність, але залежно від удосконалення існуючих та створення принципово нових кінематичних структур та конструктивного виконання механізмів, вона теж повинна удосконалюватися та розширюватися.

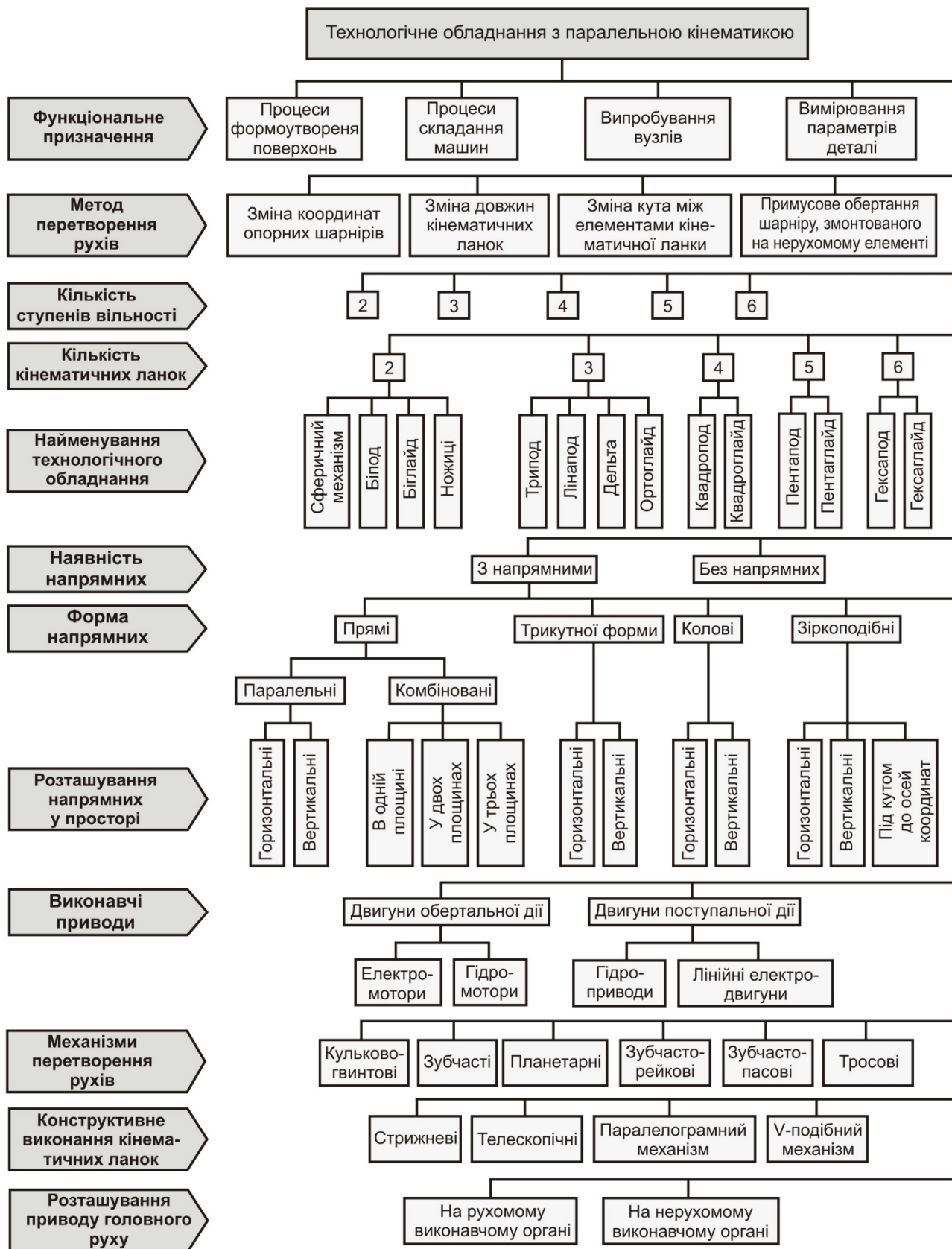


Рис. 3.19. Класифікація технологічного обладнання з паралельною кінематикою

ГЛАВА 4

МЕХАНІЗМИ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ЯК ОСНОВНИЙ КОМПОНЕНТ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

4.1. Структурна побудова механізмів паралельної структури

Механізми паралельної структури створюють принципово новий клас просторових механізмів, основною властивістю яких є передача енергетичних потоків та рухів декількома паралельними шляхами.

Кінематичні ланки механізмів, як правило, виконані у вигляді стрижнів, які утворюють замкнену просторову стрижневу ферму досить жорсткої конструкції.

Стрижневі кінематичні ланки механізмів працюють тільки на розтягування та стискання, а напруження згину у них відсутні. У механізмах паралельної структури здійснюється кероване силове замикання між кінематичними ланками.

Інтенсивний розвиток механізмів паралельної структури та їх впровадження у виробництво обумовив значну кількість запропонованих подібних механізмів, які відрізняються структурними та кінематичними схемами, ступенями вільності, методами перетворення рухів відповідних виконавчих органів, компоновками та конструктивним виконанням основних елементів, а також кількістю рухомих кінематичних ланок.

З метою підвищення ефективності конструювання та реалізації математичного опису кінематичних та динамічних процесів, які відбуваються у механізмах, їх зображають у вигляді спрощених моделей, які мають назву структурні, кінематичні та динамічні залежно від мети їх аналізу [11, 15].

Первинними структурними одиницями кінематичних схем є ланки, а їх з'єднання – кінематичними парами. Сукупність декількох кінематичних пар створюють механізми з рухомими або нерухомими з'єднаннями.

Приводні рухомі кінематичні пари спроможні не тільки сприймати та передавати сили, але і відтворювати рухи у визначеному напрямку. У таких кінематичних парах між їх ланками створюється кероване силове замкнення.

Відносне переміщення приводних кінематичних ланок здійснюється за допомогою індивідуального привода, який змонтований на рухомих або нерухомих елементах механізмів. Усі існуючі механізми технологічного обладнання побудовані шляхом послідовного або паралельного з'єднання кінематичних ланок. У порівнянні з послідовним з'єднанням двох та більше приводних пар кінематичних схем паралельного з'єднання може бути побудовано значно більша кількість, тому у даному посібнику розглядаються тільки окремі кінематичні структури та конструкції механізмів, які мають принципову відмінність, нове конструктивне виконання або нетрадиційні ідеї їх побудови.

Так, механізми паралельної структури створюються за принципом паралельного з'єднання декількох кінематичних ланок, кожна з яких має індивідуальний привод. Враховуючі, що є логічний зв'язок між кількістю ступенів вільності виконавчого органу та кількістю приводних кінематичних ланок, можна побудувати механізм з заданою кількістю координатних переміщень.

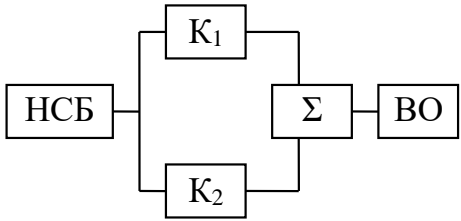
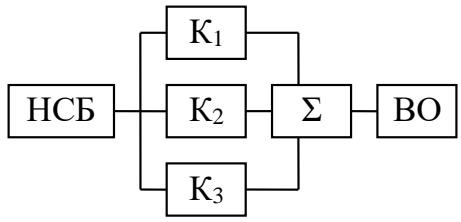
Загальний принцип побудови механізмів паралельної структури полягає у тому, що виконавчий орган (ВО) технологічного обладнання шарнірно зв'язаний з її нерухомим стаціонарним блоком (НСБ) визначеною кількістю приводних кінематичних ланок ($K_1, K_2 \dots K_6$).

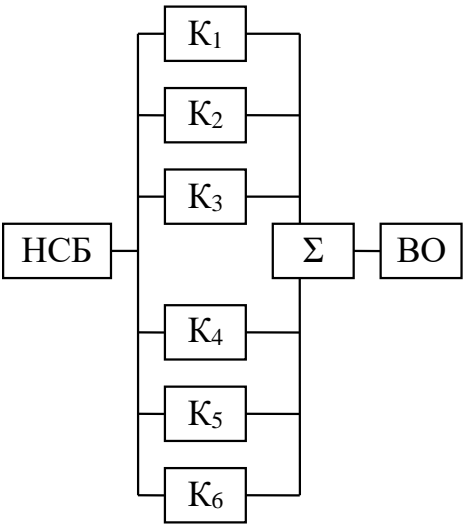
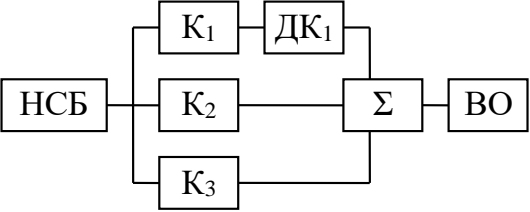
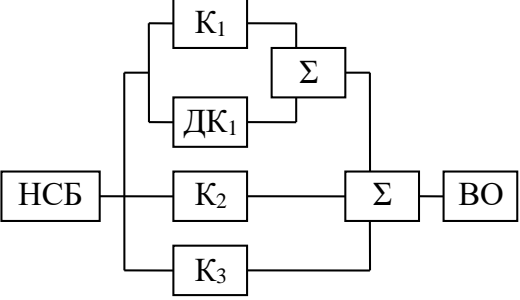
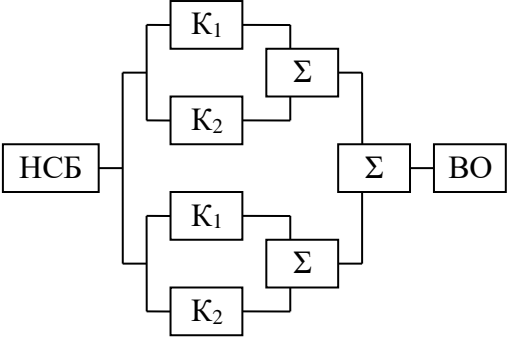
Рухи виконавчого органу при паралельному з'єднанні кінематичних ланок підсумовуються аналогічно застосуванню диференціального механізму, тому у структурних схемах будь-якого механізму паралельної структури повинен бути підсумовуючий елемент Σ .

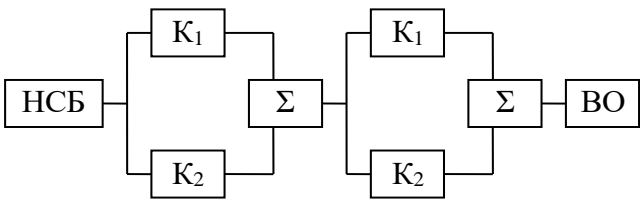
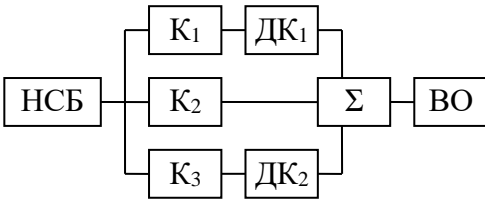
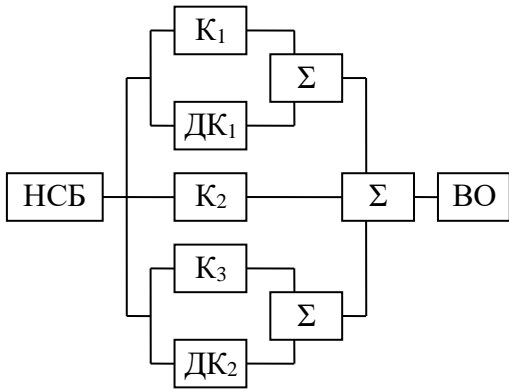
Структурні схеми багатокординатних механізмів паралельної структури, розроблені авторами даного посібника, наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Структурні схеми механізмів паралельної структури

№	Кількість координат	Вид з'єднання	Структурна схема
1	2	3	4
1	Дві	Паралельне	
2	Три	Паралельне	

1	2	3	4
3	Шість	Паралельне	
4	Чотири	Послідовне з'єднання додаткової кінематичної ланки	
5	Чотири	Паралельне з'єднання додаткової кінематичної ланки	
6	Чотири	Паралельне з'єднання двох двохкоординатних механізмів	

1	2	3	4
7	Чотири	Послідовне з'єднання двох двохкоординатних механізмів	
8	П'ять	Послідовне з'єднання двох додаткових кінематичних ланок	
9	П'ять	Паралельне з'єднання двох додаткових кінематичних ланок	

У наведених структурних схемах прийняті наступні позначення: *НСБ* – нерухомий стаціонарний блок відповідного механізму; $K_1 \dots K_6$ – основні кінематичні ланки; DK_1, DK_2 – додаткові кінематичні ланки; Σ – підсумовуючий механізм; *ВО* – виконавчий орган.

Слід відмітити, що чотирьох- та п'ятикоординатні механізми паралельної структури можуть бути створені шляхом поєднання трьохкоординатного механізму паралельної структури з додатковими кінематичними ланками (*ДК*), кількість яких залежить від заданої кількості ступенів вільності механізму або числу координатних переміщень його виконавчого органу. Таке з'єднання може бути послідовним або паралельним. та принципово має наступні вірогідні варіанти (поз. 4, 5; табл. 4.1), де передбачено приєднання додаткової кінематичної ланки до однієї з основних.

Можна також побудувати чотирьохкоординатний механізм шляхом паралельного або послідовного з'єднання двох двохкоординатних механізмів (поз. 6,7; табл. 4.1).

Аналогічно створюються п'ятикоординатні механізми паралельної структури (поз. 8, 9; табл. 5.1).

Аналіз наведених структурних схем чотирьох- та п'ятикоординатних механізмів паралельної структури показує, що вони відрізняються рівнем складності конструктивного виконання та коефіцієнтом корисної дії (ККД). Найбільш простими у конструктивному виконанні є механізми з послідовним з'єднанням основних та додаткових кінематичних ланок, але вони мають більш низький ККД. Можна вважати, що найбільш перспективною схемою механізмів є механізми з паралельним з'єднанням кінематичних ланок.

Таким чином, можна побудувати механізм паралельної структури з будь-якою кількістю ступенів вільності виконавчого органу шляхом поєднання двох-, трьох- або шестикоординатних механізмів.

Враховуючі наведені принципи побудови механізмів паралельної структури можна створити технологічне обладнання з паралельною кінематикою, в якому заготовка та інструмент будуть мати задану кількість ступенів вільності залежно від технологічних задач, які на ньому вирішуються. Наприклад, можна створити технологічне обладнання з паралельною кінематикою, у якому кожний виконавчий орган (заготовка та інструмент) має шість координатних переміщень (рис. 4.1).

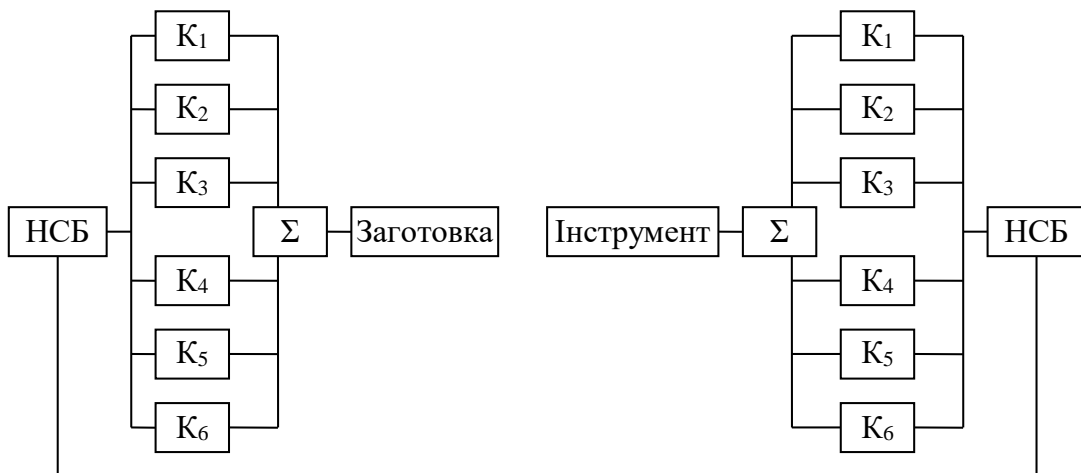


Рис. 4.1. Структурна схема технологічного обладнання з паралельною кінематикою з 12 ступенями вільності

Слід відмітити, що у більшості технологічного обладнання виконавчий орган в основному реалізує двох-, трьох-, чотирьох-, п'яти- та шестикоординатні переміщення, тому у посібнику приділяється більше уваги механізмам паралельної структури, які реалізують аналогічну кількість координатних переміщень, які є основним компонентом сучасного технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

4.2. Двохкоординатні механізми паралельної структури

Технологічне обладнання токарної та шліфувальної груп в основному реалізують тільки два координатних переміщення виконавчого органу, тому для побудови технологічного обладнання з паралельною кінематикою слід використовувати двоохкоординатні механізми паралельної структури.

Найпростіший за структурою і конструкцією двоохкоординатний механізм (рис. 4.2) складається з двох шарнірно з'єднаних кінематичних ланок 2 та 3 постійної довжини, кожна з яких має індивідуальний привід. Один кінець штанг шарнірно зв'язаний з виконавчим органом, а інший – з повзуном 4. Повзуни переміщуються вздовж напрямної, розташованої відносно координатної осі X . При одночасному функціонуванні приводів, повзуни переміщуються вздовж напрямної (вісь X) та надають рух виконавчому органу 1 у заданому напрямку.

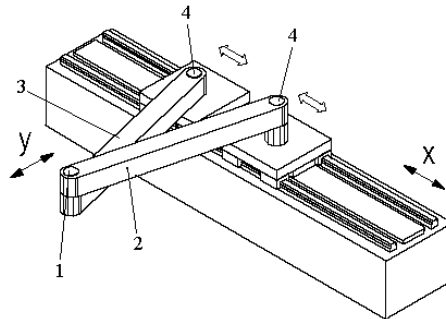


Рис. 4.2. Двохкоординатний механізм паралельної структури типу біглайд

Існують двоохкоординатні механізми паралельної структури, які мають кінематичні ланки змінної довжини. У такому випадку координати опорних шарнірів штанг, які розташовані на нерухомому елементі механізму, не змінюються, а задані рухи виконавчого органу здійснюються шляхом зміни довжини кінематичних ланок за допомогою індивідуальних приводів поступальної дії (рис. 4.3).

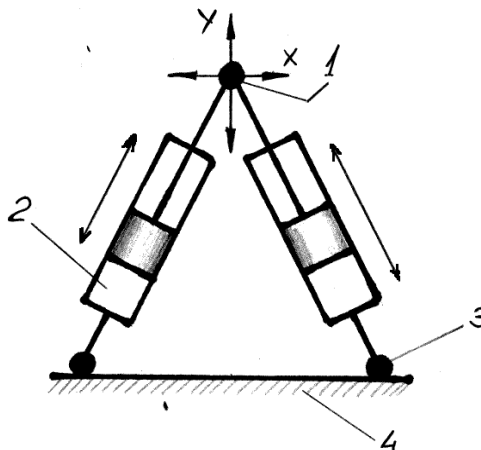


Рис. 4.3. Структурна схема двоохкоординатного механізму паралельної структури з кінематичними ланками змінної довжини

Такий механізм складається з двох кінематичних ланок змінної довжини 2, які шарнірно зв'язані з виконавчим органом 1 та несучою системою 4 через опорні шарніри 3. Кожна кінематична ланка має індивідуальний привід поступальної дії. При зміні довжин штанг по заданому закону, виконавчий орган переміщується в необхідному напрямку.

З метою збільшення робочої зони переміщень виконавчого органу при незначному шляху переміщення повзунів з приводами поступальної дії 4 (рис. 4.4, а) пропонується механізм паралельної структури, в якому одна з кінематичних ланок 2 має консольне виконання.

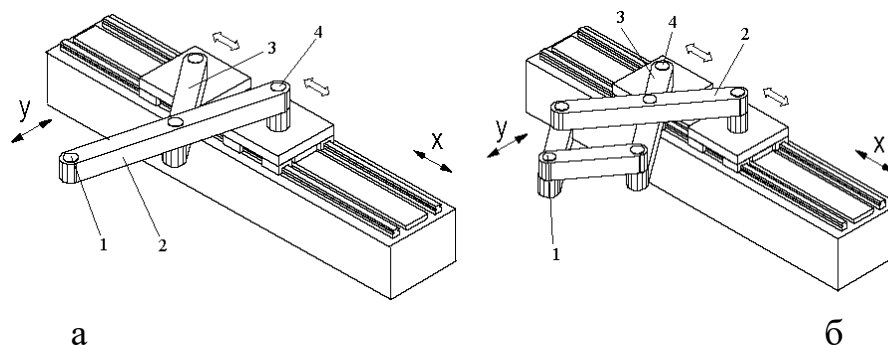


Рис. 4.4. Механізми паралельної структури з збільшеною робочою зоною (а) і пантографом (б)

Принцип дії цього механізму аналогічний механізму, наведеному на рис. 4.2.

Для забезпечення жорсткості конструкції механізму та підвищення точності позиціонування виконавчого органу, його кінематичні ланки 2 та 3 виконуються у вигляді пантографа (рис. 5.4, б).

Принцип дії механізму аналогічний наведеним вище (рис. 4.2, 4.4).

Ще більшу жорсткість механізму, але менший за розмірами робочий простір забезпечує конструкція, у якій напрямні створюють рамну конструкцію (рис. 4.5).

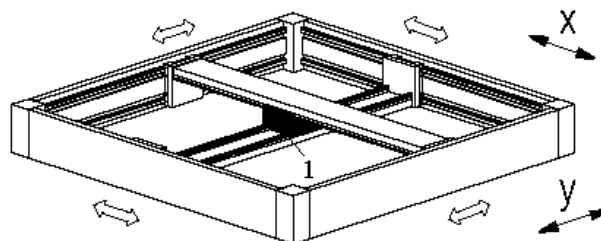


Рис. 4.5. Механізм паралельної структури з рамною конструкцією напрямних

Механізм складається з чотирьох напрямних, виконаних у вигляді рамної конструкції, та двох кінематичних ланок замкненої структури, кожна з яких має індивідуальний привід. При одночасному функціонуванні двох приводів (X та Y)

виконавчий орган 1 переміщується під кутом 45° до однієї з координатних осей (X та Y), при одночасному переміщенні повзунів вздовж двох напрямних X , виконавчий орган переміщується перпендикулярно осі Y – в напрямку осі Y та навпаки.

Наведені конструкції механізмів паралельної структури мають лінійні приводи та напрямні, які мають визначені недоліки, а саме:

- більш працемісткі у виробництві, ніж обертальні;
- мають значні деформації складових елементів;
- можливі виникнення перекосів під час експлуатації.

Впровадження обертальних приводних механізмів дозволяє уникнути подібних недоліків внаслідок простоти виробництва, можливості виконання їх самоустановчими, зменшити перекося та небажане деформуюче спряження поверхонь шарнірів та напрямних.

Механізм (рис. 4.6) має дві кінематичні ланки $2, 3$, кожна з яких складається з двох шарнірно з'єднаних штанг постійної довжини. Один кінець штанг пов'язаний з виконавчим органом 1 , а інший – з приводами обертального руху $4, 5$. При одночасному функціонуванні двох приводів виконавчий орган 1 має можливість переміщатися вздовж двох координатних осей X та Y по відповідному закону.

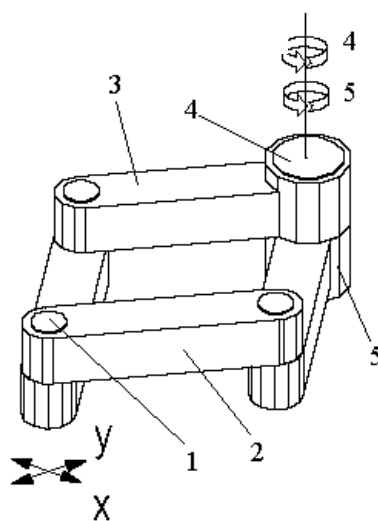


Рис. 4.6. Механізм паралельної структури з приводами обертального руху

Одним з двохкоординатних механізмів паралельної структури, впроваджених у технологічне обладнання, є механізм типу ножиці (рис. 4.7), який складається з двох основних кінематичних ланок 2 , кожна з яких складається з двох шарнірно з'єднаних прямокутних пластин, один кінець яких зв'язаний шарнірно з виконавчим органом 1 , а інший – з несучою системою 4 . Задані рухи виконавчого органу реалізуються за допомогою двох додаткових кінематичних ланок 3 , які мають індивідуальний привід поступальної дії.

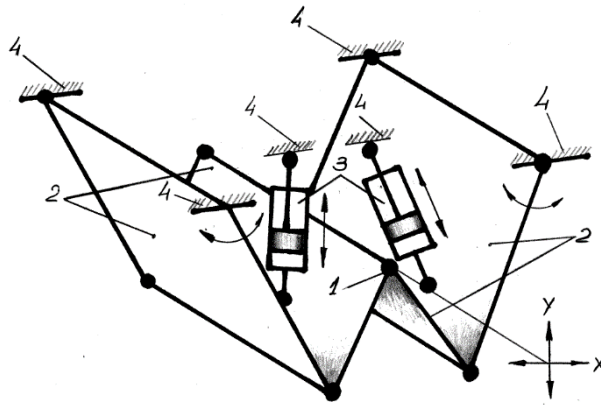


Рис. 4.7. Двохкоординатний механізм паралельної структури типу ножиці

Додаткові кінематичні ланки 3 зв'язані одним кінцем з основною кінематичною ланкою 2, а іншим – з несучою системою 4. При зміні довжин додаткових кінематичних ланок змінюється кут між елементами основної кінематичної ланки, внаслідок чого виконавчий орган переміщується в заданому напрямку.

Механізм паралельної структури для реалізації двох рухів у одній площині (рис. 4.8) складається з двох кінематичних ланок KBL та AC , кожна з яких з'єднана з індивідуальним приводом 1 ($D1$ та $D2$). При функціонуванні приводу $D1$, виконавчий орган 2 обертається відносно осі A , при функціонуванні приводу $D2$ він обертається відносно осі шарніру C , а при одночасній роботі двох приводів $D1$ та $D2$ виконавчий орган здійснює складний плоский рух, який формується у вигляді двох кутових переміщень.

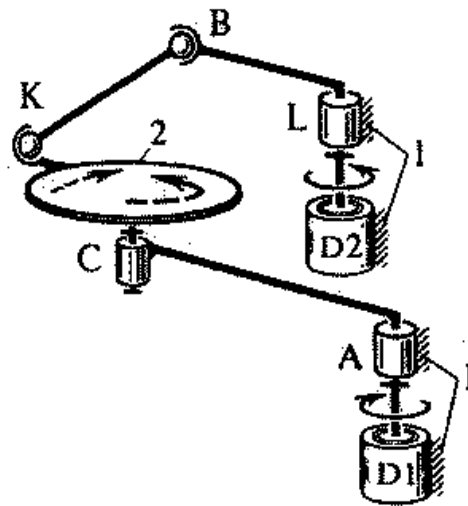


Рис. 4.8. Механізм паралельної структури для реалізації двох рухів в одній площині

Аналогічний складний плоский рух може бути реалізований за допомогою механізму (рис. 4.9), який складається з двох гідромеханічних приводів $D1$ і $D2$, які з'єднані з виконавчим органом 2 двома кінематичними ланками змінної довжини C та BL . При роботі приводу $D1$ виконавчий орган

переміщується поступально, а при функціонуванні приводу D2 виконавчий орган обертається відносно осі шарніру С.

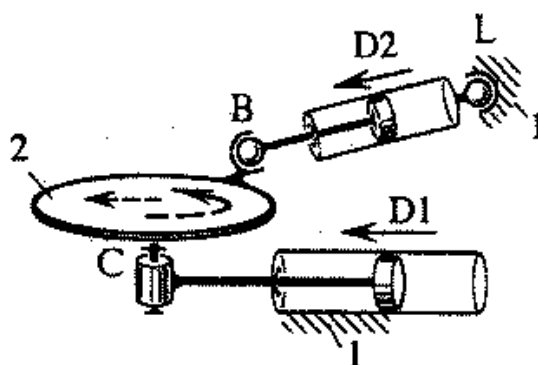


Рис. 4.9. Механізм паралельної структури для реалізації поступального та обертального рухів в одній площині

При паралельній роботі двох приводів виконавчий орган здійснює складний рух у площині. Шток приводу D1 сприймає консольне навантаження від виконавчого органу 2, що обумовлює перекіс поршня у гідроциліндрі.

Для усунення такого недоліку у схему механізму слід ввести додаткову ланку AC, тоді гідроциліндри D1 та D2 будуть навантажені тільки осьовими силами (рис. 4.10).

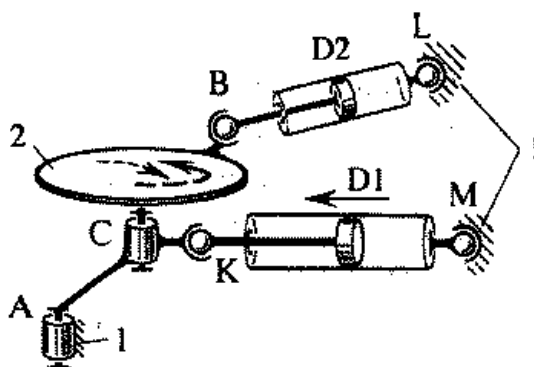


Рис. 4.10. Схема механізму з розвантаженням штоків гідроциліндрів

Для реалізації сферичного руху виконавчого органу використовуються механізми, наведені на рис. 4.11.

Механізм (рис. 4.11, а) складається з планетарної зубчастої передачі a та g . Рухи водила A та зубчастого колеса a взаємопов'язані, тому для обертання виконавчого органу 2 відносно шарніру A двигуни $D1$ та $D2$ повинні мати один напрямок обертання, а для обертання виконавчого органу 2 відносно осі шарніру L необхідне тільки обертання двигуна $D2$. При цьому двигун $D1$ повинен бути загальмованим. Таким чином, виконавчий орган 2 має два рухи: обертальний відносно власної осі та обертальний відносно осі шарніру A .

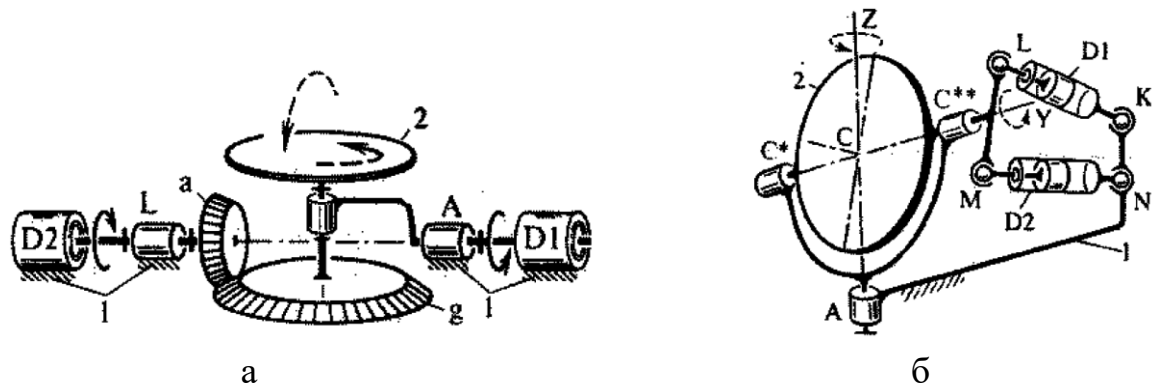


Рис. 4.11. Механізм паралельної структури для реалізації сферичного руху (а) та механізм орієнтації дзеркала (б)

Для підвищення жорсткості подібних механізмів реалізується додаткове кінематичне з'єднання, виконане у вигляді просторової ферми.

Механізм паралельної структури з трьома ступенями вільності та з двома кінематичними приводними ланцюгами (рис. 4.11, б) складається з виконавчого органу 2, двох приводних кінематичних ланцюгів CLK та CMN (гідроциліндрів) та додаткової кінематичної ланки СА. Виконавчий орган 2 шарнірно з'єднаний з несучою системою 1, ланкою СА та двома гідроциліндрами D1 та D2 через коромисло LM.

Механізм передбачає паралельну (одночасну) роботу гідроциліндрів. При функціонуванні двох гідроциліндрів, штоки яких рухаються в одному напрямку, виконавчий орган 2 обертається відносно осі Z, а при їх переміщенні у протилежних напрямках виконавчий орган 2 обертається відносно осі Y. У загальному випадку можна реалізувати будь-який закон переміщень виконавчого органу при визначеній роботі двох гідроциліндрів, які управляються по заданій програмі.

4.3. Трьохкоординатні механізми паралельної структури та їх модифікації

Більшість схем формоутворення фасонних поверхонь реалізують три, чотири та п'ять координатних рухів, тому необхідно створювати технологічне обладнання з паралельною кінематикою з аналогічною кількістю координатних переміщень виконавчого органу використовуючи трьох-, чотирьох- та п'ятикоординатні механізми паралельної структури.

У 1987 р. проф. Раймонд Кламель, керівник лабораторії паралельної робототехніки університету Лозани (Швейцарія), запатентував оригінальну конструкцію механізму паралельної структури, який отримав назву «Дельта». Основна ідея створення такого механізму полягає у застосуванні кінематичного ланцюга у вигляді паралелограмного механізму.

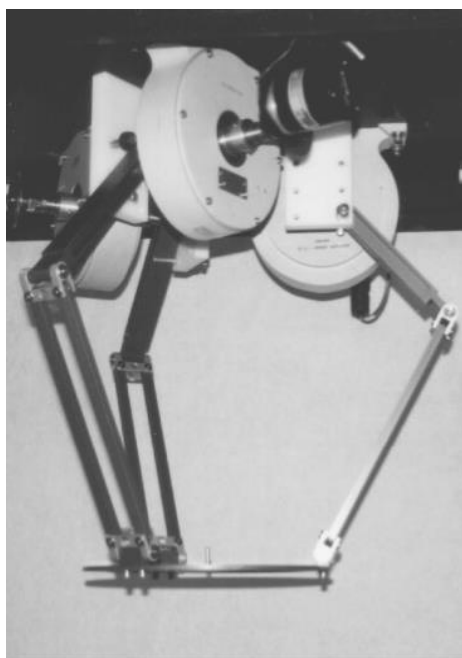
У таких механізмах приводи переміщень кінематичних ланок розміщені на нерухомій несучій системі, що обумовлює значне зменшення рухомих мас механізму та дозволяє їм досягти величини прискорень до 50g (в експериментальних моделях) та 10-12g (у виробничому технологічному обладнанні).

Крім того, кінематичні ланки механізму у вигляді паралелограмів забезпечують точну орієнтацію виконавчого органу у просторі, а технологічне обладнання побудоване на основі використання подібних механізмів має найпростішу форму робочого простору – циліндр.

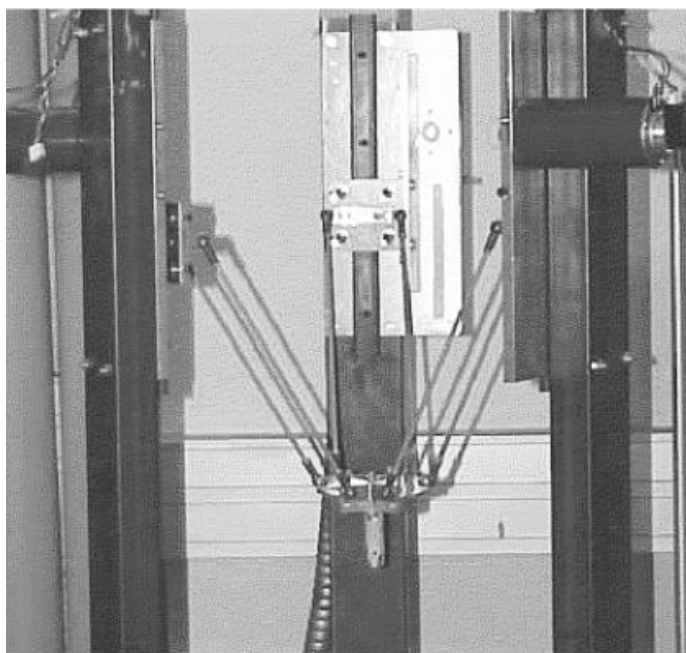
Наведені властивості механізмів «Дельта» обумовили їх інтенсивний розвиток за останні двадцять років.

Створенням та дослідженням подібних механізмів займаються не тільки виробничі фірми, але й наукові лабораторії університетів Мічігану, Мериленду, Генуї, Цюриха, Токіо, Лозани та інші, які запропонували більш як 30 варіантів різних за конструктивним виконанням механізмів паралельної структури «Дельта».

Аналіз існуючих механізмів «Дельта» показує, що усі вони підрозділяються на дві групи: з приводами обертальної дії (рис. 4.12, а) та з лінійними приводами (рис. 4.12, б).



а



б

Рис. 4.12. Механізми «Дельта» з обертальним (а) та поступальним (б) приводами

Механізми паралельної структури «Дельта» з приводами обертальної дії (рис. 4.12, а) складаються з нерухомого елемента, на якому змонтовані відповідні приводи, рухомого виконавчого органу, які з'єднані кінематичними ланками у вигляді паралелограмів. При паралельному функціонуванні приводів кожний

опорний шарнір та з'єднаний з ним паралелограмний механізм змінюють своє кутове положення, що обумовлює переміщення виконавчого органу механізму в просторі.

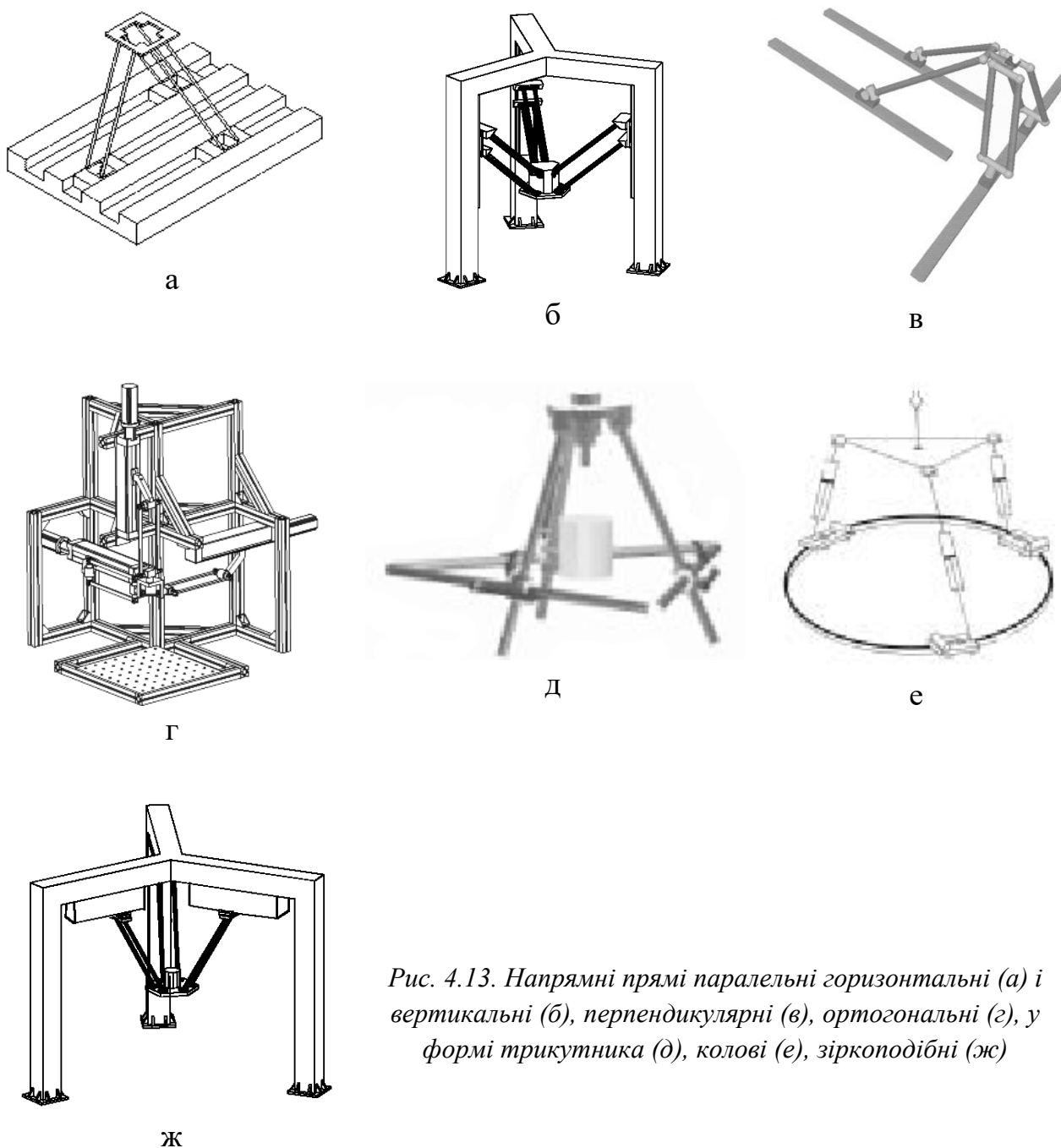


Рис. 4.13. Напрямні прями паралельні горизонтальні (а) і вертикальні (б), перпендикулярні (в), ортогональні (г), у формі трикутника (д), колові (е), зіркоподібні (ж)

Механізми «Дельта» з приводами поступальної дії (рис. 4.12, б) значно складніші за конструктивним виконанням, ніж механізми з приводами обертального руху внаслідок використання напрямних, які мають різноманітні положення у просторі. Рух виконавчого органу здійснюється при переміщенні опорних шарнірів вздовж напрямних.

Різне розташування напрямних у просторі (рис. 4.13) обумовлюється технологічними задачами та визначеною формою та розмірами робочого простору.

Оригінальну конструкцію чотирьохкоординатного механізму паралельної структури запропонували науковці університету Монпельє (Франція) (рис. 4.14, *a*), який складається з двох шарнірно з'єднаних двохкоординатних механізмів (рис. 4.14, *б, в*).

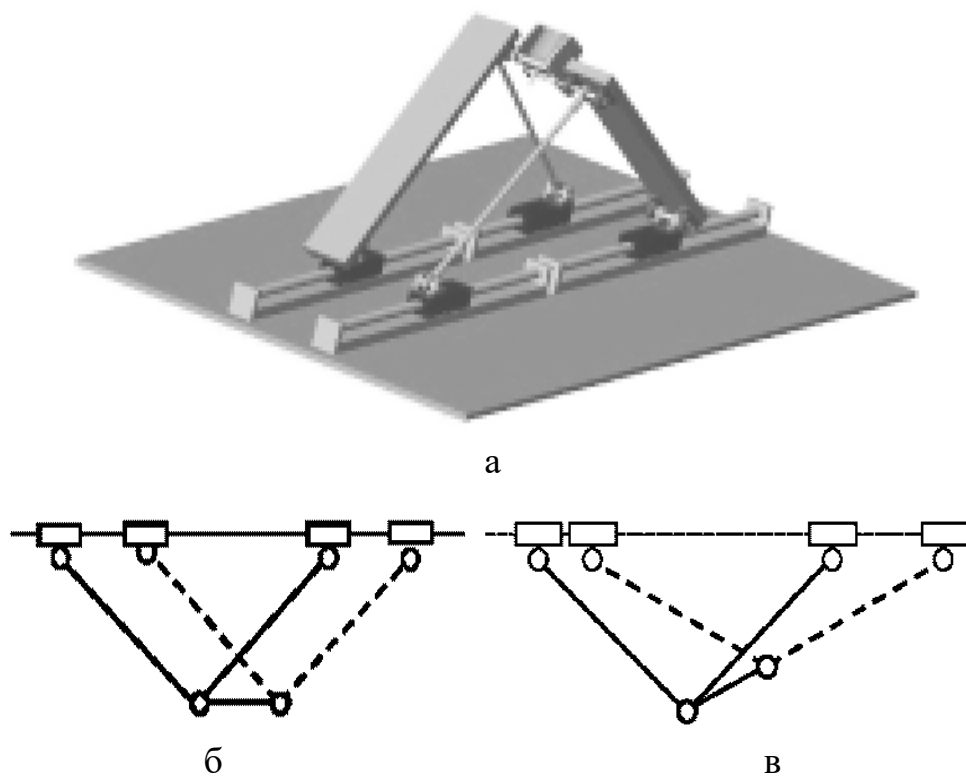


Рис. 4.14. Чотирьохкоординатний механізм паралельної структури (*a*) і його структурна схема в двох положеннях (*б, в*)

При одночасному функціонуванні чотирьох приводів виконавчий орган здійснює три координатних переміщення (два поступальних відносно координатних осей X, Y та один обертальний відносно осі Z).

4.4. Шестикоординатні механізми паралельної структури

Інтенсивний розвиток шестикоординатних механізмів паралельної структури розпочався з 1965 р., коли інженер Д. Стюарт запропонував конструкцію механізму з паралельними зв'язками.

Аналіз кінематичних схем, структур та конструктивного виконання шестикоординатних механізмів паралельної структури слід розпочати з класичної схеми механізму «платформа Стюарта» (рис. 4.15), який складається з рухомого виконавчого органу ABC та нерухокої несучої системи KNM , які з'єднані шістьма кінематичними ланцюгами, кожний з яких має власний індивідуальний привод, що дозволяє виконавчому органу мати шість координатних переміщень. Привод лінійних переміщень призначений для зміни відстані між опорними шарнірами.

Кінематична ланка одним кінцем змонтована на виконавчому органі, а другим – на несучій системі. Подібна система є комплексом двох елементів (рухомого та нерухомого), з'єднаних між собою кінематичними ланками змінної довжини l .

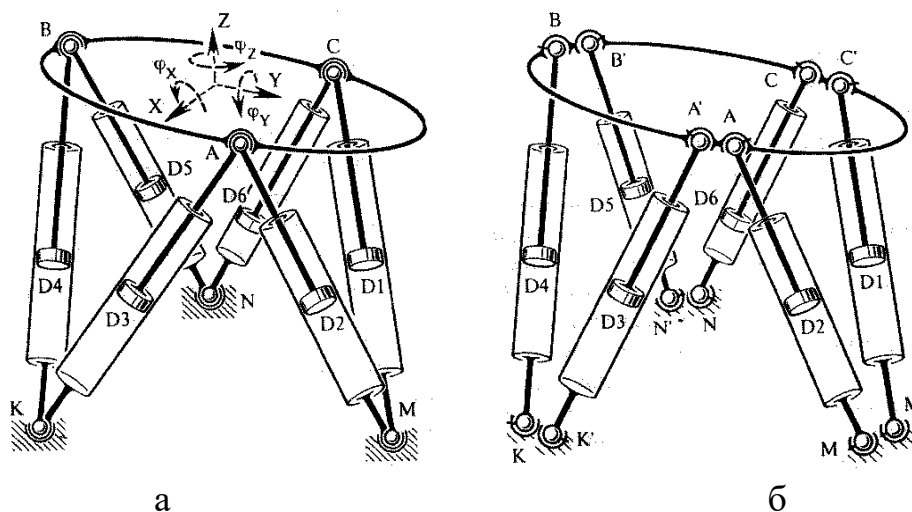


Рис. 4.15. Шестикоординатні механізми паралельної структури

Механізми, побудовані на основі «платформи Стюарта», знайшли широке використання у різних галузях машинобудування – технологічному обладнанні, космічній, авіаційній, медичній техніці та інших машинах.

Розглянемо найбільш розповсюджені рішення конструктивного виконання шестикоординатних механізмів паралельної структури, які отримали назву «гексаподи» (рис. 4.15, а). Механізм складається з рухомого виконавчого органу ABC та нерухомої несучої системи KNM, які з'єднані шістьма кінематичними ланцюгами, кожний з яких має власний привід. Приводи D1 ... D6 у вигляді гідроциліндрів (гвинтових передач або лінійного електроприводу), з'єднані з несучою системою та виконавчими органами сферичними шарнірами.

Кінематичні схеми механізмів, наведених на рис. 4.15, відрізняються конструктивним виконанням та розташуванням опорних шарнірів. При виборі варіанту розташування та з'єднання кінематичних ланцюгів використовується принцип зручності та простоти системи управління, тому більш оптимальна схема механізму, у якій положення виконавчого органу визначається трьома точками (A, B, C).

Слід відмітити, що кожний шестикоординатний механізм паралельної структури типу гексапод, повинен мати не менше, як три з'єднання на рухомому та нерухомому елементах. Але чим більша кількість з'єднань кінематичних ланцюгів з визначеними елементами механізму, тим більшу жорсткість матиме відповідний механізм, але при цьому ускладнюється управління системою, особливо її динамічними характеристиками та процесами.

Найбільш зручно здійснити обчислення для системи з трьома з'єднаннями кінематичних ланцюгів з рухомим та нерухомим елементами механізму, у якому

положення однієї точки (з'єднання) визначається трьома приводами, положення другої точки – двома приводами, а положення третьої точки – одним приводом. Але сьогодні даний критерій (простота обчислення) втрачає своє значення внаслідок значних можливостей комп'ютерної техніки, тому у майбутньому цей критерій не повинен бути визначальним при виборі та побудові схем механізмів паралельної структури.

Аналіз наведених схем шестикоординатних механізмів паралельної структури показує, що при рівних маніпуляційних можливостях, механізм (рис. 4.15, а) конструктивно складніший, ніж механізм (рис. 4.15, б) внаслідок використання двойного сферичного шарніру. У механізмі (рис. 4.15, б) опорні шарніри розташовані на відстані один від одного, тому кожний з них може бути використаний у вигляді сферичного або універсального шарнірів.

Схеми шестикоординатних механізмів (рис. 4.15) мають приводи, які розташовані на кінематичних ланках, що обумовлює значні енергетичні витрати на переміщення кінематичних ланок та самих приводів. З метою зменшення навантаження на кінематичні ланки, а також поліпшення віброактивності системи слід розташовувати приводи на нерухомій несучій системі. Таке рішення конструктивного виконання схеми механізмів наведено на рис. 4.16.

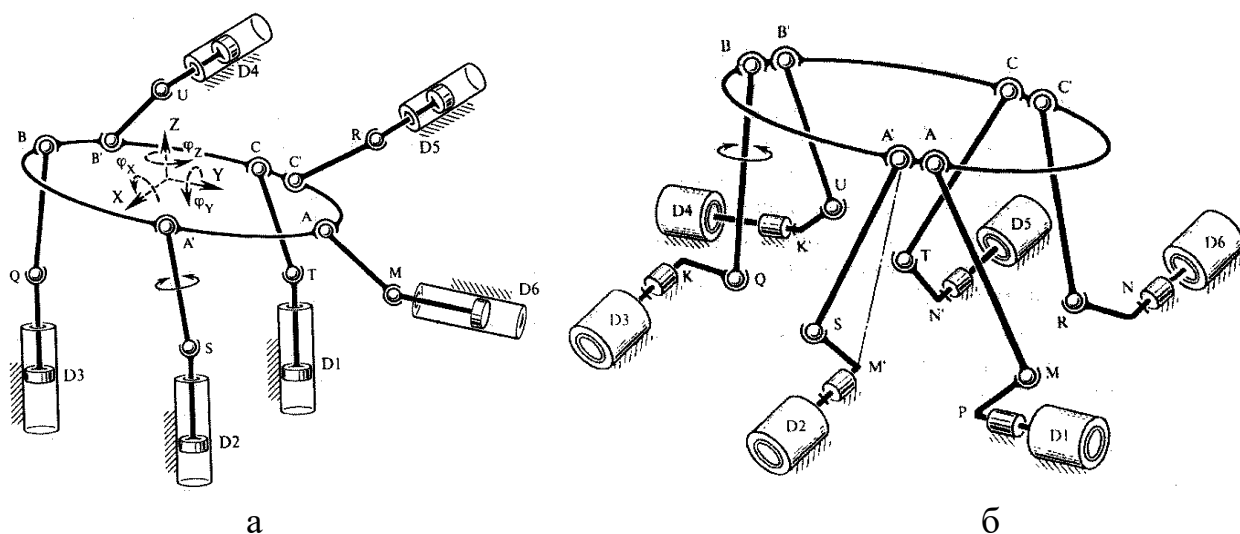


Рис. 4.16. Шестикоординатні механізми паралельної структури з поступальними (а) і обертальними (б) приводами

У схемі (рис. 4.15) може мати місце згин штоку та перекіс поршня у гідроциліндрі. З метою зменшення указанного недоліку слід реалізувати принцип розподілу функцій окремих груп приводів (рис. 4.16, а). Приводи D1, D2 та D3 призначені для переміщення виконавчого органу відносно осі координат Z та обертання його відносно осей X та Y. Приводи D4 та D5 призначені для переміщення виконавчого органу відносно осі X та обертання відносно осі Z, а привод D6 – для переміщення виконавчого органу відносно осі Y.

На рис. 4.16, б наведений шестикоординатний механізм паралельної структури з кінематичними ланками постійної довжини, а зміна відстані між рухомим та нерухомим елементами здійснюється шляхом обертання важеля, який змонтований одним кінцем з валом електродвигуна, а іншим – з кінематичною ланкою постійної довжини.

На схемах шестикоординатних механізмів паралельної структури показані гідроциліндри, що є узагальненим видом приводу як приводної пари, але замість гідроциліндру може бути застосоване будь-яке еквівалентне йому за кінематичними можливостями рішенням, яке спроможне змінювати відстань l між рухомим та нерухомим елементами.

ГЛАВА 5

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

5.1. Використання l -координат в механізмах паралельної структури

Механізми паралельної структури з кінематичними ланками змінної довжини характеризуються тим, що виконавчий орган пов'язаний з несучою системою з'єднувальними кінематичними ланцюгами, кожний з яких містить одну поступальну пару, забезпечену приводом, та дві сферичні пари [11].

Тобто даний механізм представляє собою два відносно рухомих тіла (виконавчий орган та несуча система механізму), з'єднаних між собою кінематичними ланками (стрижнями) змінної довжини l . Зміною однієї або декількох довжин l можна змінювати відносне положення з'єднаних тіл, тобто можна здійснювати маніпулювання робочим органом у визначеному робочому просторі.

Таким чином, довжини l з'єднувальних кінематичних ланок однозначно визначають положення виконавчого органу, тобто є узагальненими координатами.

Подібні механізми, положення виконавчого органу яких задається довжинами кінематичних ланок, отримали назву « l -координатні механізми» [41].

Розглянемо приклади використання l -координат.

У системі, наведеній на рис. 5.1, а, відрізки l_1, l_2, \dots, l_6 з'єднують три точки A, B та C нерухомого елемента з трьома точками a, b і c . Точки A, B, C та a, b, c не розташовані на одній прямій.

Відрізки та сторони трикутників ABC та abc є ребрами трьох пірамід $aABC$, $baBC$ та $cabC$.

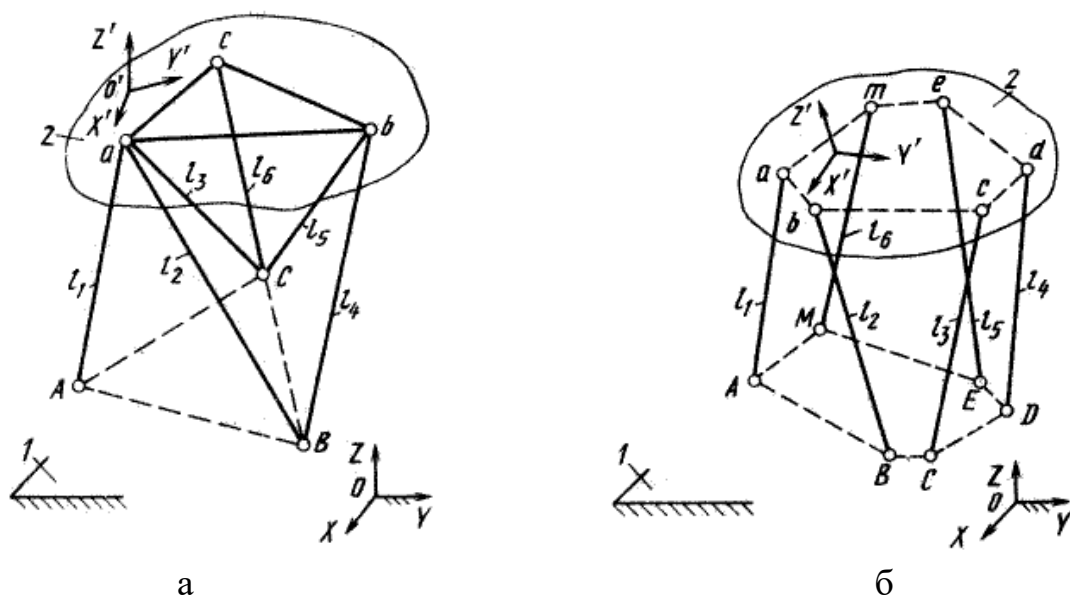


Рис. 5.1. Структури l -координат

Сукупність поточних значень l_1, l_2, \dots, l_6 характеризує положення виконавчого органу відносно нерухомого елемента механізму, тому що піраміди є геометрично незмінними елементами. Положення точок A, B та C на виконавчому органі та точок a, b та c на нерухомому елементі повинні бути визначені.

У системі, наведеній на рис. 5.1, б, відрізки l_1, l_2, \dots, l_6 з'єднують шість точок A, B, C, D, E, M , які розташовані на виконавчому органі з шістьма точками a, b, c, d, e, m несучої системи механізму.

Для перевірки геометричної незмінності структури l -координат, її слід розглядати як варіант просторового механізму, який створений виконавчим органом, стрижнями та несучою системою, що з'єднані за допомогою сферичних шарнірів.

Наведені системи l -координат обумовлюють їх загальну властивість, яка полягає у тому, що вони створюють просторові ферми, стрижнями яких є відрізки l_1, l_2, \dots, l_6 , а центри сферичних шарнірів розташовані у точках виконавчого органу та нерухомого елемента, з'єднаних цими відрізками. Якщо у одній точці сходяться два або три стрижня, то кожний з них зв'язаний з відповідними елементами своїми шарнірами.

За аналогією з просторовими фермами кількість точок у l -координатах на відповідних елементах механізму повинна бути не менше трьох, і вони не повинні розташовуватись на одній прямій.

При цьому недопустимо:

- перетин у одній точці більше трьох прямих, які проходять через точки відповідних елементів;
- розташування у одній площині більше трьох відрізків;
- паралельність трьох відрізків та перетин трьох інших у одній точці;
- розташування усіх відрізків у двох площинах.

Крім того, не повинно бути однієї прямої лінії, яка перетинає усі шість прямих, на яких розташовані відрізки l_1, l_2, \dots, l_6 .

Аналіз механізмів паралельної структури показує, що кількість їх структурних схем дорівнює 59 (рис. 5.2).

Кожна структурна схема характеризується кількістю точок N на виконавчому органі та кількістю точок S на несучій системі. Відстані між точками N та S є l -координатами.

Крім того, кожна структурна схема механізму має визначені властивості, які обумовлюють можливість та доцільність її використання при вирішенні відповідних задач.

S	6			5			4			3			
N	6			5			4			3			
6													
5													
4													
3													

Рис. 5.2. Класифікація структур l -координат

Механізми l -координат мають властивість локальності, яка полягає у тому, що при відповідних значеннях параметрів системи (кількість та розташування точок на відповідних елементах) та деяких значеннях l_1, l_2, \dots, l_6 окремі l -координати можуть змінюватися незалежно від інших у визначеному діапазоні.

$$l_{1\min}^* \leq l_1^* \leq l_{1\max}^*$$

при

$$l_2 = l_2^* ; \quad l_3 = l_3^* ; \quad l_4 = l_4^* ; \quad l_5 = l_5^* ; \quad l_6 = l_6^*$$

.....

$$l_{6\min}^* \leq l_6^* \leq l_{6\max}^*$$

при

$$l_1 = l_1^* ; \quad l_2 = l_2^* ; \quad l_3 = l_3^* ; \quad l_4 = l_4^* ; \quad l_5 = l_5^*$$

де: $l_1^*, l_2^* \dots l_6^*$ – значення l -координат, які розглядаються;

$l_{1\min}^*$ і $l_{1\max}^*$ – мінімальні та максимальні значення, які незалежно від $l_2^*, l_3^* \dots$

l_6^* може приймати координата l_1^* ;

$l_{6\min}^*$ і $l_{6\max}^*$ – мінімальні та максимальні значення, які незалежно від $l_1^*, l_2^* \dots$

l_5^* може приймати координата l_6^* .

Відомо, що шести чисел недостатньо для однозначного визначення положення тіла у просторі. Крім цього необхідні зв'язки, які вилучають неоднозначність.

Так, у координатах Декарта-Ейлера такими зв'язками є взаємна орієнтація осей координат, знаки лінійних та кутових координат. Числа l_1, l_2, \dots, l_6 не забезпечують однозначності завдання положення тіла у просторі без врахування відповідних умов зв'язку.

Приклади подібної неоднозначності наведені на рис. 5.3.

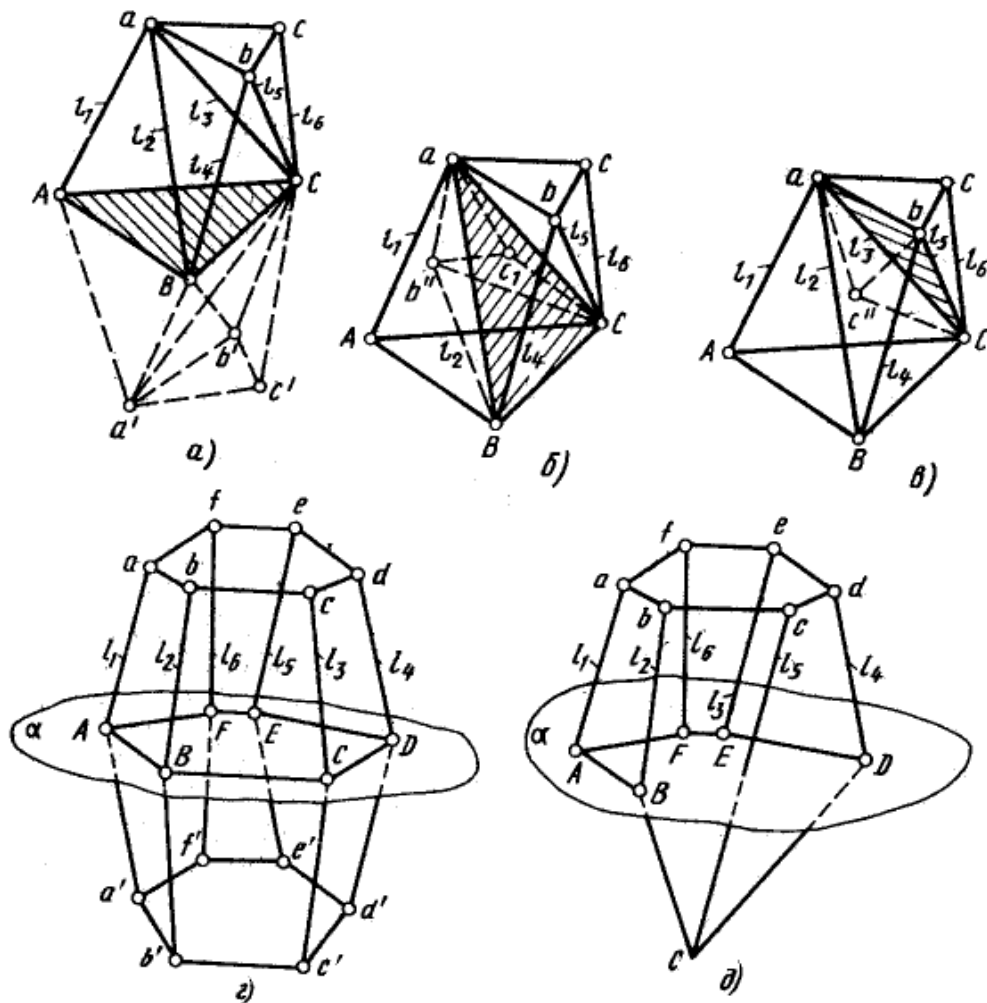


Рис. 5.3. Приклади неоднозначності та однозначності l -координат

Положення зв'язаної з виконавчим органом площини abc та її друге, вірогідне при аналогічних значеннях l_1, l_2, \dots, l_6 положення $a'b'c'$ наведені на рис. 5.3, *a*. Ці положення симетричні відносно площини ABC , третє положення ac_1b'' площини abc (рис. 5.3, *б*) отримано переносом точки b у симетричну їй відносно площини aBC точку b'' ; четверте положення abc'' – переносом точки c у симетричну їй відносно площини abC точку c'' (рис. 5.3, *в*).

Кількість можливих положень тіла залежить від вибраної структури l -координат. Наприклад, для структури, наведеної на рис. 5.3, *г*, можливі тільки два положення тіла, симетричні відносно площини α .

Для конкретних структур винайдені досить прості прийоми встановлення додаткових зв'язків, які вилучають неоднозначність. Для структур з кількістю точок бази більше трьох може бути достатнім введення обмежень на розташування точок бази – вони не повинні бути розташовані у одній площині (рис. 5.3, *д*). Для деяких структур неоднозначності можуть бути усунені відповідним вибором взаємного розташування точок бази та точок тіла.

Загальний для різних структур метод усунення неоднозначності може базуватися на визначенні, яке положення тіла з числа можливих розглядається, тобто систематизації цих положень.

Метод використовує властивість l -координатних структур, який полягає у тому, що при усіх можливих неоднозначностях задані точки тіла, які мають різні положення у просторі, залишаються на сферах радіусами, які дорівнюють l -координаті. Наприклад, на рис. 5.3, *a-в*, точка c розташована у положенні c, c', c_1, c'' , залишається на сфері радіусом l_6 .

У запропонованому методі передбачаються наступні процедури (рис. 5.4).

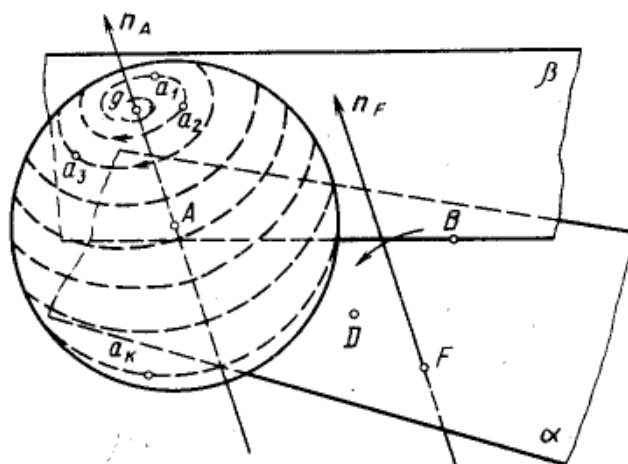


Рис. 5.4. Організація l -координат

1. Вибирають три точки бази, які не розташовані на одній прямій. Наприклад, B, D, F (за умовами формування структур l -координат такі точки є завжди);
2. Проводять площину α через ці точки;

3. Будують перпендикуляр до площини α в одній з трьох вибраних точок, наприклад, F . Визначимо його як n_F . Визначений вектор направлений таким чином, щоб з його кінця бачити обертання від B до D проти годинникової стрілки;

4. Відтворюють паралельний перенос вектора n_F у точку, можливі положення якої при заданих l_1, l_2, \dots, l_6 необхідно визначити. Наприклад, у точку A ;

5. Будують сферу з центром в точці A та радіусом, який дорівнює $l_1 = |Aa|$, де a – точка тіла. На сфері розташовані усі можливі положення точки a (a_1, a_2, \dots, a_k);

6. Проводять площину β перпендикулярно площині α через n_A та деяку задану точку бази. Наприклад, точку B ;

7. Для систематизації положень точок a на сфері необхідно сканувати її з точки g , яка створена перетином вектора n_A зі сферою по правилу правого гвинта, починаючи від площини β . У такому випадку можна визначити у відповідній послідовності усі можливі положення точки a на сфері.

При такому скануванні можливі положення точки a утворюють підпорядковану послідовність, усі члени якої можуть бути індексовані та різні при подальших операціях.

Аналогічно можуть бути систематизовані положення інших точок тіла, а також і положення самого тіла.

В l -координатах рівняння руху вільного тіла має вигляд:

$$l_1=f_1(t_1); \quad l_2=f_2(t_2); \quad l_3=f_3(t_3); \quad l_4=f_4(t_4); \quad l_5=f_5(t_5); \quad l_6=f_6(t_6).$$

На відміну від загальновідомих рівнянь руху вільного тіла з використанням кутів Ейлера, наведені рівняння описують рух тіла за допомогою тільки лінійних величин.

5.2. Кінематика l -координатних механізмів

5.2.1. Кінематичний аналіз механізмів паралельної структури

Кінематичний аналіз механізмів паралельної структури є початковою стадією проектування технологічного обладнання з паралельною кінематикою, яка дає можливість у подальшому перейти до дослідження динаміки та синтезу систем управління обладнанням. Кінематичний аналіз передбачає розв'язання двох задач – прямої та зворотної.

Пряма задача полягає у визначенні абсолютних координат (наприклад, координат Декарта-Ейлера) виконавчого органу по заданим узагальненим

координатам (l -координатам). Розв'язок прямої задачі завжди однозначний і його можна знайти для будь-якої кількості ланок, що його утворюють.

Зворотна задача кінематики полягає у визначенні значень узагальнених координат (l -координат) за заданим положенням виконавчого органу.

5.2.2. Вирішення прямої задачі кінематики. Перетворення l -координат в декартові координати

При використанні l -координат для аналізу та побудови механізмів паралельної структури необхідно вирішити задачу перетворення l -координат в декартові координати [11, 35, 36].

Задача переходу від l -координат до декартових вирішується наступним методом.

Вихідні данні:

1) координати точок бази у нерухомій, зв'язаній з базою системі координат $OXYZ$ (рис. 5.5),

$$A (x_A, y_A, z_A);$$

$$B (x_B, y_B, z_B);$$

.....

$$M (x_M, y_M, z_M);$$

2) координати точок тіла у рухомій, зв'язаній з тілом системі координат $O'X'Y'Z'$,

$$a (x'_a, y'_a, z'_a);$$

$$b (x'_b, y'_b, z'_b);$$

.....

$$m (x'_m, y'_m, z'_m);$$

3) значення l – координат l_1, l_2, \dots, l_6 тіла.

Необхідно визначити положення тіла у абсолютній системі координат $OXYZ$.

Метод вирішення цієї задачі може бути оснований на аналізі системи рівнянь, кожне з яких встановлює залежність відстані між двома точками від їх координат, а кількість рівнянь повинна дорівнювати кількості координат точок тіла, тобто потроєній кількості точок тіла.

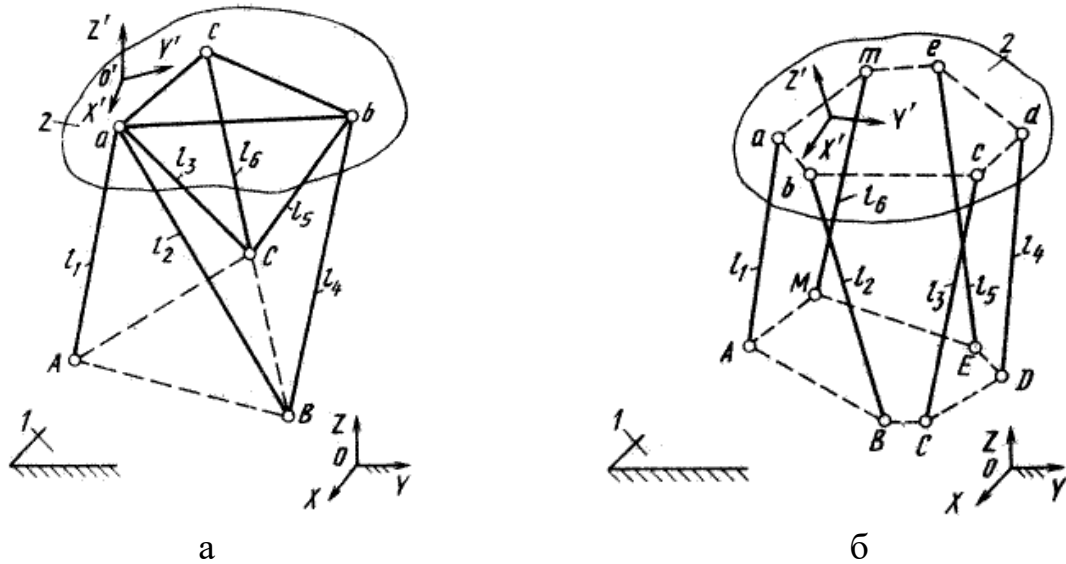


Рис. 5.5. Структура l -координат

Відповідно до структури l -координат (рис. 5.5, б) така система складається з 18 рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 (x_a - x_A)^2 + (y_a - y_A)^2 + (z_a - z_A)^2 = l_1^2; \\
 (x_b - x_B)^2 + (y_b - y_B)^2 + (z_b - z_B)^2 = l_2^2; \\
 (x_c - x_C)^2 + (y_c - y_C)^2 + (z_c - z_C)^2 = l_3^2; \\
 (x_d - x_D)^2 + (y_d - y_D)^2 + (z_d - z_D)^2 = l_4^2; \\
 (x_e - x_E)^2 + (y_e - y_E)^2 + (z_e - z_E)^2 = l_5^2; \\
 (x_m - x_M)^2 + (y_m - y_M)^2 + (z_m - z_M)^2 = l_6^2; \\
 (x_a - x_b)^2 + (y_a - y_b)^2 + (z_a - z_b)^2 = (x'_a - x'_b)^2 + (y'_a - y'_b)^2 + (z'_a - z'_b)^2; \\
 (x_b - x_c)^2 + (y_b - y_c)^2 + (z_b - z_c)^2 = (x'_b - x'_c)^2 + (y'_b - y'_c)^2 + (z'_b - z'_c)^2; \\
 (x_a - x_c)^2 + (y_a - y_c)^2 + (z_a - z_c)^2 = (x'_a - x'_c)^2 + (y'_a - y'_c)^2 + (z'_a - z'_c)^2; \\
 (x_c - x_d)^2 + (y_c - y_d)^2 + (z_c - z_d)^2 = (x'_c - x'_d)^2 + (y'_c - y'_d)^2 + (z'_c - z'_d)^2; \\
 (x_a - x_d)^2 + (y_a - y_d)^2 + (z_a - z_d)^2 = (x'_a - x'_d)^2 + (y'_a - y'_d)^2 + (z'_a - z'_d)^2; \\
 (x_b - x_d)^2 + (y_b - y_d)^2 + (z_b - z_d)^2 = (x'_b - x'_d)^2 + (y'_b - y'_d)^2 + (z'_b - z'_d)^2; \\
 (x_d - x_e)^2 + (y_d - y_e)^2 + (z_d - z_e)^2 = (x'_d - x'_e)^2 + (y'_d - y'_e)^2 + (z'_d - z'_e)^2; \\
 (x_a - x_e)^2 + (y_a - y_e)^2 + (z_a - z_e)^2 = (x'_a - x'_e)^2 + (y'_a - y'_e)^2 + (z'_a - z'_e)^2; \\
 (x_b - x_e)^2 + (y_b - y_e)^2 + (z_b - z_e)^2 = (x'_b - x'_e)^2 + (y'_b - y'_e)^2 + (z'_b - z'_e)^2; \\
 (x_e - x_m)^2 + (y_e - y_m)^2 + (z_e - z_m)^2 = (x'_e - x'_m)^2 + (y'_e - y'_m)^2 + (z'_e - z'_m)^2; \\
 (x_a - x_m)^2 + (y_a - y_m)^2 + (z_a - z_m)^2 = (x'_a - x'_m)^2 + (y'_a - y'_m)^2 + (z'_a - z'_m)^2; \\
 (x_b - x_m)^2 + (y_b - y_m)^2 + (z_b - z_m)^2 = (x'_b - x'_m)^2 + (y'_b - y'_m)^2 + (z'_b - z'_m)^2;
 \end{array} \right. \quad (5.1)$$

Визначивши координати трьох точок тіла, можна знайти положення тіла у системі $OXYZ$.

Система рівнянь (5.1) може бути вирішена лише чисельними методами, що пов'язано з відомими труднощами та вимагає відносно великого машинного часу.

Для ряду структур l -координат координати точок тіла у системі $OXYZ$ можуть бути визначені аналітично. У таких структурах кількість точок на тілі або на базі дорівнює трьом та у одній з них сходяться три відрізка, внаслідок чого у кожній з структур можна виділити три піраміди, ребра яких утворені відрізками l_1, l_2, \dots, l_6 , які з'єднують точки бази, та відрізками, які з'єднують точки тіла.

Визначимо координати точок a, b та c у системі осей $OXYZ$ для структури, наведеної на рис. 5.5, a .

Координати точок a, b та c визначаються послідовно. Розглянемо піраміду $aABC$ та складемо систему з трьох рівнянь з трьома невідомими для визначення координат точки $a(x_a, y_a, z_a)$. Відрізки l_1, l_2, l_3 визначають відстань між двома точками:

$$\begin{cases} (x_a - x_A)^2 + (y_a - y_A)^2 + (z_a - z_A)^2 = l_1^2; \\ (x_a - x_B)^2 + (y_a - y_B)^2 + (z_a - z_B)^2 = l_2^2; \\ (x_a - x_C)^2 + (y_a - y_C)^2 + (z_a - z_C)^2 = l_3^2; \end{cases} \quad (5.2)$$

Рівняння (5.2) аналітично вирішують відносно x_a, y_a, z_a в явному вигляді.

Для визначення координат точки $b(x_b, y_b, z_b)$, розглянемо піраміду $baBC$ та складемо систему координат, аналогічну системі (5.2), використовуючи при цьому раніше отримані значення x_a, y_a, z_a :

$$\begin{cases} (x_b - x_a)^2 + (y_b - y_a)^2 + (z_b - z_a)^2 = (ab)^2; \\ (x_b - x_B)^2 + (y_b - y_B)^2 + (z_b - z_B)^2 = l_4^2; \\ (x_b - x_C)^2 + (y_b - y_C)^2 + (z_b - z_C)^2 = l_5^2. \end{cases} \quad (5.3)$$

відстань між точками a і b визначаються з наступного виразу:

$$ab = (x'_a - x'_b)^2 + (y'_a - y'_b)^2 + (z'_a - z'_b)^2.$$

Для знаходження координат точки $c(x_c, y_c, z_c)$ розглянемо піраміду $cabC$ та складемо систему рівнянь, аналогічну системам (5.2) та (5.3), використовуючи при цьому раніше знайдені значення x_a, y_a, z_a і x_b, y_b, z_b :

$$\begin{cases} (x_c - x_a)^2 + (y_c - y_a)^2 + (z_c - z_a)^2 = (ca)^2; \\ (x_c - x_b)^2 + (y_c - y_b)^2 + (z_c - z_b)^2 = (cb)^2; \\ (x_c - x_C)^2 + (y_c - y_C)^2 + (z_c - z_C)^2 = l_6^2. \end{cases} \quad (5.4)$$

Відстань між точками c та a , c та b визначимо наступним чином:

$$ca = (x'_c - x'_a)^2 + (y'_c - y'_a)^2 + (z'_c - z'_a)^2;$$

$$cb = (x'_c - x'_b)^2 + (y'_c - y'_b)^2 + (z'_c - z'_b)^2.$$

Для встановлення зв'язку l -координат довільних структур з декартовими координатами може бути використаний чисельно-аналітичний метод, що базується на утворенні додаткової структури l -координат.

Розглянемо цей метод на прикладі визначення декартових координат точок тіла, положення якого у просторі задано l -координатами (рис. 5.6, a). Для даної структури декартові координати точок тіла не може бути знайдені у явному вигляді.

Для утворення додаткової структури l -координат з'єднаємо точки C та a відрізком l_7 . Тепер утворилася додаткова структура l -координат, у якій точки бази A, B, C та точки тіла a, b, c з'єднані шістьма відрізками $l_1, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7$. Отримана додаткова структура адекватна структурі, наведеній на рис. 5.6, a , для якої, як було показано вище, координати точок тіла визначаються у явному вигляді. У структурі l -координат значення l_7 невідомо.

Задамося деякими значеннями l_7^* та, використовуючи рівняння (5.2) – (5.4), знайдемо координати x_c^*, y_c^*, z_c^* точки c , вважаючи, що положення тіла у просторі визначене координатами l_1, l_3, \dots, l_7 . Слід відмітити, що значення x_c^*, y_c^*, z_c^* відрізняються від значень x_c, y_c, z_c , відповідних положенню тіла, заданому координатами l_1, l_3, \dots, l_6 . Знаючи x_c^*, y_c^*, z_c^* , визначимо відповідну їм довжину відрізка $|Ac|$:

$$|Ac| = \sqrt{(x_A - x_c^*)^2 + (y_A - y_c^*)^2 + (z_A - z_c^*)^2} \quad (5.5)$$

Якщо $|Ac| = l_2$, то

$$x_c^* = x_c;$$

$$y_c^* = y_c;$$

$$z_c^* = z_c,$$

отже, задача визначення x_c, y_c, z_c зводиться до вирішення рівняння

$$|Ac| - l_2 = 0$$

Рівняння вирішується простою ітераційною процедурою, яка полягає у наступному. Якщо $|Ac| \neq l_2$, потрібно дати приріст величині l_7 та для нового значення l_7 , використовуючи рівняння (5.5), визначити значення $|Ac|$. При цьому напрямок зміни величини l_7 (збільшення або зменшення) визначається тим, яка з нерівностей $|Ac| > l_2$ або $|Ac| < l_2$ виконується.

Ітераційний процес наближення Ac до l_2 потрібно продовжувати доти, поки різниця $Ac - l_2$ не буде задовольняти заданій точності наближення.

Для ряду структур l -координат, у яких декартові координати точок тіла не можуть бути знайдені у явному вигляді, перехід до додаткової структури, складеної з трьох пірамід, досягається введенням тільки однієї додаткової координати l_7 , що обумовлює зручність ітераційних процедур та метода у цілому.

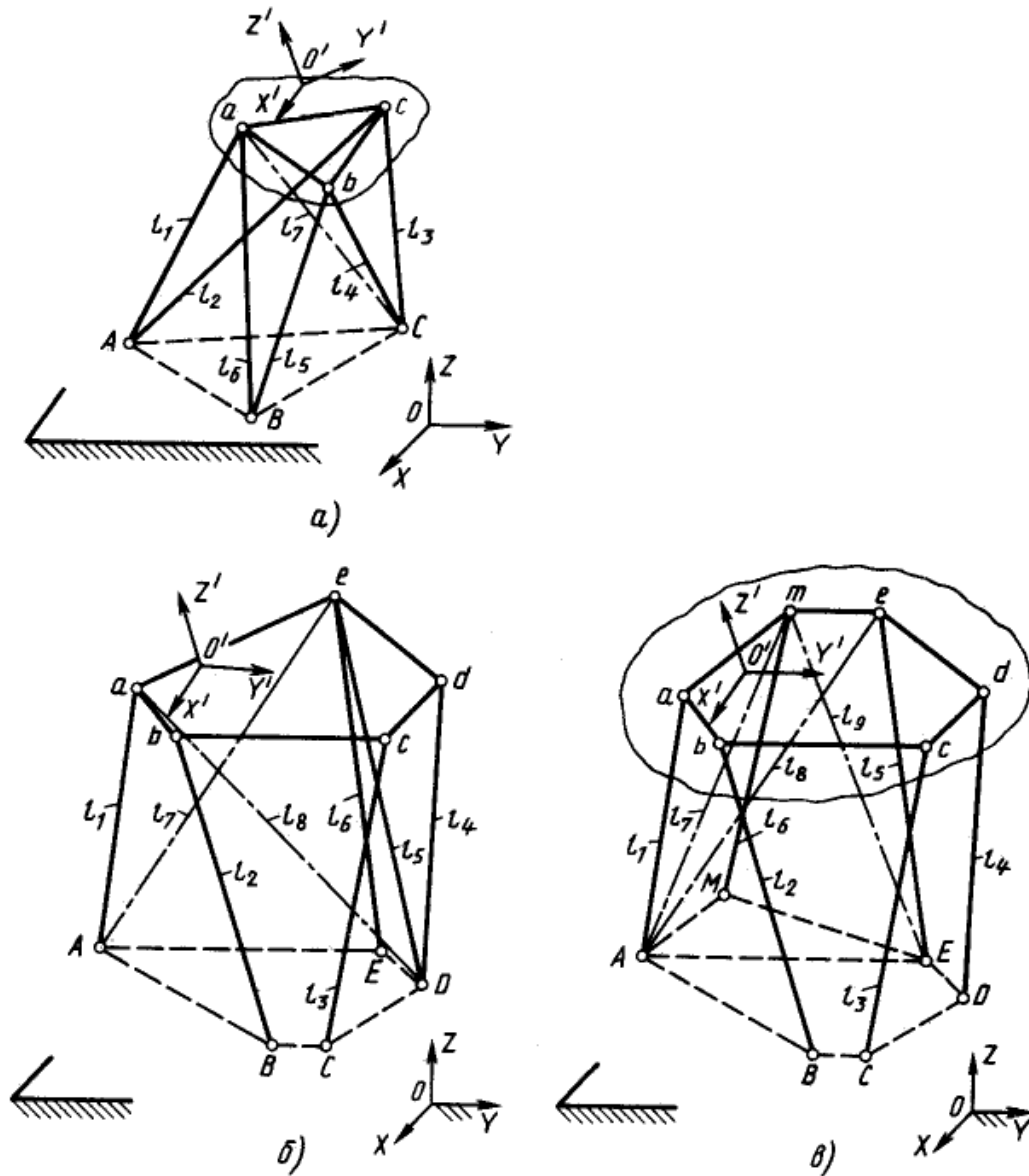


Рис. 5.6. Структури з додатковими координатами

Рішення деяких структур вимагає введення двох додаткових координат (рис. 5.6, б). Основна структура l -координат утворена точками бази A, B, C, D, E , точками тіла a, b, c, d, e , відрізками l_1, l_2, \dots, l_6 . Додаткова структура утворена з'єднанням вказаних точок бази та тіла відрізками l_1, l_4, \dots, l_8 (l_7 та l_8 – додаткові координати). Отримавши значення l_7 та l_8 , визначають відповідні їм координати точок b і c та довжини відрізків $|Bb|$ і $|Cc|$.

Далі вирішують рівняння

$$|Bb| - l_2 = 0;$$

$$|Cc| - l_3 = 0.$$

При цьому варіюючи значення l_7 і l_8 , досягають заданої точності наближення $|Bb|$ до l_2 та $|Cc|$ до l_3 . Після чого визначають координати точок тіла.

Для відносно невеликої кількості структур l -координат утворення додаткової структури досягається введенням трьох додаткових координат. Приклад такої структури наведений на рис. 5.6, в, де l_1, l_2, \dots, l_6 – координати основної структури, а l_7, l_8, \dots, l_9 – додаткової. У такому випадку потрібно вирішити три рівняння

$$|Bb| - l_2 = 0;$$

$$|Cc| - l_3 = 0;$$

$$|Dd| - l_4 = 0,$$

тобто здійснити пошук значень l_7, l_8 і l_9 , при яких мають місце рівняння $|Bb| = l_2$, $|Cc| = l_3$, $|Dd| = l_4$. При виконанні цих умов по значенням l_1, l_5, \dots, l_9 визначають координати точок тіла.

Таким чином, сутність чисельно-аналітичного метода полягає в утворенні структури l -координат, для якої декартові координати точок тіла визначаються у явному вигляді, визначення значень додаткових координат, заданому l -координатами, та знаходженню декартових координат заданих точок тіла.

5.2.3. Вирішення зворотної задачі кінематики. Перетворення декартових координат в l -координати

Результатом вирішення зворотної задачі кінематики багатокоординатних просторових механізмів є визначення узагальнених координат l -координатного механізму, що відповідають заданому поточному положенню ВО [4, 11, 12, 30].

Розглянемо схему верстата-гексапода та введемо позначення (рис. 5.7):

$(x, y, z)_n$ – нерухома система координат, пов'язана з несучою системою верстата;

$A(x_{A(n)}, y_{A(n)}, z_{A(n)}), B(x_{B(n)}, y_{B(n)}, z_{B(n)}), \dots, F(x_{F(n)}, y_{F(n)}, z_{F(n)})$ – центри опорних шарнірів, що поєднують кінематичні ланки змінної довжини з несучою системою. Координати задані у нерухомій системі координат $(x, y, z)_n$;

$(x, y, z)_p$ – рухома система координат, пов'язана з ВО;

$a(x_{a(p)}, y_{a(p)}, z_{a(p)}), b(x_{b(p)}, y_{b(p)}, z_{b(p)}), \dots, f(x_{f(p)}, y_{f(p)}, z_{f(p)})$ – центри опорних шарнірів, що пов'язують кінематичні ланки змінної довжини з ВО, у рухомій системі координат $(x, y, z)_p$.

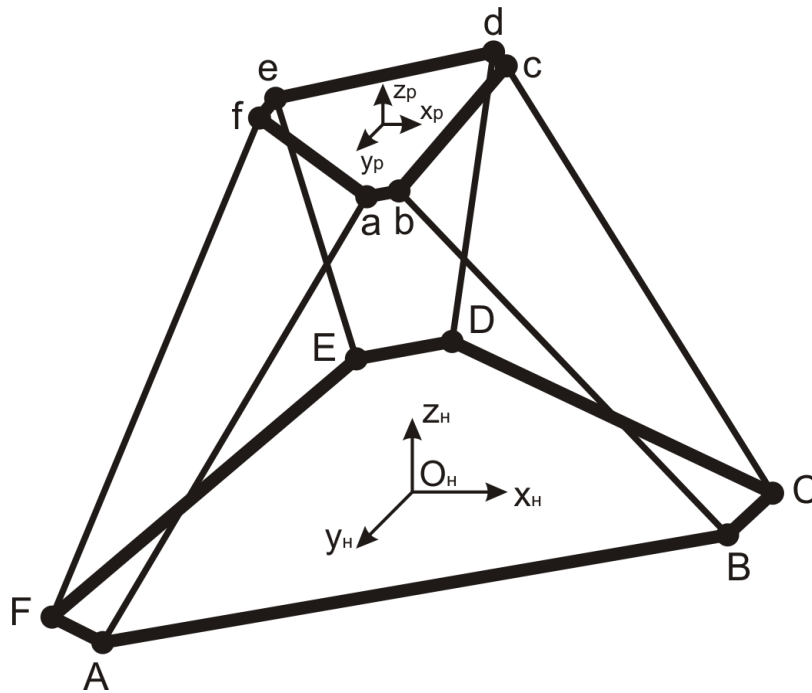


Рис. 5.7. Розрахункова схема гексапода

За початок координат рухомої системи приймаємо задану точку М різального інструмента (рис. 5.8).

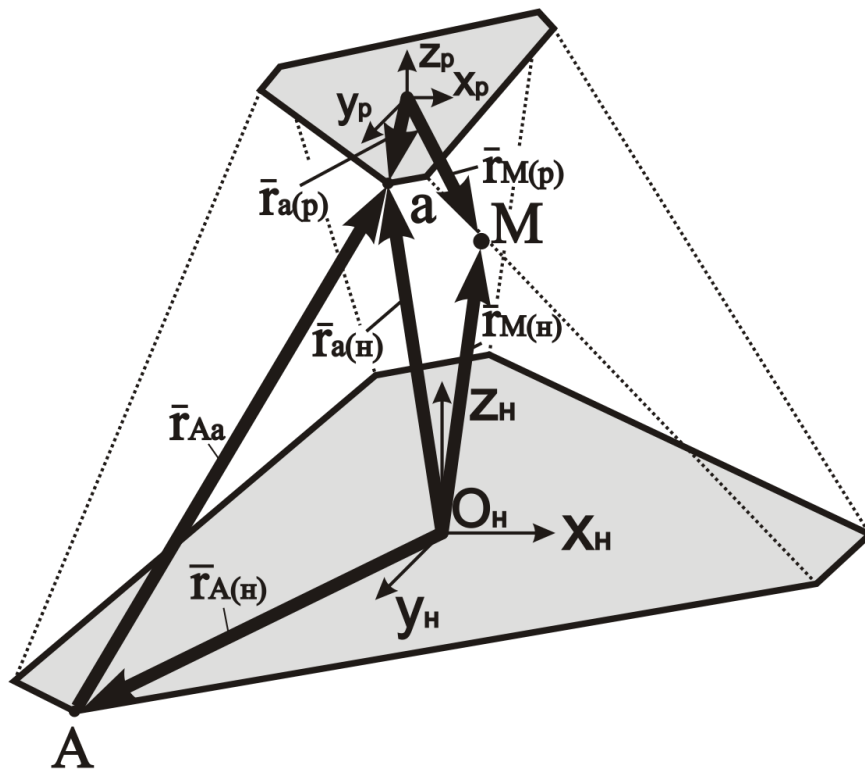


Рис. 5.8. Розрахункова схема кінематичної ланки

Для визначення l -координат (відстаней Aa, Bb, \dots, Ff між відповідними точками несучої системи та ВО) необхідно знайти координати точок a, b, c, d, e, f виконавчого органа у нерухомій системі координат верстата.

Положення рухомої системи координат $(x, y, z)_p$ відносно нерухомої $(x, y, z)_n$ задається трьома лінійними координатами (x_p^H, y_p^H, z_p^H) , які визначають положення центра O_p у системі координат $(x, y, z)_n$ і трьома кутами Ейлера $(\psi_p^H, \theta_p^H, \varphi_p^H)$, що задають орієнтацію осей x_p, y_p, z_p відносно осей x_n, y_n, z_n . Кут ψ_p^H характеризує перший поворот рухомої системи $(x, y, z)_p$ навколо осі z_n ; θ_p^H – другий поворот навколо нового положення осі x_n ; φ_p^H – третій поворот навколо нового положення осі z_n до суміщення системи $(x, y, z)_n$ з $(x, y, z)_p$.

Згідно з положенням аналітичної геометрії можна записати:

$$\left. \begin{aligned} x_n &= u_{11}x_p + u_{12}y_p + u_{13}z_p + x_p^H \\ y_n &= u_{21}x_p + u_{22}y_p + u_{23}z_p + y_p^H \\ z_n &= u_{31}x_p + u_{32}y_p + u_{33}z_p + z_p^H \end{aligned} \right\}, \quad (5.6)$$

де x_n, y_n, z_n – координати визначеної точки у нерухомій системі координат; x_p, y_p, z_p – координати цієї точки у рухомій системі координат; x_p^H, y_p^H, z_p^H – координати, які визначають положення центра O_p рухомої системи координат у нерухомій системі; u_{ij} – коефіцієнти, що дорівнюють косинусам кутів між осями систем.

Систему (5.6) зручніше записати у векторній формі:

$$\bar{r}_n = M\bar{r}_p + \bar{r}_p^H,$$

або у розгорнутому вигляді:

$$\bar{r}_n = M_x M_y M_z \bar{r}_p + \bar{r}_p^H, \quad (5.7)$$

де $\bar{r}_n = (x_n \quad y_n \quad z_n)^T$ – радіус-вектор, що визначає положення деякої точки у нерухомій системі координат;

$\bar{r}_p = (x_p \quad y_p \quad z_p)^T$ – радіус-вектор, що визначає положення цієї точки у рухомій системі координат;

$\bar{r}_p^H = (x_p^H \quad y_p^H \quad z_p^H)^T$ – радіус-вектор, що визначає положення початку координат рухомої системи у нерухомій;

M_x, M_y, M_z – матриці послідовних поворотів навколо осей x, y та z відповідно на кути Ейлера $\theta_p^H, \varphi_p^H, \psi_p^H$.

$$M = M_x M_y M_z = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} \\ u_{31} & u_{32} & u_{33} \end{bmatrix},$$

$$M_x = \begin{bmatrix} \cos \varphi_p^H & -\sin \varphi_p^H & 0 \\ \sin \varphi_p^H & \cos \varphi_p^H & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; M_y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_p^H & -\sin \theta_p^H \\ 0 & \sin \theta_p^H & \cos \theta_p^H \end{bmatrix};$$

$$M_z = \begin{bmatrix} \cos \psi_p^H & -\sin \psi_p^H & 0 \\ \sin \psi_p^H & \cos \psi_p^H & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Перемноживши матриці, отримаємо:

$$M_x M_y M_z = \begin{bmatrix} \cos \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H & \cos \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H & \sin \varphi_p^H \\ \cos \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H + & \cos \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - & -\sin \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H \\ + \sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H & -\sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H & \\ \sin \theta_p^H \cdot \sin \psi_p^H - & \sin \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - & \cos \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H \\ -\cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H & -\cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H & \end{bmatrix}$$

Таким чином,

$$u_{11} = \cos \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H;$$

$$u_{12} = \cos \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H;$$

$$u_{13} = \sin \varphi_p^H;$$

$$u_{21} = \cos \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H + \sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H;$$

$$u_{22} = \cos \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - \sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H;$$

$$u_{23} = -\sin \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H;$$

$$u_{31} = \sin \theta_p^H \cdot \sin \psi_p^H - \cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H;$$

$$u_{32} = \sin \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - \cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H;$$

$$u_{33} = \cos \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H.$$

Координати (x_p^h, y_p^h, z_p^h) центра рухомої системи у нерухомій співпадають з координатами точки M , що задана у нерухомій системі координат верстата:

$$\bar{r}_p^h = \bar{r}_{M(h)}.$$

Таким чином, можна записати формулу переходу з рухомої системи координат у нерухому:

$$\bar{r}_h = M\bar{r}_p + \bar{r}_{M(h)}.$$

Знайдемо відстань між точками a та A , які розміщені на несучій системі ВПК та на ВО відповідно, що дасть можливість визначити поточну довжину кінематичної ланки.

Довжина вектора (кінематичної ланки) $\bar{r}_{Aa} = \overrightarrow{Aa}$

$$l_{Aa} = \sqrt{x_{Aa}^2 + y_{Aa}^2 + z_{Aa}^2}, \quad (5.8)$$

де $x_{Aa}^2, y_{Aa}^2, z_{Aa}^2$ – координати вектора \bar{r}_{Aa}

$$\bar{r}_{Aa} = \begin{bmatrix} x_{Aa} \\ y_{Aa} \\ z_{Aa} \end{bmatrix} = \bar{r}_{a(h)} - \bar{r}_{A(h)},$$

де $\bar{r}_{A(h)}$ – радіус-вектор, що визначає точку A несучої системи у нерухомій системі координат:

$$\bar{r}_{A(h)} = \begin{bmatrix} x_{A(h)} \\ y_{A(h)} \\ z_{A(h)} \end{bmatrix};$$

$\bar{r}_{a(h)}$ – радіус-вектор, що визначає точку a у нерухомій системі координат:

$$\bar{r}_{a(h)} = M \cdot \bar{r}_{a(p)} + \bar{r}_{M(h)}.$$

Таким чином,

$$\bar{r}_{Aa} = M \cdot \bar{r}_{a(p)} + \bar{r}_{M(h)} - \bar{r}_{A(h)}, \quad (5.9)$$

де $\bar{r}_{M(h)}$ – радіус-вектор, що визначає задану точку M інструмента у нерухомій системі координат:

$$\bar{r}_{M(H)} = \begin{bmatrix} x_{M(H)} \\ y_{M(H)} \\ z_{M(H)} \end{bmatrix};$$

M – матриця поворотів:

$$M = \begin{bmatrix} \cos \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H & \cos \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H & \sin \varphi_p^H \\ \cos \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H + \sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H & \cos \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - \sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H & -\sin \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H \\ \sin \theta_p^H \cdot \sin \psi_p^H - \cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H & \sin \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - \cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H & \cos \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H \end{bmatrix},$$

$\bar{r}_{a(p)}$ – радіус-вектор, що визначає точку a несучої системи ВПК у рухомій системі координат:

$$\bar{r}_{a(p)} = \begin{bmatrix} x_{a(p)} \\ y_{a(p)} \\ z_{a(p)} \end{bmatrix}.$$

Підставивши координати векторів у рівняння (5.9) і виконавши перетворення, отримаємо:

$$r_{Aa} = \begin{bmatrix} x_{Aa} \\ y_{Aa} \\ z_{Aa} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{A(H)} - x_{M(H)} - \cos \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H \cdot (x_{a(p)} - x_{M(p)}) + \\ + \cos \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H \cdot (y_{a(p)} - y_{M(p)}) - \sin \varphi_p^H \cdot (z_{a(p)} - z_{M(p)}) \\ y_{A(H)} - y_{M(H)} - (\cos \theta_p^H \cdot \sin \psi_p^H + \sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H) \cdot (x_{a(p)} - x_{M(p)}) - \\ - (\cos \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - \sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H) \cdot (y_{a(p)} - y_{M(p)}) + \sin \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H \cdot (z_{a(p)} - z_{M(p)}) \\ z_{A(H)} - z_{M(H)} - (\sin \theta_p^H \cdot \sin \psi_p^H + \cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H) \cdot (x_{a(p)} - x_{M(p)}) - \\ - (\sin \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - \cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H) \cdot (y_{a(p)} - y_{M(p)}) + \cos \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H \cdot (z_{a(p)} - z_{M(p)}) \end{bmatrix}$$

Таким чином можна записати формули визначення довжини кінематичних ланок.

Так, довжина кінематичної ланки Aa :

$$l_{Aa} = \sqrt{x_{Aa}^2 + y_{Aa}^2 + z_{Aa}^2},$$

$$\text{де } x_{Aa} = x_{A(H)} - x_{M(H)} - \cos \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H \cdot (x_{a(p)} - x_{M(p)}) + \\ + \cos \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H \cdot (y_{a(p)} - y_{M(p)}) - \sin \varphi_p^H \cdot (z_{a(p)} - z_{M(p)});$$

$$y_{Aa} = y_{A(n)} - y_{M(n)} - (\cos \theta_p^H \cdot \sin \psi_p^H + \sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H) \cdot (x_{a(p)} - x_{M(p)}) - \\ - (\cos \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - \sin \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H) \cdot (y_{a(p)} - y_{M(p)}) + \\ + \sin \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H \cdot (z_{a(p)} - z_{M(p)});$$

$$z_{Aa} = z_{A(n)} - z_{M(n)} - (\sin \theta_p^H \cdot \sin \psi_p^H + \cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \cos \psi_p^H) \cdot (x_{a(p)} - x_{M(p)}) - \\ - (\sin \theta_p^H \cdot \cos \psi_p^H - \cos \theta_p^H \cdot \sin \varphi_p^H \cdot \sin \psi_p^H) \cdot (y_{a(p)} - y_{M(p)}) + \\ + \cos \theta_p^H \cdot \cos \varphi_p^H \cdot (z_{a(p)} - z_{M(p)}).$$

Довжини інших кінематичних ланок визначаються аналогічно.

Результати аналізу за наведеними формулами можуть бути використані у процесі дослідження функціональних можливостей гексаподів при здійсненні різних просторових рухів, а відповідно, й під час проектування верстата-гексапода та розробки системи керуючих програм для реалізації необхідних узгоджених рухів кінематичних ланок при переміщеннях виконавчого органа.

5.3. Особливі положення l -координатних механізмів

При визначених умовах функціонування l -координатного механізму (наприклад, верстата-гексапода) розташування кінематичних ланок може створювати особливу конфігурацію, що викликає втрату однієї або декількох ступенів вільності, аналогічно явищу «мертвої точки» для традиційних механізмів, що негативно впливає на працездатність верстата.

Отже, визначення особливих положень у межах робочого простору є досить актуальною задачею.

З метою визначення особливих положень верстата-гексапода розглянемо матрицю Якобі [17, 56], складену з рівнянь зв'язку

$$J = \left| \frac{dF_i}{dx_j} \right|, i = 1, \dots, k; j = 1, \dots, n,$$

де $F_i(x_1, x_2, \dots, x_n)$ – рівняння зв'язку.

Положення виконавчого органа верстата-гексапода, при яких ранг матриці Якобі менше шести, тобто $J=0$, будуть особливими положеннями, при яких відбувається зміна числа ступенів вільності, або їх втрата.

Система рівнянь для гексапода містить 18 рівнянь, які зв'язують координати опорних шарнірів, розташованих на виконавчому органі.

$$\begin{aligned}
(x_{a(n)} - x_{A(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{A(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{A(n)})^2 - l_{aA}^2 &= 0 \\
(x_{b(n)} - x_{B(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{B(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{B(n)})^2 - l_{bB}^2 &= 0 \\
(x_{c(n)} - x_{C(n)})^2 + (y_{c(n)} - y_{C(n)})^2 + (z_{c(n)} - z_{C(n)})^2 - l_{cC}^2 &= 0 \\
(x_{d(n)} - x_{D(n)})^2 + (y_{d(n)} - y_{D(n)})^2 + (z_{d(n)} - z_{D(n)})^2 - l_{dD}^2 &= 0 \\
(x_{e(n)} - x_{E(n)})^2 + (y_{e(n)} - y_{E(n)})^2 + (z_{e(n)} - z_{E(n)})^2 - l_{eE}^2 &= 0 \\
(x_{f(n)} - x_{F(n)})^2 + (y_{f(n)} - y_{F(n)})^2 + (z_{f(n)} - z_{F(n)})^2 - l_{fF}^2 &= 0 \\
(x_{a(n)} - x_{b(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{b(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{b(n)})^2 - d_{ab}^2 &= 0 \\
(x_{a(n)} - x_{c(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{c(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{c(n)})^2 - d_{ac}^2 &= 0 \\
(x_{b(n)} - x_{c(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{c(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{c(n)})^2 - d_{bc}^2 &= 0 \\
(x_{c(n)} - x_{d(n)})^2 + (y_{c(n)} - y_{d(n)})^2 + (z_{c(n)} - z_{d(n)})^2 - d_{cd}^2 &= 0 \\
(x_{a(n)} - x_{d(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{d(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{d(n)})^2 - d_{ad}^2 &= 0 \\
(x_{b(n)} - x_{d(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{d(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{d(n)})^2 - d_{bd}^2 &= 0 \\
(x_{d(n)} - x_{e(n)})^2 + (y_{d(n)} - y_{e(n)})^2 + (z_{d(n)} - z_{e(n)})^2 - d_{de}^2 &= 0 \\
(x_{a(n)} - x_{e(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{e(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{e(n)})^2 - d_{ae}^2 &= 0 \\
(x_{b(n)} - x_{e(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{e(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{e(n)})^2 - d_{be}^2 &= 0 \\
(x_{e(n)} - x_{f(n)})^2 + (y_{e(n)} - y_{f(n)})^2 + (z_{e(n)} - z_{f(n)})^2 - d_{ef}^2 &= 0 \\
(x_{a(n)} - x_{f(n)})^2 + (y_{a(n)} - y_{f(n)})^2 + (z_{a(n)} - z_{f(n)})^2 - d_{af}^2 &= 0 \\
(x_{b(n)} - x_{f(n)})^2 + (y_{b(n)} - y_{f(n)})^2 + (z_{b(n)} - z_{f(n)})^2 - d_{bf}^2 &= 0
\end{aligned}$$

Де $(x_{a(n)}, y_{a(n)}, z_{a(n)}), (x_{b(n)}, y_{b(n)}, z_{b(n)}), \dots, (x_{f(n)}, y_{f(n)}, z_{f(n)})$ – координати опорних шарнірів виконавчого органа в нерухомій системі координат;

$(x_{A(n)}, y_{A(n)}, z_{A(n)}), (x_{B(n)}, y_{B(n)}, z_{B(n)}), \dots, (x_{F(n)}, y_{F(n)}, z_{F(n)})$ – координати опорних шарнірів несучої системи в нерухомій системі координат;

$l_{aA}, l_{bB}, l_{cC}, l_{dD}, l_{eE}, l_{fF}$ – відстані між відповідними опорними шарнірами (довжини кінематичних ланок);

$d_{ab}, d_{ac}, d_{bc}, d_{cd}, d_{ad}, d_{bd}, d_{de}, d_{ae}, d_{be}, d_{ef}, d_{af}, d_{bf}$ – відстані між шарнірами виконавчого органа

$$\begin{aligned}
d_{ab}^2 &= (x_{a(p)} - x_{b(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{b(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{b(p)})^2; \\
d_{ac}^2 &= (x_{a(p)} - x_{c(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{c(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{c(p)})^2; \\
d_{bc}^2 &= (x_{b(p)} - x_{c(p)})^2 + (y_{b(p)} - y_{c(p)})^2 + (z_{b(p)} - z_{c(p)})^2; \\
d_{cd}^2 &= (x_{c(p)} - x_{d(p)})^2 + (y_{c(p)} - y_{d(p)})^2 + (z_{c(p)} - z_{d(p)})^2; \\
d_{ad}^2 &= (x_{a(p)} - x_{d(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{d(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{d(p)})^2; \\
d_{bd}^2 &= (x_{b(p)} - x_{d(p)})^2 + (y_{b(p)} - y_{d(p)})^2 + (z_{b(p)} - z_{d(p)})^2; \\
d_{de}^2 &= (x_{d(p)} - x_{e(p)})^2 + (y_{d(p)} - y_{e(p)})^2 + (z_{d(p)} - z_{e(p)})^2; \\
d_{ae}^2 &= (x_{a(p)} - x_{e(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{e(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{e(p)})^2; \\
d_{be}^2 &= (x_{b(p)} - x_{e(p)})^2 + (y_{b(p)} - y_{e(p)})^2 + (z_{b(p)} - z_{e(p)})^2; \\
d_{ef}^2 &= (x_{e(p)} - x_{f(p)})^2 + (y_{e(p)} - y_{f(p)})^2 + (z_{e(p)} - z_{f(p)})^2; \\
d_{af}^2 &= (x_{a(p)} - x_{f(p)})^2 + (y_{a(p)} - y_{f(p)})^2 + (z_{a(p)} - z_{f(p)})^2; \\
d_{bf}^2 &= (x_{b(p)} - x_{f(p)})^2 + (y_{b(p)} - y_{f(p)})^2 + (z_{b(p)} - z_{f(p)})^2;
\end{aligned}$$

де $(x_{a(p)}, y_{a(p)}, z_{a(p)})$, $(x_{b(p)}, y_{b(p)}, z_{b(p)})$, ..., $(x_{f(p)}, y_{f(p)}, z_{f(p)})$ – координати опорних шарнірів виконавчого органа в рухомій системі координат;

Складемо матрицю Якобі, диференціюючи наведені рівняння зв'язку послідовно за змінними $x_{a(n)}, y_{a(n)}, z_{a(n)}, x_{b(n)}, y_{b(n)}, z_{b(n)}, \dots, x_{f(n)}, y_{f(n)}, z_{f(n)}$

$$J = \begin{vmatrix}
k_1 & k_2 & k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & k_4 & k_5 & k_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_7 & k_8 & k_9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{10} & k_{11} & k_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{13} & k_{14} & k_{15} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{16} & k_{17} & k_{18} \\
k_{19} & k_{20} & k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
k_{25} & k_{26} & k_{27} & 0 & 0 & 0 & k_{28} & k_{29} & k_{30} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{37} & k_{38} & k_{39} & k_{40} & k_{41} & k_{42} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
k_{43} & k_{44} & k_{45} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{46} & k_{47} & k_{48} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & k_{49} & k_{50} & k_{51} & 0 & 0 & 0 & k_{52} & k_{53} & k_{54} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{55} & k_{56} & k_{57} & k_{58} & k_{59} & k_{60} & 0 & 0 & 0 \\
k_{61} & k_{62} & k_{63} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{64} & k_{65} & k_{66} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & k_{67} & k_{68} & k_{69} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{70} & k_{71} & k_{72} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{73} & k_{74} & k_{75} & k_{76} & k_{77} & k_{78} \\
k_{79} & k_{80} & k_{81} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{82} & k_{83} & k_{84} \\
0 & 0 & 0 & k_{85} & k_{86} & k_{87} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{88} & k_{89} & k_{90}
\end{vmatrix}$$

В цій матриці

$$\begin{aligned}
 k_1 &= 2(x_{a(n)} - x_{A(n)}); & k_2 &= 2(y_{a(n)} - y_{A(n)}); & k_3 &= 2(z_{a(n)} - z_{A(n)}); \\
 k_4 &= 2(x_{b(n)} - x_{B(n)}); & k_5 &= 2(y_{b(n)} - y_{B(n)}); & k_6 &= 2(z_{b(n)} - z_{B(n)}); \\
 k_7 &= 2(x_{c(n)} - x_{C(n)}); & k_8 &= 2(y_{c(n)} - y_{C(n)}); & k_9 &= 2(z_{c(n)} - z_{C(n)}); \\
 k_{10} &= 2(x_{d(n)} - x_{D(n)}); & k_{11} &= 2(y_{d(n)} - y_{D(n)}); & k_{12} &= 2(z_{d(n)} - z_{D(n)}); \\
 k_{13} &= 2(x_{e(n)} - x_{E(n)}); & k_{14} &= 2(y_{e(n)} - y_{E(n)}); & k_{15} &= 2(z_{e(n)} - z_{E(n)}); \\
 k_{16} &= 2(x_{f(n)} - x_{F(n)}); & k_{17} &= 2(y_{f(n)} - y_{F(n)}); & k_{18} &= 2(z_{f(n)} - z_{F(n)}); \\
 k_{19} &= 2(x_{a(n)} - x_{b(n)}); & k_{20} &= 2(y_{a(n)} - y_{b(n)}); & k_{21} &= 2(z_{a(n)} - z_{b(n)}); \\
 k_{22} &= 2(x_{b(n)} - x_{a(n)}); & k_{23} &= 2(y_{b(n)} - y_{a(n)}); & k_{24} &= 2(z_{b(n)} - z_{a(n)}); \\
 k_{25} &= 2(x_{a(n)} - x_{c(n)}); & k_{26} &= 2(y_{a(n)} - y_{c(n)}); & k_{27} &= 2(z_{a(n)} - z_{c(n)}); \\
 k_{28} &= 2(x_{c(n)} - x_{a(n)}); & k_{29} &= 2(y_{c(n)} - y_{a(n)}); & k_{30} &= 2(z_{c(n)} - z_{a(n)}); \\
 k_{31} &= 2(x_{b(n)} - x_{c(n)}); & k_{32} &= 2(y_{b(n)} - y_{c(n)}); & k_{33} &= 2(z_{b(n)} - z_{c(n)}); \\
 k_{34} &= 2(x_{c(n)} - x_{b(n)}); & k_{35} &= 2(y_{c(n)} - y_{b(n)}); & k_{36} &= 2(z_{c(n)} - z_{b(n)}); \\
 k_{37} &= 2(x_{c(n)} - x_{d(n)}); & k_{38} &= 2(y_{c(n)} - y_{d(n)}); & k_{39} &= 2(z_{c(n)} - z_{d(n)}); \\
 k_{40} &= 2(x_{d(n)} - x_{c(n)}); & k_{41} &= 2(y_{d(n)} - y_{c(n)}); & k_{42} &= 2(z_{d(n)} - z_{c(n)}); \\
 k_{43} &= 2(x_{a(n)} - x_{d(n)}); & k_{44} &= 2(y_{a(n)} - y_{d(n)}); & k_{45} &= 2(z_{a(n)} - z_{d(n)}); \\
 k_{46} &= 2(x_{d(n)} - x_{a(n)}); & k_{47} &= 2(y_{d(n)} - y_{a(n)}); & k_{48} &= 2(z_{d(n)} - z_{a(n)}); \\
 k_{49} &= 2(x_{b(n)} - x_{d(n)}); & k_{50} &= 2(y_{b(n)} - y_{d(n)}); & k_{51} &= 2(z_{b(n)} - z_{d(n)}); \\
 k_{52} &= 2(x_{d(n)} - x_{b(n)}); & k_{53} &= 2(y_{d(n)} - y_{b(n)}); & k_{54} &= 2(z_{d(n)} - z_{b(n)}); \\
 k_{55} &= 2(x_{d(n)} - x_{e(n)}); & k_{56} &= 2(y_{d(n)} - y_{e(n)}); & k_{57} &= 2(z_{d(n)} - z_{e(n)}); \\
 k_{58} &= 2(x_{e(n)} - x_{d(n)}); & k_{59} &= 2(y_{e(n)} - y_{d(n)}); & k_{60} &= 2(z_{e(n)} - z_{d(n)}); \\
 k_{61} &= 2(x_{a(n)} - x_{e(n)}); & k_{62} &= 2(y_{a(n)} - y_{e(n)}); & k_{63} &= 2(z_{a(n)} - z_{e(n)}); \\
 k_{64} &= 2(x_{e(n)} - x_{a(n)}); & k_{65} &= 2(y_{e(n)} - y_{a(n)}); & k_{66} &= 2(z_{e(n)} - z_{a(n)}); \\
 k_{67} &= 2(x_{b(n)} - x_{e(n)}); & k_{68} &= 2(y_{b(n)} - y_{e(n)}); & k_{69} &= 2(z_{b(n)} - z_{e(n)}); \\
 k_{70} &= 2(x_{e(n)} - x_{b(n)}); & k_{71} &= 2(y_{e(n)} - y_{b(n)}); & k_{72} &= 2(z_{e(n)} - z_{b(n)}); \\
 k_{73} &= 2(x_{e(n)} - x_{f(n)}); & k_{74} &= 2(y_{e(n)} - y_{f(n)}); & k_{75} &= 2(z_{e(n)} - z_{f(n)}); \\
 k_{76} &= 2(x_{f(n)} - x_{e(n)}); & k_{77} &= 2(y_{f(n)} - y_{e(n)}); & k_{78} &= 2(z_{f(n)} - z_{e(n)}); \\
 k_{79} &= 2(x_{a(n)} - x_{f(n)}); & k_{80} &= 2(y_{a(n)} - y_{f(n)}); & k_{81} &= 2(z_{a(n)} - z_{f(n)}); \\
 k_{82} &= 2(x_{f(n)} - x_{a(n)}); & k_{83} &= 2(y_{f(n)} - y_{a(n)}); & k_{84} &= 2(z_{f(n)} - z_{a(n)}); \\
 k_{85} &= 2(x_{b(n)} - x_{f(n)}); & k_{86} &= 2(y_{b(n)} - y_{f(n)}); & k_{87} &= 2(z_{b(n)} - z_{f(n)}); \\
 k_{88} &= 2(x_{f(n)} - x_{b(n)}); & k_{89} &= 2(y_{f(n)} - y_{b(n)}); & k_{90} &= 2(z_{f(n)} - z_{b(n)});
 \end{aligned}$$

Розклавши яacobian по трьом останнім стовбцям за теоремою Лапласа, отримаємо

$$J = M_1 D_1 + M_2 D_2 + M_3 D_3$$

де M_1, M_2, M_3 – мінори

$$M_1 = \begin{vmatrix} k_{76} & k_{77} & k_{78} \\ k_{82} & k_{83} & k_{84} \\ k_{88} & k_{89} & k_{90} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{f(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{e(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{a(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{a(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{a(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{b(n)}) \end{vmatrix}$$

$$M_2 = \begin{vmatrix} k_{16} & k_{17} & k_{18} \\ k_{76} & k_{77} & k_{78} \\ k_{82} & k_{83} & k_{84} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{f(n)} - x_{F(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{F(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{F(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{e(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{a(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{a(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{a(n)}) \end{vmatrix}$$

$$M_3 = \begin{vmatrix} k_{16} & k_{17} & k_{18} \\ k_{76} & k_{77} & k_{78} \\ k_{88} & k_{89} & k_{90} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{f(n)} - x_{F(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{F(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{F(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{e(n)}) \\ 2(x_{f(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{f(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{f(n)} - z_{b(n)}) \end{vmatrix}$$

D_1, D_2, D_3 – алгебраїчні доповнення відповідних мінорів.

Яacobian дорівнює нулю при рівності нулю мінорів M_1, M_2, M_3 , що означає, що опорні шарніри F, a, b, e, f знаходяться в одній площині.

Розкладаючи яacobian по стовбцям 13, 14, 15, одержимо

$$J = M_1 D_1 + M_2 D_2 + M_3 D_3 + M_4 D_4 + M_5 D_5 + M_6 D_6$$

де $M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$ – мінори

$$M_1 = \begin{vmatrix} k_{46} & k_{47} & k_{48} \\ k_{52} & k_{53} & k_{54} \\ k_{55} & k_{56} & k_{57} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{d(n)} - x_{a(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{a(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{a(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{b(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{e(n)}) \end{vmatrix}$$

$$M_2 = \begin{vmatrix} k_{40} & k_{41} & k_{42} \\ k_{52} & k_{53} & k_{54} \\ k_{55} & k_{56} & k_{57} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{d(n)} - x_{c(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{c(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{c(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{b(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{e(n)}) \end{vmatrix}$$

$$M_3 = \begin{vmatrix} k_{10} & k_{11} & k_{12} \\ k_{52} & k_{53} & k_{54} \\ k_{55} & k_{56} & k_{57} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{d(n)} - x_{D(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{D(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{D(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{b(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{e(n)}) \end{vmatrix}$$

$$M_4 = \begin{vmatrix} k_{40} & k_{41} & k_{42} \\ k_{46} & k_{47} & k_{48} \\ k_{52} & k_{53} & k_{54} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{d(n)} - x_{c(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{c(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{c(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{a(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{a(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{a(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{b(n)}) \end{vmatrix}$$

$$M_5 = \begin{vmatrix} k_{10} & k_{11} & k_{12} \\ k_{46} & k_{47} & k_{48} \\ k_{52} & k_{53} & k_{54} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{d(n)} - x_{D(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{D(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{D(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{a(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{a(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{a(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{b(n)}) \end{vmatrix}$$

$$M_6 = \begin{vmatrix} k_{10} & k_{11} & k_{12} \\ k_{40} & k_{41} & k_{42} \\ k_{46} & k_{47} & k_{48} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{d(n)} - x_{D(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{D(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{D(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{c(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{c(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{c(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{a(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{a(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{a(n)}) \end{vmatrix}$$

Якобіан буде дорівнювати нулю при рівності нулю наведених мінорів, що відповідає знаходженню в одній площині точок D, a, b, c, e, d .

Відповідні мінори, являючи собою квадратні матриці, мають визначені умови при яких їх детермінант обертається на нуль. А саме:

- 1) Визначник (детермінант) матриці з двома рівними рядками дорівнює нулю;
- 2) Визначник (детермінант) матриці з двома пропорційними рядками (стовпцями) дорівнює нулю;
- 3) Визначник (детермінант) матриці, що містить нульовий рядок, дорівнює нулю;
- 4) Визначник матриці рівний нулю, якщо два (або декілька) рядка (стовпця) матриці лінійно залежні.

Отримана матриця Якобі очевидно не містить однакових рядків, оскільки при будь-яких значеннях коефіцієнтів k_{ij} , де $i, j = 0, \dots, 9$ рядки визначника міститимуть ненульові елементи розташовані у різних положеннях. Виключенням буде лише ті значення $k_{ij} = 0$, де $i, j = 0, \dots, 9$ одночасно у двох рядках чи стовпцях. Таке положення відповідатиме і умові 3 щодо нульового рядка матриці. Таким чином визначник обертається на нуль при співпадінні

значень координат точки на площині, що відповідатиме особливому положенню кінематичної ланки.

Умова 2 щодо пропорційності рядків(стовпців) матриці також вказує на фактичний збіг координат положення пристрою на робочій площині.

Дослідимо умову 4. Розглянемо лінійну комбінацію рядків матриць мінорів $M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$. В загальному вигляді вони мають розмірність 3×3 (рядків/стовпців). Складемо лінійну комбінацію рядків мінору:

$$\alpha_1 s_1 + \alpha_2 s_2 + \alpha_3 s_3$$

Де s_1, s_2, s_3 – рядки мінору, $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – деякі коефіцієнти.

Лінійна комбінація рядків буде нетривіальною, якщо хоча б один з коефіцієнтів не рівний нулю. Відповідно система рядків є лінійно незалежною за умови якщо не існує їх нетривіальної лінійної комбінації рівної нульовому рядку. Тобто:

$$\alpha_1 \{k_{ij} \ k_{ij} \ k_{ij}\} + \alpha_2 \{k_{ij} \ k_{ij} \ k_{ij}\} + \alpha_3 \{k_{ij} \ k_{ij} \ k_{ij}\} \neq \{0 \ 0 \ 0\}$$

Складене рівняння еквівалентне наступній системі рівнянь (на прикладі мінора M_1):

$$M_1 = \begin{vmatrix} k_{46} & k_{47} & k_{48} \\ k_{52} & k_{53} & k_{54} \\ k_{55} & k_{56} & k_{57} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 2(x_{d(n)} - x_{a(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{a(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{a(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{b(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{b(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{b(n)}) \\ 2(x_{d(n)} - x_{e(n)}) & 2(y_{d(n)} - y_{e(n)}) & 2(z_{d(n)} - z_{e(n)}) \end{vmatrix}$$

$$\begin{cases} \alpha_1 k_{46} + \alpha_2 k_{47} + \alpha_3 k_{48} = 0 \\ \alpha_1 k_{52} + \alpha_2 k_{53} + \alpha_3 k_{54} = 0 \\ \alpha_1 k_{55} + \alpha_2 k_{56} + \alpha_3 k_{57} = 0 \end{cases}$$

Або

$$\begin{cases} \alpha_1 2(x_{d(n)} - x_{a(n)}) + \alpha_2 (y_{d(n)} - y_{a(n)}) + \alpha_3 (z_{d(n)} - z_{a(n)}) = 0 \\ \alpha_1 2(x_{d(n)} - x_{b(n)}) + \alpha_2 (y_{d(n)} - y_{b(n)}) + \alpha_3 (z_{d(n)} - z_{b(n)}) = 0 \\ \alpha_1 2(x_{d(n)} - x_{e(n)}) + \alpha_2 (y_{d(n)} - y_{e(n)}) + \alpha_3 (z_{d(n)} - z_{e(n)}) = 0 \end{cases}$$

Маємо систему з трьох лінійних рівнянь з трьома невідомими. Відомо, що вказана система має один єдиний розв'язок лише в тому випадку коли коефіцієнти при невідомих непропорційні. У інших випадках система має або безліч розв'язів або не має їх зовсім. Отож, якщо коефіцієнти при невідомих пропорційні то у нашому випадку це означає, що різниця координат відповідних

точок має однакове пропорційне співвідношення, що відповідає особливому положенню верстата.

Аналогічним чином розкладаючи якобіан по іншим стовбцям можна зробити висновок, що верстат-гексапод буде знаходитись в особливому положенні, коли хоча б одна з кінематичних ланок і рухома платформа знаходяться в одній площині.

Теоретичні дослідження свідчать, що при вибраній компоновочній схемі, а також величині та співвідношення конструктивних параметрів, верстат-гексапод не має особливих положень при будь-якому положенні виконавчого органа у межах робочого простору.

ГЛАВА 6

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

6.1. Технологічне обладнання з кінематичними ланками змінної довжини

В основу побудови технологічного обладнання з паралельною кінематикою та кінематичними ланками (штангами) змінної довжини покладено механізм поступального переміщення. Він складається з прецизійної кульково-гвинтової передачі, електродвигуна, вмонтованих датчиків швидкості і положення та електромагнітних пристроїв гальмування.

Технологічне обладнання з штангами змінної довжини може бути з трьома штангами (*триподи*), п'ятьма штангами (*пентаподи*) та з шістьма штангами (*гексаподи*).

Наприклад, технологічне обладнання з паралельною кінематикою типу гексапод містить чотири основні підсистеми:

1. Нижня платформа або жорстка корпусна конструкція (несуча система) з вбудованим робочим столом для установки заготовок;

2. Шість штанг, що регулюються в осьовому напрямку та мають індивідуальний привод. Штанги одним кінцем з'єднані з корпусом або нижньою платформою (несучою системою), а іншим – з рухомою інструментальною головкою або інструментальним блоком;

3. Інструментальна головка або шпindelний блок з індивідуальним двигуном головного руху.

4. ЕОМ для одночасного управління усіма координатами. Крім того, необхідні системи управління частотою обертання шпінделя, подачею змащувально-охолоджувальної рідини та іншими допоміжними функціями.

У 80-х рр. ученими Новосибірського електротехнічного інституту було створено дослідний верстат з ЧПУ, побудований по схемі гексапода [6, 54].

У склад верстата (рис. 6.1) входять: шпindelний вузол 1, шість штанг, рухома платформа 2, несуча система 8 та робочий стіл. Штанги складаються з корпуса 6 та висувного елемента 5, з'єднаних шарнірами 9 та 3 відповідно з несучою системою 8 та рухомою платформою 2. Несуча система 8 та тумба 7 робочого столу, на якому закріплюють деталь 4, виконані з армованого бетону. Штанги одночасно є механізмами подачі та несучими елементами для виконавчого органу.

Переміщення шпindelного вузла здійснюється шляхом зміни довжин штанг за допомогою системи ЧПУ «УНІКОН-20». Задана траєкторія шпінделя програмується у системі координат деталі, а його положення у будь-якій точці траєкторії може бути задано трьома лінійними координатами кінця інструмента

та двома кутовими координатами, які визначають кут нахилу осі інструмента. Таким чином, верстат може виконувати п'ятикоординатну обробку деталей складної конфігурації.

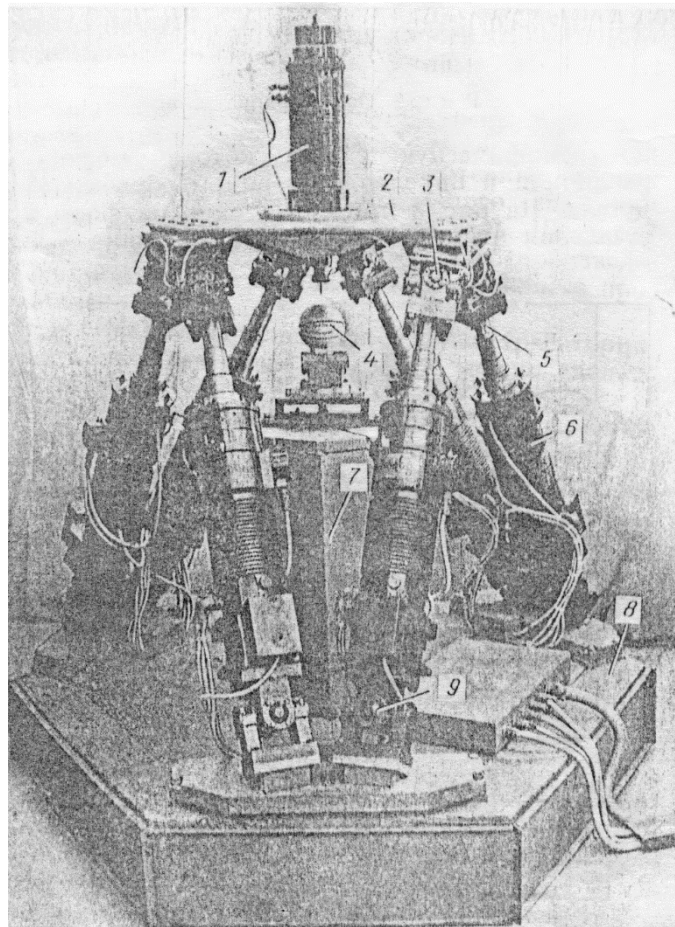


Рис. 6.1. Верстат-гексапод Новосибірського електротехнічного інституту

Технічні характеристики верстата

Найбільша маса виробу, що оброблюється, кг	500
Найбільший розмір оброблюваної деталі, що має форму, мм:	
куба	250 × 250 × 250
призми	120 × 450 × 450
циліндра	∅ 600 × 120
Конус для кріплення інструмента в шпінделі по ГОСТ 15945-82	40
Хід гвинта штанги, мм	400
Максимальне переміщення шпінделя, мм:	
по осям X та Y	760
по осям Z	460
Максимальне зусилля подачі при лінійних переміщеннях, кН:	

по осям X та Y	25
по осям Z.	40
Діапазон зміни робочої подачі:	
лінійної по осям X та Y, мм/хв.	1.6-16000
те ж по осі Z, мм/хв	1.1-11000
кутової, градус/с	0.002-30
Кількість координат, що управляються одночасно.	6
Точність лінійного позиціонування, мкм	30
Точність кутового позиціонування, кут. с	20
Розміри верстата, мм	2000 × 2200 × 2300

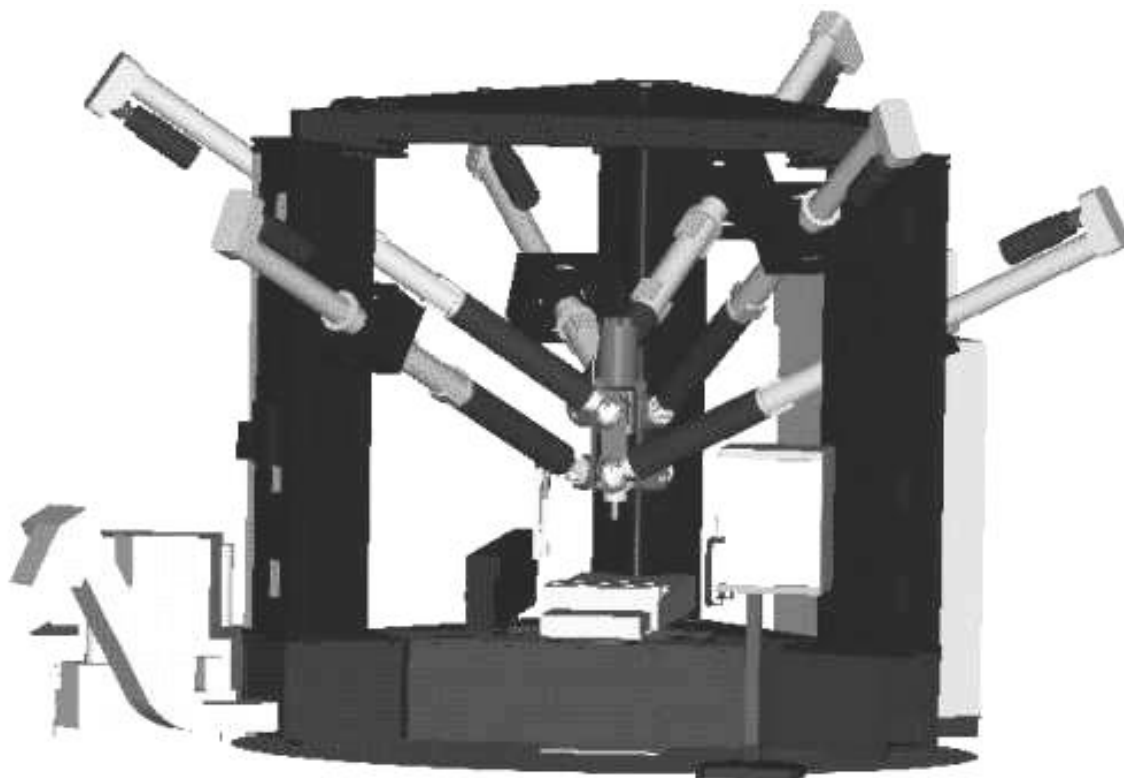
В останні роки на міжнародних верстатобудівних виставках демонструється все більша кількість технологічного обладнання з паралельною кінематикою типу гексапод різних фірм. При єдиній концепції побудови технологічне обладнання різних фірм відрізняється компоновкою, конструктивним виконанням та розташуванням кінематичних ланок у просторі, а також наявністю додаткових пристроїв.

Фрезерний верстат-гексапод моделі 6X фірми MIKROMAT (Німеччина) (рис. 6.2), розроблений спільно з розміщеним у м. Кемніц Фраунгоферовським інститутом верстатів та ковальсько-пресового обладнання, є першим німецьким представником технологічного обладнання з паралельною кінематикою [11].



Рис. 6.2. Верстат-гексапод моделі 6X фірми MIKROMAT (Німеччина)

Верстат-гексапод моделі 6X має шість штанг змінної довжини (рис. 6.3) з вмонтованими у них лінійними вимірювальними системами. Регулювання довжини штанг виконується безззорними кульково-гвинтовими парами від цифрових приводів фірми INDRAMAT. Заготовки зі сталі, чавуну, алюмінієвих та мідних сплавів базуються на робочому столі розміром 630 × 630 мм вантажопід'ємністю 1000 кг.



а



б

Рис. 6.3. Компонівка верстата-гексапода мод. 6X (а) і його робоча зона (б)

Розміри робочої зони (рис. 6.3, б) по осям X, Y, Z складають 630 × 630 × 630 мм. Мотор-шпиндель потужністю 16 кВт має можливість нахилу у середині робочої зони у будь-якому напрямку на кут до 30°, а по її межах – на кут до 15°. Він виготовляється з водяним охолодженням та за 1.5 с досягає максимальної частоти обертання 30 000 хв⁻¹. До частоти обертання 9000 хв⁻¹ крутний момент складає не менше як 17 Н·м.

На верстаті встановлено пристрій ЧПУ мод. ANDRONIC 400 фірми ANDRON (Німеччина) з часом зміни кадрів 0.5 мс. Шестипозиційний інструментальний магазин дозволяє здійснювати напівчистову та чистову обробку складних фасонних інструментів, пресформ, штампів та гравюр. Діаметр фрез, які розміщуються у магазині, досягає 70 мм при довжині 200 мм та масі 5 кг. Зміна інструментів виконується за 6 с. Габаритні розміри верстата (довжина × ширина × висота) становлять 5.4 × 6.2 × 4.0 м, а маса його не перевищує 11 т. Сумарна потужність усіх двигунів досягає 100 кВт·А. Основні технічні характеристики верстата наведені у табл. 6.1.

Таблиця 6.1

Технічні характеристики верстата мод. 6X фірми MIKROMAT

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість керованих координат		5
Частота обертання шпинделя	хв ⁻¹	30000
Точність позиціонування	мм	0.005
Максимальний кут повороту виконавчого органу	градус	15-30
Розміри робочого простору	мм	630 × 630 × 630
Потужність приводу	кВт	16
Габаритні розміри верстата	мм	5400 × 6200 × 4000

П'ятикоординатний верстат-гексапод мод. HEXVANTAGE фірми PATHFINDERS INCORPORATED (США) (рис. 6.4) призначений для обробки деталей з металу, пластмаси та інших матеріалів.

На верстаті мод. HEXVANTAGE [11] можна оброблювати заготовки діаметром до 160 мм та висотою до 180 мм з точністю ±0,0125 мм. Максимальний кут нахилу шпинделя від вертикальної осі складає 15°. Максимальна подача виконавчого органу – 75 м/хв. Частота обертання шпинделя до 25000 хв⁻¹. Управління верстатом здійснюється від персонального комп'ютера. Робоча зона верстата наведена на рис. 6.4, а.

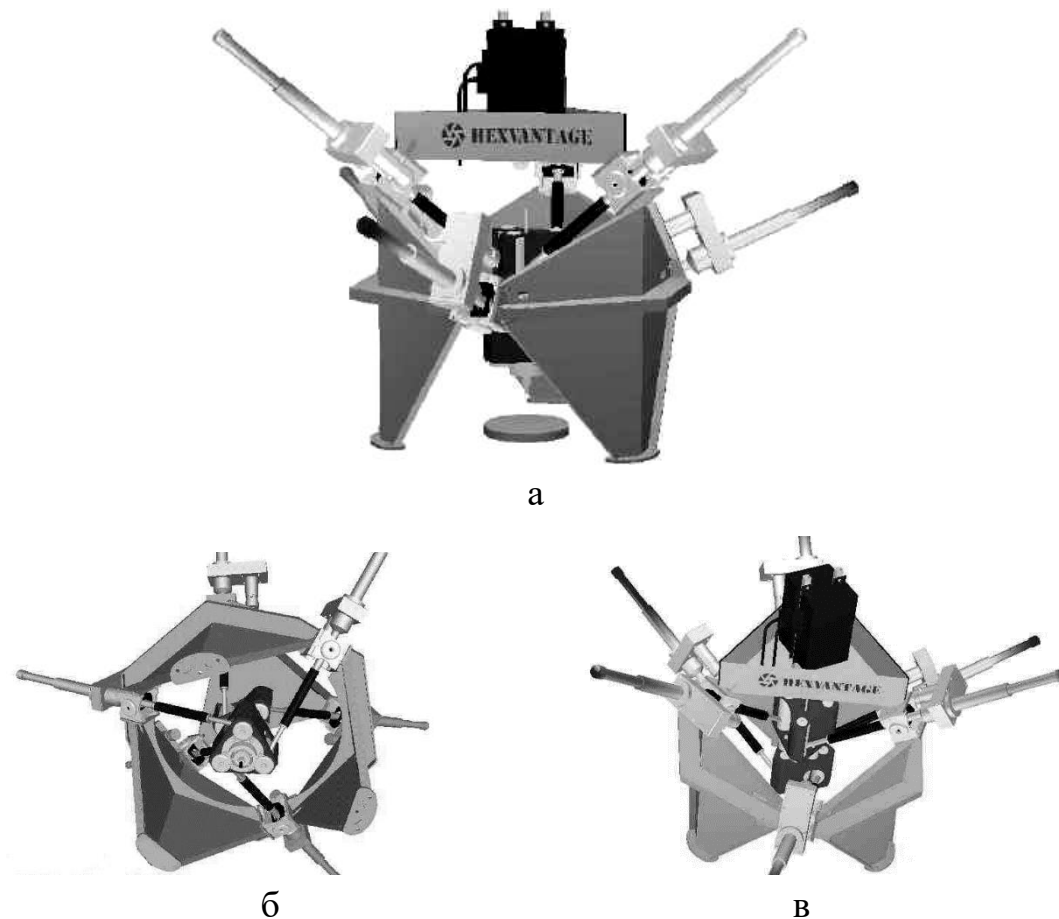


Рис. 6.4. П'ятикоординатний верстат-гексапод мод. HEXVANTAGE фірми PATHFINDERS INCORPORATED (США) (а) і його робоча зона: б – вид знизу; в – вид зверху

Верстат мод. VARIAX (рис. 6.5) фірми GIDDINGS & LEWIS (США) мають об'ємну раму та побудований за триангуляційним принципом, а його структура має вид октаедра, що забезпечує високу міцність штанг та жорсткість верстату у цілому [11].

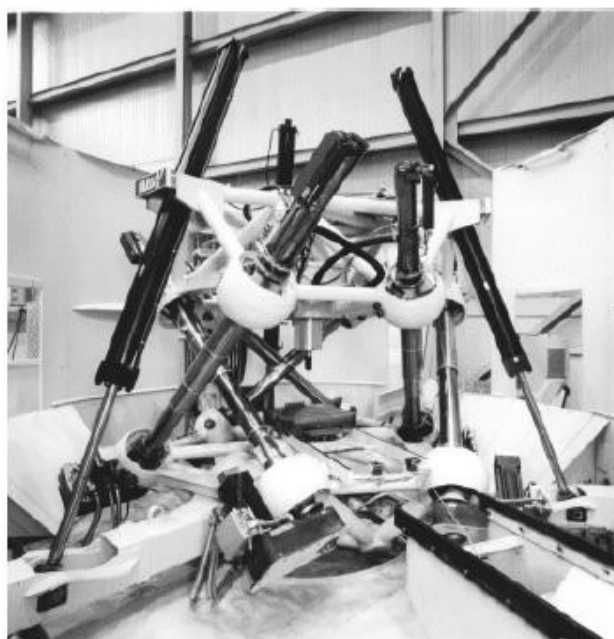


Рис. 6.5. Верстат мод. VARIAX фірми GIDDINGS&LEWIS (США)

Верхня (шпиндельна) 1 (рис. 6.6) та нижня (з вбудованим робочим столом) 2 платформи з'єднані між собою декількома стійками 3. На перетині цих стійок встановлені карданні передачі 4, які зв'язують три пари телескопічних штанг 5 з верхньою платформою. Верстат змонтований на спеціальних віброізолюючих подушках 6, розташованих на кінцях трьох штанг, виступаючих з нижньої платформи. Верхня платформа може переміщуватися у вертикальному чи горизонтальному напрямку, а також нахилитися на кут до 25° , що дозволяє позиціонувати шпиндель відносно шести осей координат.

На нижній платформі верстата розташовані три газових демпфера 7, з'єднаних з верхньою платформою, які виконують роль противаг. У кожному з шести штанг вбудований індивідуальний привід 8 потужністю 6 кВт.

На верстаті можуть бути встановлені пристрої зміни заготовок, розміщені на пристроях-супутниках розміром 630×630 мм (час зміни не більше як 10 с) та інструментів (час зміни – 6 с), а також 50-позиційний інструментальний магазин з поворотним маніпулятором.

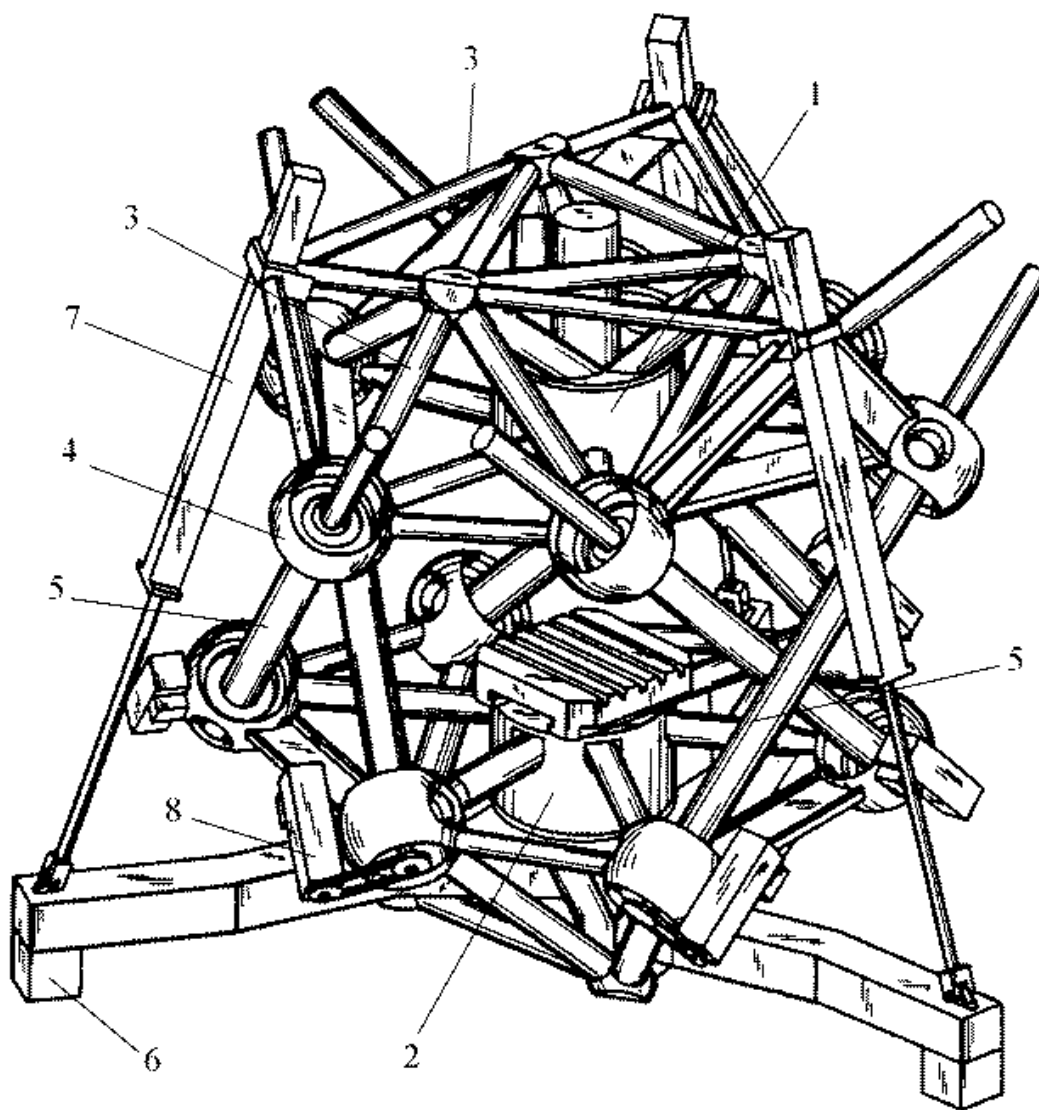


Рис. 6.6. Схема верстату мод. VARIAX

Основною особливістю цього верстату є система обробки даних, яка дозволяє компенсувати зміну деяких його характеристик, що виникають у процесі експлуатації. Наприклад, теплові деформації впливають на довжину штанг. Тому у кожному штангу вбудований лазерний інтерферометр, який постійно контролює її довжину та передає отриману інформацію на ЕОМ системи управління. Після обробки інформації видається команда на збільшення чи зменшення кожної штанги, внаслідок чого шпиндель переміщується по заданій траєкторії. ЕОМ враховує також кінематичні та теплові похибки розмірів деталей верстата, які виникають внаслідок теплових деформацій або їх спрацювання, та вносить у довжини штанг відповідну корекцію.

За інформацією фірми-виробника, точність кожної координатної осі складає 10 мкм, що наближає верстат за цим параметром до координатних вимірювальних машин. Жорсткість верстат складає 175 Н/мкм. Швидкість установчих переміщень – 66 м/хв, а робочих – до 15 м/хв; зусилля подачі досягає 31.5 кН.

Основні технічні характеристики верстата мод. VARIAX наведені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2

*Технічні характеристики верстата мод. VARIAX фірми
GIDDINGS & LEWIS (США)*

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість керованих координат		5
Частота обертання шпинделя	хв ⁻¹	100-15000
Швидкість робочих переміщень виконавчого органу	м/хв	15
Швидкість прискорених переміщень виконавчого органу	м/хв	66
Точність позиціонування	мм	0,010
Максимальний кут повороту виконавчого органу	градус	25
Розміри робочого простору	мм	630 × 630 × 630
Потужність приводу	кВт	22,0
Габаритні розміри верстата	мм	6700 × 6550 × 4300

На відміну від верстату мод. VARIAX у верстата мод. G500 (рис. 6.7) фірми GEODETIC (Великобританія) шпиндель встановлений на платформі значно менших розмірів та шарнірно зв'язаний з кінцями шести штанг, корпуси яких виготовлені з вуглепластика.

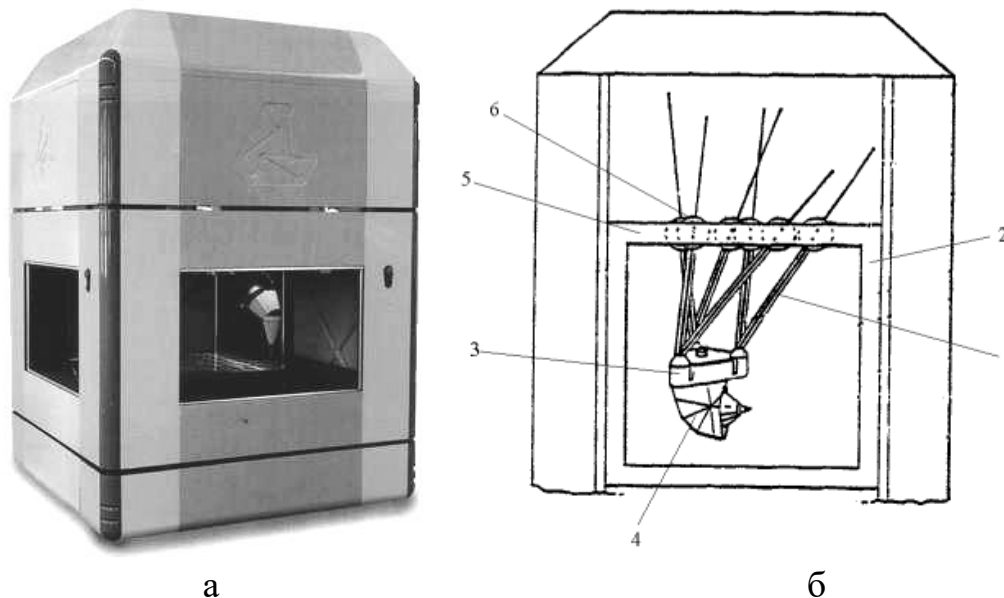


Рис. 6.7. Верстат-гексапод мод. G500 фірми GEODETIC (Великобританія):
а – загальний вигляд; б – схема

Штанги 1 (рис. 6.7, б) з'єднані з несучою системою 2 верстату, яка виконана у вигляді рами, а їх кінці виступають за її верхню частину [11]. При функціонуванні верстата штанги входять у робочу зону або виходять з неї, що забезпечує відповідні переміщення шпиндельної платформи 3. Додаткові шарнірні з'єднання 4 забезпечують нахил шпинделя на кут до 90° . Крім того, шпиндельна платформа також може нахилитися. На рамі, яка може бути встановлена на опорах різних типів, розташовані усі двигуни та механізми для переміщення штанг та шпиндельної платформи. На такому верстаті реалізується 8-координатна обробка деталей.

На верхній платформі 5 розташовані шість приводів 6, за допомогою яких забезпечується переміщення штанг. Кожний привод штанг має спеціальні сферичні втулки, вентильний електродвигун постійного струму, пристрій кодування сигналів управління.

Для з'єднання окремих елементів верстату призначені спеціальні затискувачі. Позиціонування одного елемента верстату відносно іншого забезпечується вводом трьох циліндрів, установлених на одному елементі, у три пари напівсферичних гнізд, розташованих на іншому елементі. Завдяки такій системі монтаж та демонтаж вузлів верстату може здійснюватися з точністю, яка досягає долей мікрометра. Це дозволяє вільно знімати відповідні модулі верстату для обслуговування або ремонту, а потім встановлювати їх практично без налагодження.

На шпиндельній платформі змонтовано декілька змінних шпинделів. Привод такого шпинделя здійснюється від вентильного електродвигуна постійного струму потужністю 4 кВт. Шпиндель має безступінчасте регулювання частоти обертання до 60000 хв^{-1} . Шпиндель установлений у

керамічних підшипниках кочення та має примусове повітряне охолодження, яке також забезпечує видалення стружки та змащувально-охолоджувальної рідини з робочої зони.

Для синхронізації частоти обертання шпинделів передбачені два зубчастих редуктора, для взаємного навантаження яких служить спеціальний пристрій. Система управління верстатом складається з блоку управління переміщеннями виконавчих органів фірми DELTA TAU (Великобританія). Для забезпечення одночасного переміщення виконавчого органу відносно усіх осей координат з точністю 25 мкм та прискоренням до 3g використовуються спеціальні алгоритми.

Основні технічні характеристики верстата мод. G500 наведені в табл. 6.3.

Таблиця 6.3

*Технічні характеристики верстата мод. G500 фірми GEODETIC
(Великобританія)*

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість керованих координат		8
Частота обертання шпинделя	хв ⁻¹	60000
Точність позиціонування	мм	0.025
Максимальний кут повороту виконавчого органу	градус	90
Розміри робочого простору	мм	500 × 500 × 500
Потужність приводу	кВт	4
Габаритні розміри верстата	мм	2200 × 1800 × 2000

Верстат-гексапод мод. TORNADO 2000 [11] фірми HEXEL (США) (рис. 6.8), призначений для п'ятикоординатного фрезерування деталей, має вертикальну компоновку, шість штанг змінної довжини, розташованих попарно паралельно (рис.6.8, б). Конструкція штанг подібна до верстату фірми GEODETIC, що дозволяє збільшити діапазон переміщень робочого органу у порівнянні з іншими верстатами подібних розмірів. Управління верстатом здійснюється від персонального комп'ютера. Точність позиціонування 0,025 мм. Розміри робочого простору 600 × 600 × 600 мм.



а



б

*Рис. 6.8. Верстат-гексапод мод. TORNADO 2000 фірми HEXEL (США):
а – загальний вигляд; б – робоча зона*

Аналогічна конструкція штанг використовується у верстаті COSMO CENTER PM-600 (рис. 6.9) фірми OKUMA (Японія), призначеного для обробки складних об'ємних поверхонь штампів [11].



Рис. 6.9. Загальний вигляд верстата-гексапода мод. COSMO CENTER PM-600 фірми OKUMA (Японія)

Основним компонентом верстата-гексапода мод. COSMO CENTER PM-600 є шестикоординатний механізм паралельної структури (рис. 6.10), штанги 2 якого виконані у вигляді кульково-гвинтових пар та інтегровані у порожнистий привід, корпус якого з'єднаний з базовою конструкцією верстата 1 через опорні шарніри 4. Така конструкція кінематичних ланок не обмежує максимальну довжину штанг, що дозволяє значно збільшити розміри робочого простору та забезпечити максимальну швидкість переміщення штанг до 120 м/хв з прискоренням до 15 м/с². Частота обертання шпинделя з потужністю привода 7 кВт досягає 30000 хв⁻¹. Виконавчий орган може повертатись у межах робочого простору на кут до 25° від вертикальної осі.

Основні технічні характеристики верстата мод. COSMO CENTER PM-600 наведені у табл. 6.4.

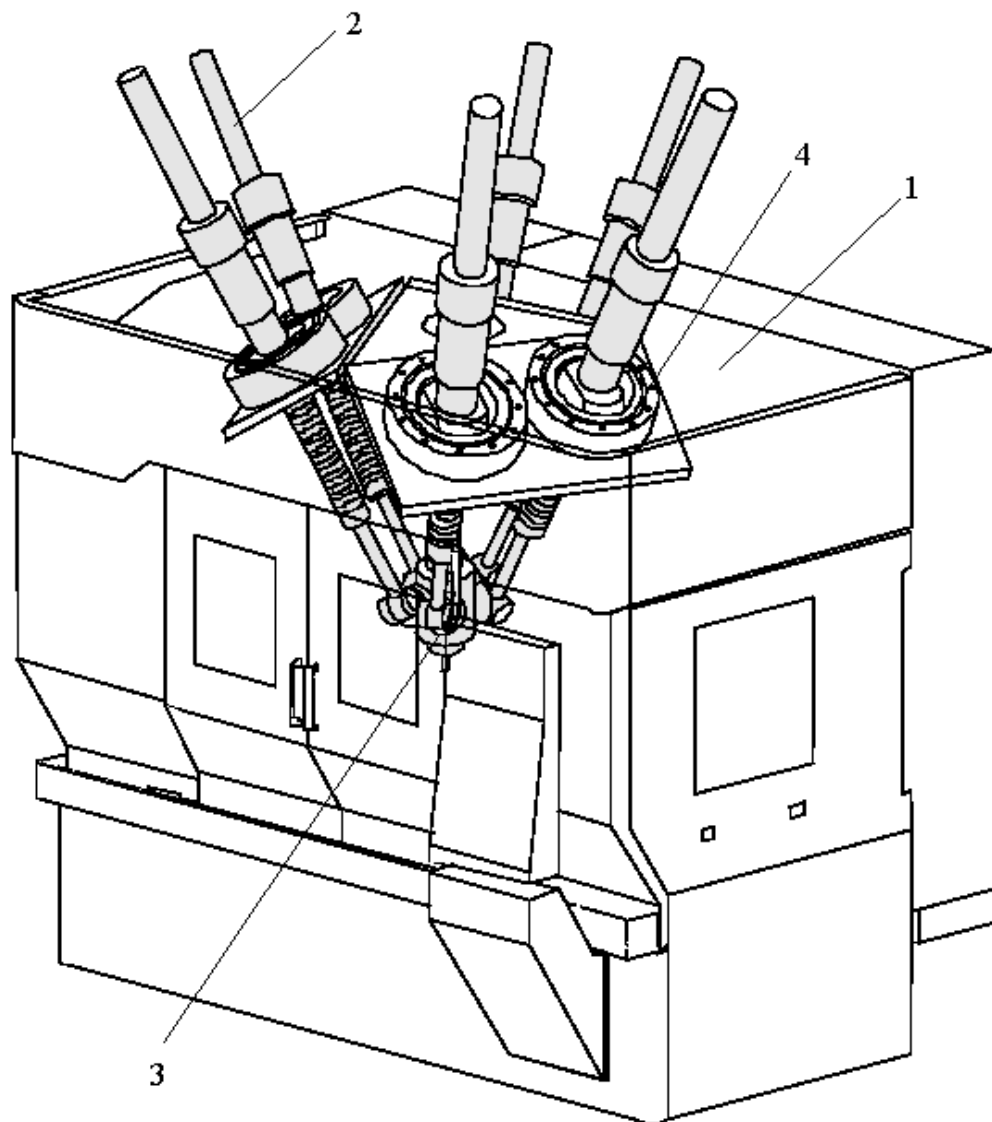


Рис. 6.10. Структура верстата-гексапода мод. COSMO CENTER PM-600

Основні технічні характеристики верстата-гексапода мод. COSMO CENTER PM-600 фірми OKUMA (Японія)

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість керованих координат		5
Частота обертання шпинделя	хв ⁻¹	30000
Швидкість прискорених переміщень виконавчого органу	м/хв	120
Максимальний кут повороту виконавчого органу	градус	25
Розміри робочого простору	мм	420 × 420 × 400
Потужність приводу	кВт	7
Габаритні розміри верстата	мм	2270 × 2030

У верстаті мод. НОН600 фірми INGERSOLL (США) (рис. 6.11), призначеного для 5-координатного фрезерування, телескопічні штанги опираються на просторову конструкцію, яка складається з 12 металічних стійок, що створюють декілька трикутних конструкцій [11]. Шість стійок направлені вгору на довжину 3-3.6 м та створюють три трикутники, з вершин яких направлені донизу три пари штанг. Верхні частини штанг зв'язані трьома опорними трикутниками та закріплені на шпиндельній платформі. Основні технічні характеристики верстата мод. НОН600 наведені у табл. 6.5.

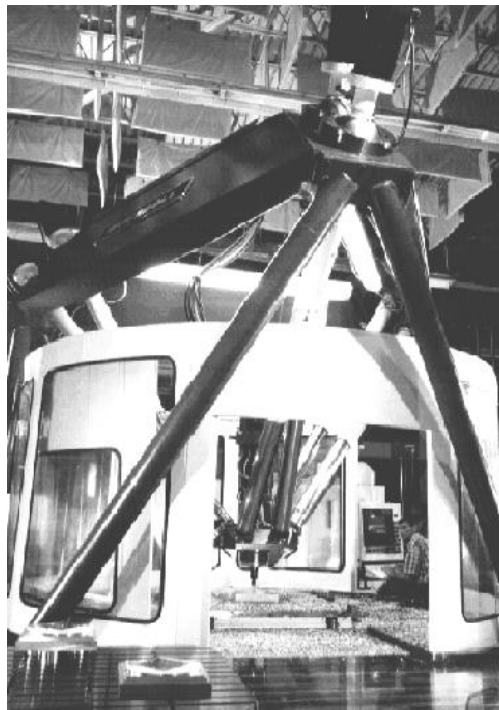


Рис. 6.11. Верстат мод. НОН600 фірми INGERSOLL (США)

*Технічні характеристики верстату мод. НОН600 фірми
INGERSOLL (США)*

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість управляємих координат		5
Точність позиціонування	мм	0.02
Розміри робочого простору	мм	600 × 600 × 800
Габаритні розміри верстата	мм	6700×5600

На кафедрі машинобудування, мехатроніки та робототехніки Центральноукраїнського національного технічного університету (м. Кропивницький) розроблена конструкція верстата (рис. 6.12) з керованою формою робочого простору [11, 142].

Верстат містить нерухому платформу 1, виконану у вигляді плити зі столом 2 для розміщення оброблюваної деталі, рухомих платформ 3 з робочим органом 4, шість кінематичних ланок змінної довжини, вихідні елементи 5 яких шарнірно зв'язані з рухомою платформою 3, а корпуси 6 за допомогою шарнірів 7 – з нерухомою платформою 1, причому шарніри 7 можуть переміщуватись вздовж напрямних 8, розміщених на нерухомій платформі.

Верстат працює таким чином. При одночасній зміні довжин кінематичних ланок відбувається зміна положення робочого органу 4 у просторі, обмеженому діапазоном ходів кінематичних ланок. Для переміщення робочого органу за межами цього діапазону необхідно перемістити шарніри 7 вздовж напрямних 8. Довжина переміщення кожного з шести шарнірів залежить від необхідного напрямку збільшення робочої зони.

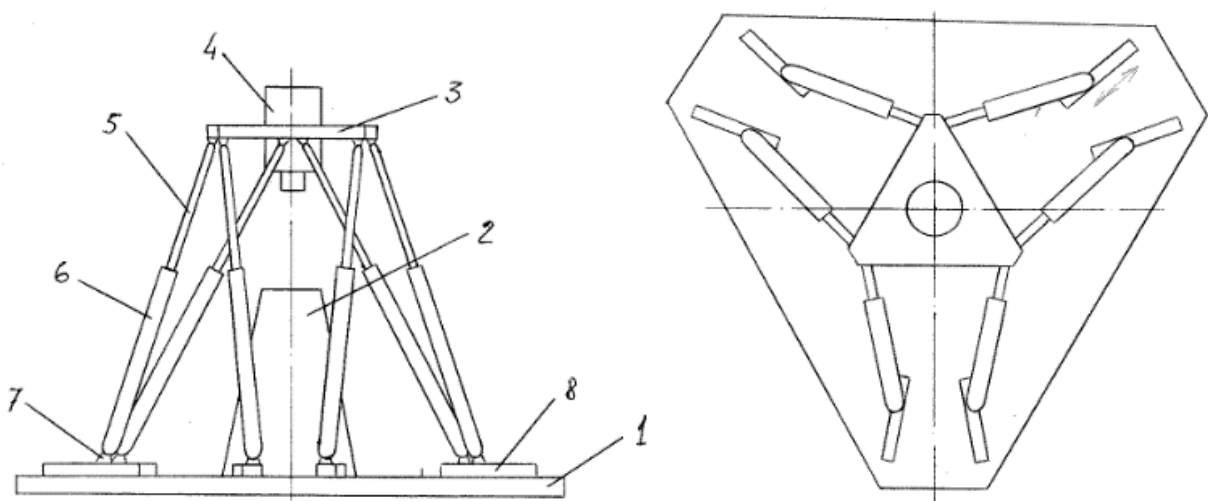
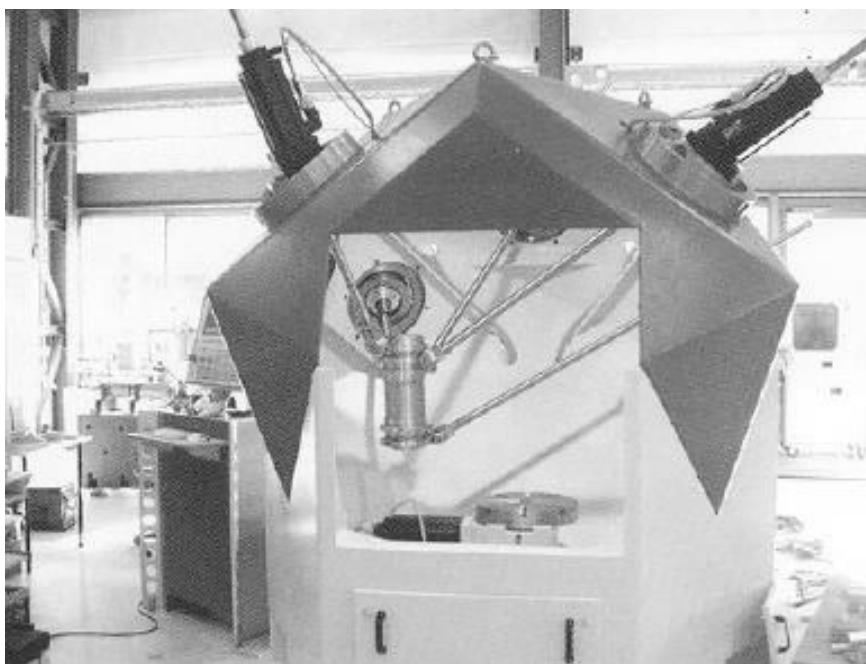


Рис. 6.12. Гексапод з керованою формою робочого простору

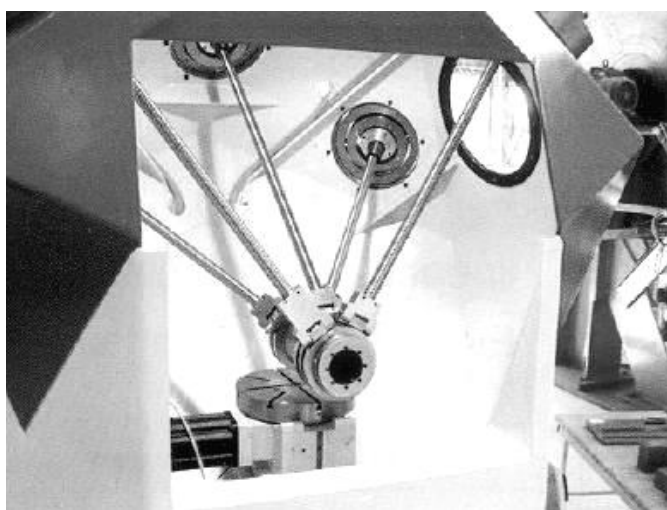
Верстат-пентапод мод. Р800 фірми METROM (Німеччина) (рис. 6.13) має п'ять штанг змінної довжини та призначений для п'ятикоординатного фрезерування [11].

Верстат-пентапод мод. Р 800 забезпечений шпинделем потужністю 14 кВт з частотою обертання 24000 хв^{-1} . Швидкість переміщення робочого органу 60 м/хв , а прискорення 20 м/с^2 . Розміри робочого простору $630 \times 630 \times 500 \text{ мм}$. Габаритні розміри верстата (без штанг) $2100 \times 2300 \times 2300 \text{ мм}$. Робоча зона верстата наведена на рис. 6.13, б.

Особливе розміщення штанг (рис. 6.13, в) дозволяє повертати робочий орган під будь-яким кутом від вертикального до горизонтального положення.



а



б



в

*Рис. 6.13. Верстат-пентапод мод. Р 800 фірми METROM (Німеччина):
а – загальний вид; б – робоча зона; в – розміщення штанг на робочому органі*

Основні технічні характеристики верстата-пентапода мод. Р 800 наведені у таблиці 6.6.

Таблиця 6.6

Технічні характеристики верстата мод. Р 800 фірми METROM (Німеччина)

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість управляємих координат		5
Частота обертання шпинделя	хв ⁻¹	24000
Швидкість прискорених переміщень виконавчого органу	м/хв	60
Максимальний кут повороту виконавчого органу	градус	25-90
Розміри робочого простору	мм	630×630×500
Потужність приводу	кВт	14
Габаритні розміри верстата	мм	2100×2300×2300

На основі механізмів паралельної структури можна створювати не тільки технологічне обладнання, але і силові вузли. Прикладом такого вузла є шестикоординатна фрезерна головка мод. CMW 300 [11] фірми CMW (Франція) (рис. 6.14).

Головка побудована за схемою гексапода та призначена для розширення функціональних та технологічних можливостей фрезерних верстатів. Вона може встановлюватись на будь-яке технологічне обладнання з заміною планшайби або фрезерної головки.

Фрезерна головка мод. CMW 300 (рис. 6.14, б) крім шести штанг змінної довжини 3 з приводами 4 містить дві плити – рухоми 2 (діаметром 600 мм) для закріплення електрошпинделя 1 з ріжучим інструментом та нерухоми 5 (діаметром 1100 мм) для встановлення головки на відповідному обладнанні. Відстань між цими плитами регулюється в межах 750-1050 мм. Розміри робочого простору головки обмежені наступними параметрами: максимальний діаметр обробки 750 мм, максимальне переміщення вздовж осі Z – 330 мм. Максимальна швидкість обробки поверхонь складає 50 м/хв, а при розточуванні кільцевих канавок – 20 м/хв.

Існують три варіанти обробки цією головкою при встановленні на технологічному обладнанні традиційної компоновки:

- одночасна обробка по двом осям координат при обробці плоских поверхонь та карманів;
- по трьом осям – при обробці прес-форм напівсферичним інструментом;

- по п'яти осям – при обробці особливо складних поверхонь.

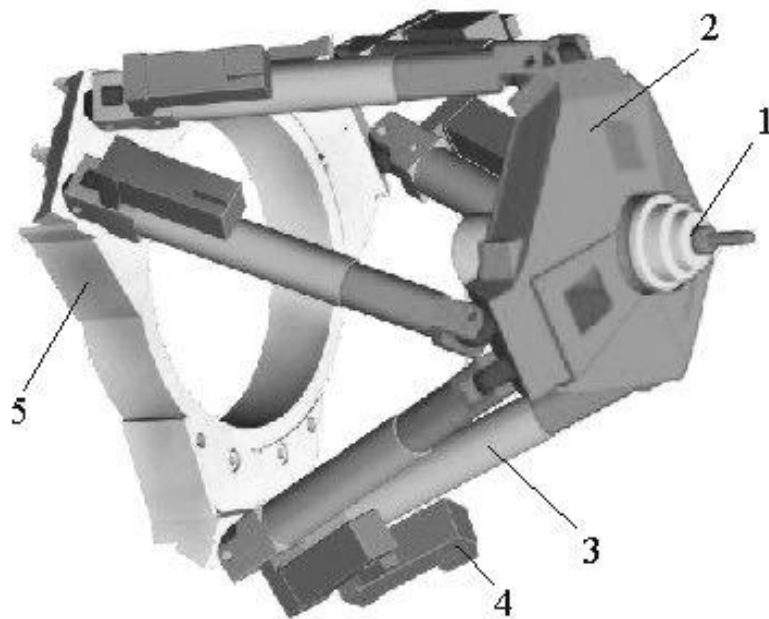
Діаметр отвору у нерухомій плиті складає не менше ніж 700 мм, що дозволяє вільно розташувати передній кінець шпинделя та подавати через нього змащувально-охолоджувальну рідину.

Управління головкою здійснюється чотирма способами:

- вручну;
- від комп'ютера (при необхідності обробки деталей особливо складної форми з одночасним управлінням відносно п'яти осей координат);
- за принципом класичного фрезерування;
- фрезерування з програмуванням безпосередньо на обладнанні.



а



б

Рис. 6.14. Фрезерна головка мод. SMW 300 фірми SMW (Франція):
а – загальний вид; б – конструкція

Висока жорсткість головки (біля 180 Н/мкм) забезпечується застосуванням механізму паралельної структури, роботою штанг на розтягування-стискання та попереднім натягом усіх напрямних, опор та кульково-гвинтових передач.

Точність позиціонування під навантаженням (1200 Н), складає 20 мкм у найнесприятливіших умовах та 7 мкм у нормальному режимі.

Крім електрошпинделя на головці можна установлювати інструменти для полірування, а також закріплювати заготовки масою до 300-400 кг. У цьому випадку головку закріплюють на несучій системі обладнання, внаслідок чого вона перетворюється у невеликий високопродуктивний фрезерний верстат.

Основні технічні характеристики фрезерної головки мод. CMW 300 наведені у табл. 6.7.

Таблиця 6.7

Технічні характеристики фрезерної головки мод. CMW 300 фірми CMW (Франція)

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість управляємих координат		6
Швидкість робочих переміщень виконавчого органу	м/хв	20-50
Точність позиціонування	мм	0.017-0.020
Розміри робочого простору	мм	300×300×300

Ще одним прикладом побудови силового вузла з паралельною кінематикою є верстатний стіл мод. HEXAVOT фірми HEXEL CORPORATION (США) (рис. 6.15), побудований за схемою гексапода [11]. Його застосування дозволяє розширити функціональні та технологічні можливості традиційного фрезерного технологічного обладнання до можливостей п'ятикоординатного обробного центру.

На верстатний стіл мод. HEXAVOT висотою 1000 мм та діаметром 711 мм можна установлювати деталі вагою до 91 кг. Позиціонування столу відносно інструменту відбувається у робочому просторі 305x305x178 мм з точністю до $\pm 0,025$ мм. Максимальна швидкість переміщення столу досягає 85 мм/с. Управління здійснюється за допомогою персонального комп'ютера.

Перші конструкції технологічного обладнання з паралельною кінематикою мод. TRICEPT 600 фірми NEOS ROBOTICS AB (Швеція) (рис. 6.16) побудовані на базі трипода експлуатуються з 1994 р. Вони ефективно використовуються у автомобільній та аерокосмічній промисловості для лазерного зварювання та складання.

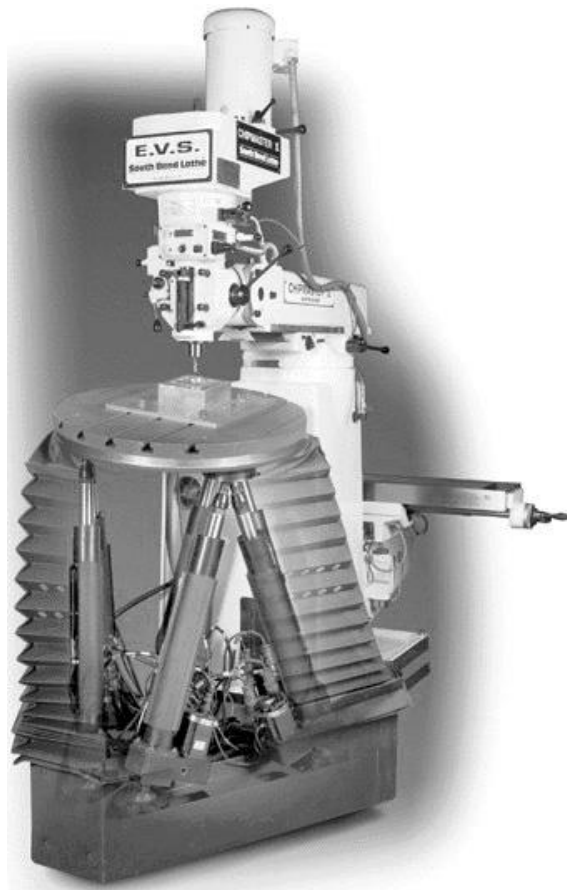


Рис. 6.15. Стіл-гексапод мод. HEXAVOT фірми HEXEL CORPORATION (США)

Зберігаючи принципи трипода, фірма NEOS ROBOTICS AB постійно удосконалювала конструкцію та підвищувала технологічні можливості технологічного обладнання, результатом чого став вертикальний високошвидкісний верстат моделі TRICEPT 805 (рис. 6.17) [11]. Основні галузі його застосування – моторобудування, авіакосмічна промисловість, а також виготовлення турбінних лопаток, компресорних дисків, складних інструментів, прес-форм та штампів.

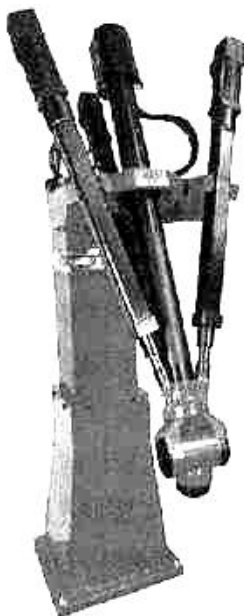
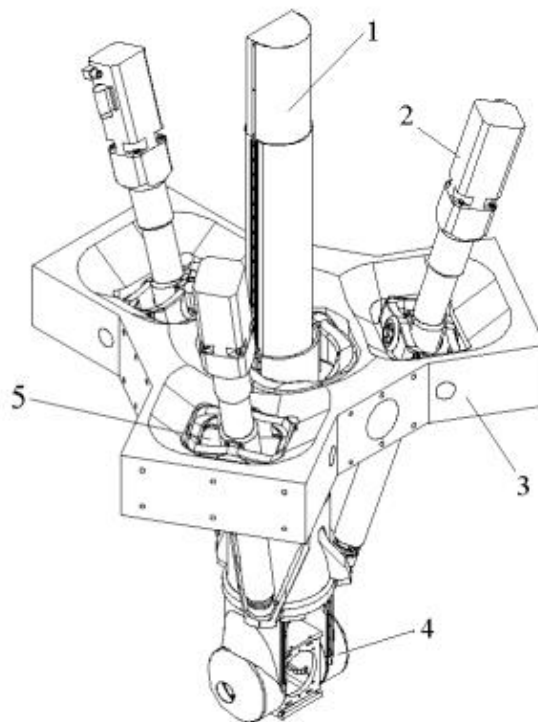


Рис. 6.16. Верстат-трипод мод. TRICEPT 600 фірми NEOS ROBOTICS AB (Швеція)



а



б

*Рис. 6.17. Верстат-трипод мод. TRICEPT 805 фірми NEOS ROBOTICS AB (Швеція):
а – загальний вигляд; б – схема*

Верстат мод. Трісепт 805 (рис. 6.17, б) виконаний з трьома штангами змінної довжини 2, з'єднаними з шестикутною рамою 3 за допомогою карданних підвісів 5. На нижніх кінцях штанг розташовані сферичні шарніри, з'єднані з робочою

платформою 4. Платформа може рухатись відносно п'яти осей координат (3 осі – від триподу та 2 – за рахунок вбудови додаткових осей обертання).

Для сприйняття крутих моментів від навантажень у середині трипода розміщена масивна центральна стійка 1 постійної довжини. Шпиндель мод. HF170,5 фірми IBAG потужністю 30 кВт, виконаний з водяним охолодженням, обертається у гібридних кулькових підшипниках з частотою обертання до 30 000 хв⁻¹. Інструменти з конусом HSK63 надходять у шпиндель з 12-позиційного дискового інструментального магазину за допомогою маніпулятора. При швидкостях переміщень виконавчого органу відносно осей координат до 65 м/хв прискорення досягають значень більше як 20 м/с². Жорстка трикутна конструкція несучої системи верстата дозволяє виконувати на нерухомому круглому столі діаметром 2400 мм операції фрезерування та розточування з п'яти боків заготовок з різних матеріалів. Це значна перевага верстатів-триподів у порівнянні з верстатами-гексаподами, на яких заготовки можна оброблювати тільки з однієї сторони під кутом ±30° або ±45°.

Основні технічні характеристики верстата-трипода мод. TRICEPT 805 наведені у табл. 6.8.

Таблиця 6.8

Технічні характеристики верстата-трипода мод. TRICEPT 805 фірми NEOS ROBOTICS AB (Швеція)

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість управляємих координат		5
Частота обертання шпинделя	хв ⁻¹	30000
Швидкість робочих переміщень виконавчого органу	м/хв	50
Швидкість прискорених переміщень виконавчого органу	м/хв	90
Точність позиціонування	мм	0.050
Максимальний кут повороту виконавчого органу	градус	30-45
Розміри робочого простору	мм	800 × 800 × 400
Потужність приводу	кВт	30
Габаритні розміри верстата	мм	2820 × 1800 × 1560

На думку фірми SIEMENS, яка починаючи з 1994 р. приймала активну участь у розробці технологічного обладнання з паралельною кінематикою, їх вузлів та систем управління у співпраці з іншими фірмами, обладнання типу TRICEPT є найбільш перспективним для розробки та впровадження. а їх доля у загальній кількості подібного обладнання у найближчому майбутньому фірма оцінює у 60 %, тоді як гексаподів – лише 5 % та іншого обладнання з паралельною кінематикою – 35%.

Технологічне обладнання мод. TRICEPT може бути різних компоновок. Наприклад, варіант верстата мод. TRICEPT 805 має вертикальну компоновку, що надає конструкції більшої жорсткості, але значно ускладнює вільний доступ до заготовок. Фірма NEOS ROBOTICS створює також компоновки з нахилом (під кутом 45%) та горизонтальні. Компоновка з нахилом (рис. 6.18) є найбільш оптимальною, оскільки у цьому випадку обробний модуль виходить за межі вертикальних стійок, забезпечуючи можливість обслуговування різних затискних та транспортних пристроїв. Таку компоновку також легко перетворити у вертикальну чи горизонтальну.

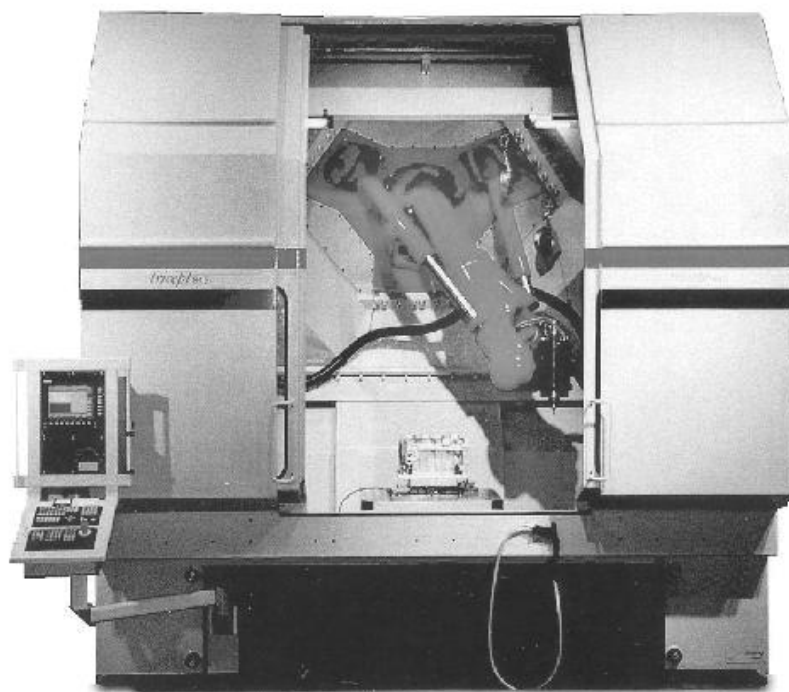


Рис. 6.18. Верстат-трипод мод. Tricept 845 фірми NEOS ROBOTICS AB (Швеція)

Автоматичні лінії, обладнанні верстатами-триподами TRICEPT, мають вагомні переваги над існуючими, що обумовлюється гнучкістю механізмів паралельної структури та простоті їх програмування. Такі лінії можуть проектуватись одночасно з розробкою деталей, для обробки яких вони створюються. До того ж при поломці одного з верстатів лінії, його функції бере на себе інший верстат. Таким чином, лінія буде працювати до тих пір, поки працює хоча б один верстат мод. TRICEPT.

6.2. Технологічне обладнання з кінематичними ланками постійної довжини

Компоновки технологічного обладнання з паралельною кінематикою типу «дельта» з'явилися на початку 80-х років, коли професор Реймон Клавель (École Polytechnique Fédérale de Lausanne) використав паралелограмні конструкції для побудови механізму паралельної структури (рис. 6.19) [11].

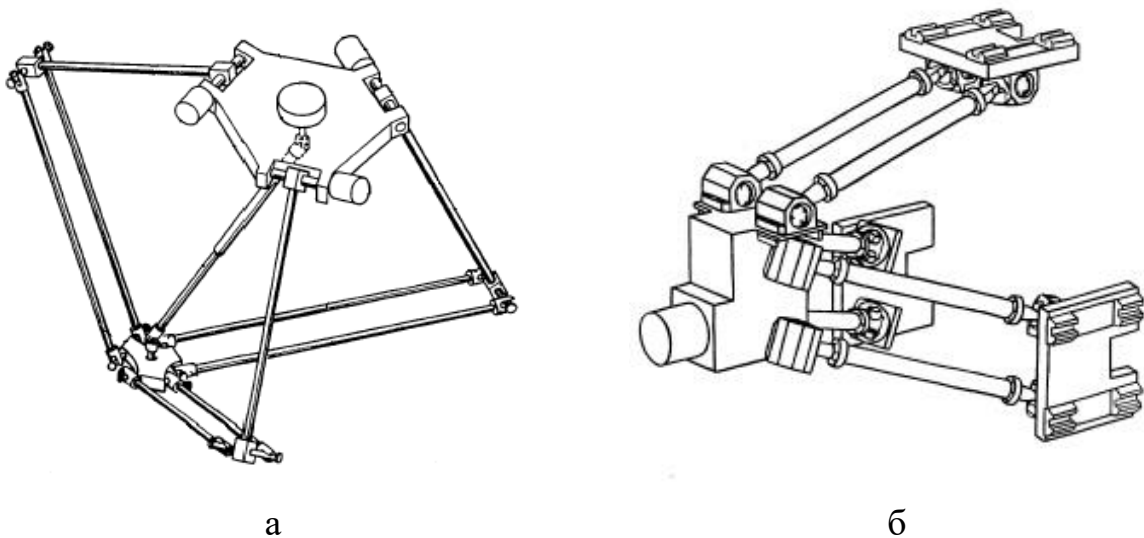


Рис. 6.19. Компоновка механізму паралельної структури типу «дельта» з обертальним (а) і лінійним (б) приводом

Характерною особливістю механізму типу «дельта» є застосування паралелограмних конструкцій, які складаються з двох попарно-паралельних шарнірно з'єднаних штанг постійної довжини, одним кінцем з'єднаних з рухомою платформою (виконавчим органом), а іншим – з приводом. Три таких паралелограмних кінематичних ланок забезпечують три ступені вільності виконавчому органу, високу точність його позиціонування та жорсткість конструкції. У якості приводів застосовують як поворотні пристрої (рис. 6.19, а), так і лінійні двигуни (рис. 6.19, б). Ще одна кінематична ланка забезпечує головних рух від двигуна, розміщеного на нерухомій несучій системі обладнання, до виконавчого органу, змонтованого на рухомій платформі. Це дає можливість зменшити рухомі маси кінематичних ланок та досягти швидкості руху виконавчого органу до 10 м/с та прискорень до 50 м/с².

Технологічне обладнання та робототехнічні системи з паралельною кінематикою типу «дельта» з приводом обертального руху (рис. 6.20, 6.21) знайшли широке використання у харчовій, фармацевтичній промисловості та приладобудуванні.



Рис. 6.20. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою типу «дельта» для складальних робіт (а) та свердління (б) фірми HITACHI SEIKI (Японія)



Рис. 6.21. Робот типу «дельта» мод. IRB 340 FLEXPICKER фірми ABB FLEXIBLE AUTOMATION (Швеція)

Механізми паралельної структури типу «дельта» з лінійними приводами знайшли використання у верстатобудуванні.

На рис. 6.22 показано верстат мод. URANE SX фірми RENAULT AUTOMATION (Франція). Його характеристики у відношенні швидкостей координатних переміщень та прискорень перевищують усі відомі на цей час, особливо щодо прискорень. У цього трикоординатного верстата з рухомою піноллю швидкість переміщень виконавчого органу складає 100 м/хв, а прискорення досягає 35 м/с² (можливо до 50 м/с²). Розміри робочого простору 500 × 500 × 200 мм.



Рис. 6.22. Верстат мод. URANE SX фірми RENAULT AUTOMATION (Франція)

Аналіз показує, що 50% часу функціонування більшості технологічного обладнання приходить на різання, а 50% займає допоміжний час. Поліпшення цього співвідношення на користь часу різання фірма RENAULT AUTOMATION здійснює трьома шляхами:

- зменшення допоміжного часу без обмеження часу зміни інструментів. Це можливо внаслідок того, що технологічне обладнання з паралельною кінематикою типу «дельта» спеціалізується на виконанні таких операцій, як свердління, точіння торців, різьбонарізання та розточування, які можуть

бути виконані одним або декількома інструментами, тобто тих операцій, у яких швидкість різання найбільш обмежена;

- покращення динамічних характеристик, що досягається використанням механізмів паралельної структури, які мінімізують рухомі маси та одночасно зберігають високу жорсткість конструкції;
- підвищення швидкості різання за рахунок використання електрошпинделів потужністю 15 кВт та частотою обертання 40 000 хв⁻¹.

Моделювання обробки на верстаті мод. URANE SX 16 невеликих за розмірами отворів картеру коробки передач (за 5.8 с) показало, що цей час менше, ніж час обробки з використанням багатошпиндельної головки (6.3 с).

Горизонтальний багатоцільовий верстат мод. QUICKSTEP HS 500 фірми KRAUSECO&MAUSER (Австрія) (рис. 6.23) містить шість штанг однакової та постійної довжини попарно з'єднаних шарнірами між собою та зі шпиндельним вузлом. Робочі та установчі переміщення виконавчого органу здійснюються за допомогою трьох кульково-гвинтових пар зі швидкістю 80 м/хв з прискореннями більше 20 м/с².

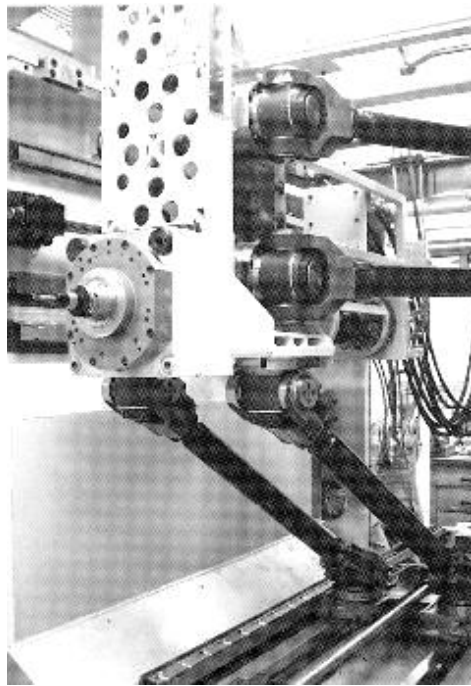


Рис. 6.23. Верстат мод. QUICKSTEP HS 500 фірми KRAUSECO&MAUSER (Австрія)

На даному верстаті є можливість оброблювати складні та крупні деталі (блоки циліндрів, картери коробок передач, корпуси компресорів), для яких робочий простір розміром 630 × 630 × 500 мм є достатнім. Дисковий інструментальний магазин з горизонтальною віссю обертання розрахований на 12 інструментів. Привод головного руху потужністю 45 кВт забезпечує частоту обертання шпинделя 15000 хв⁻¹.

Однією з особливостей верстата є його невелика ширина (1600 мм) при значній довжині (6300 мм), що дозволяє вбудовувати верстат у гнучкі автоматичні лінії та гнучкі виробничі системи.

На початку 1998 р. фірма REICHENBACHER (Німеччина) розпочала роботу по проектуванню нового технологічного обладнання для деревообробки, а у 2000 році запропонувала свою розробку – верстат з паралельною кінематикою мод. PEGASUS (рис. 6.24), побудований за схемою «дельта» з лінійними двигунами.

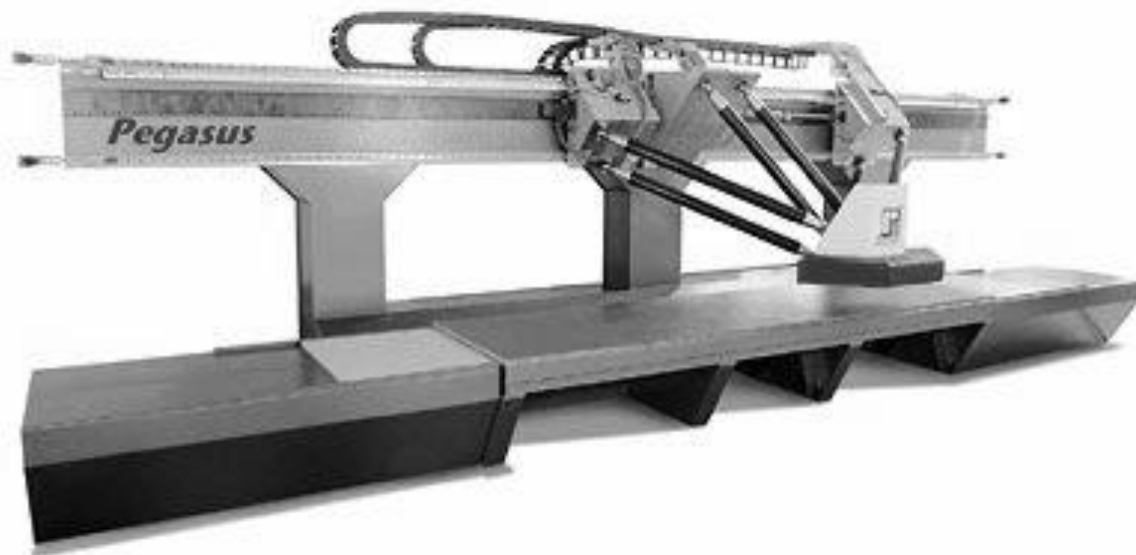


Рис. 6.24. Верстат для деревообробки мод. PEGASUS фірми REICHENBACHER (Німеччина)

Несуча система верстата вагою 26 т виготовлена з матеріалу з високими демпфуючими властивостями та стійкого до високої температури. Шість штанг постійної довжини виготовлені з вуглецевого волокна, укріпленого пластмасою (CFK). Теплове розширення матеріалу CFK приблизно у 60 разів менше сталі та має таку саму жорсткість, як і сталь. Ці особливості дозволяють забезпечити високі механічні та динамічні характеристики. Швидкість переміщення робочого органу досягає 120 м/хв, а прискорення 10 м/с^2 . Шпиндель має частоту обертання 40000 хв^{-1} . Розміри робочого простору $5000 \times 1400 \times 200 \text{ мм}$ та можуть бути збільшені на невелику величину, а можливість збільшення довжини робочого простору необмежена.

Подібним чином вирішується задача збільшення довжини робочого простору і у верстатах мод. HEXAGLIDE фірми ETH (Німеччина), та мод. TRIAGLIDE та LINAPOD фірми ISW (Німеччина) (рис. 6.25-6.28).

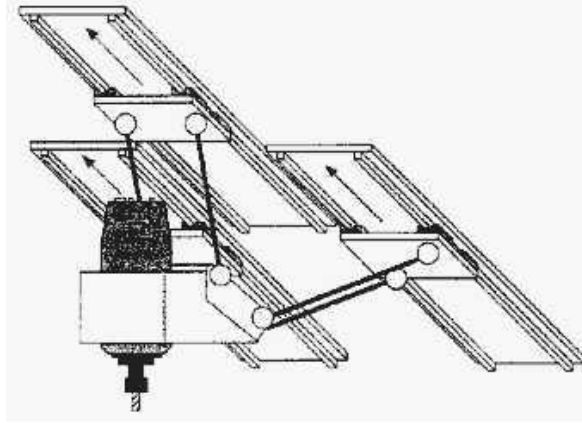
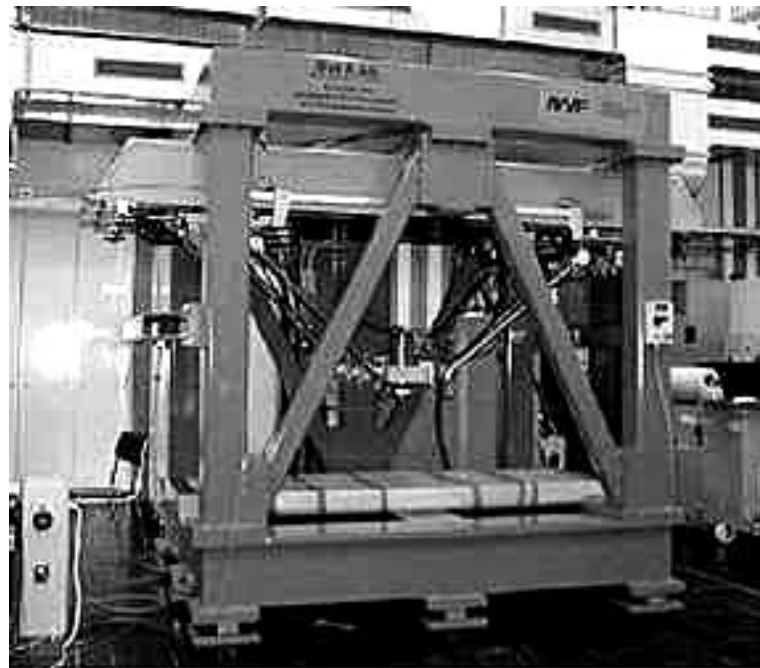
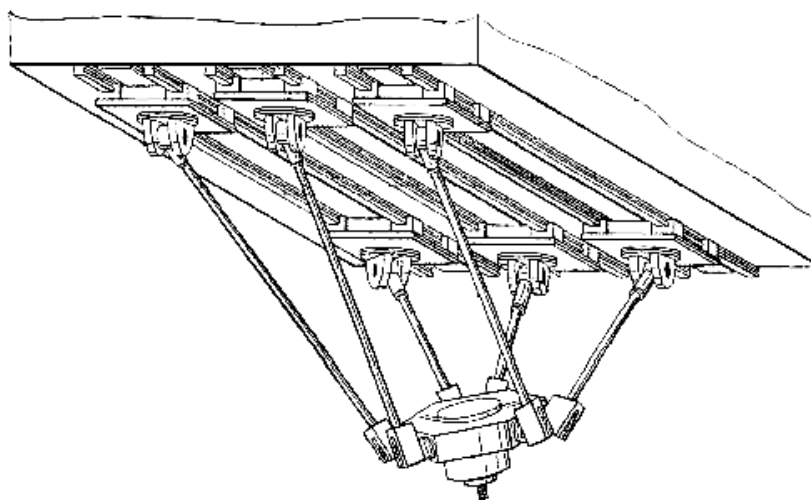


Рис. 6.25. Верстат мод. TRIAGLIDE фірми ISW (Німеччина)



а



б

Рис. 6.26. Верстат мод. HEXAGLIDE фірми ETH (Німеччина):
а – зовнішній вигляд; б – схема верстата

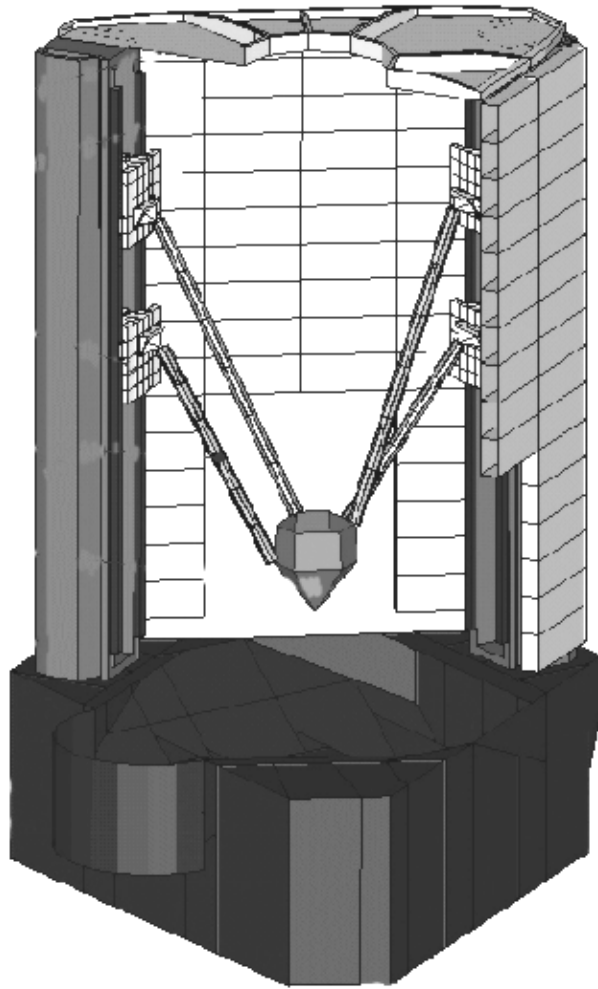


Рис. 6.27. Верстат мод. LINAPOD фірми ISW (Німеччина)

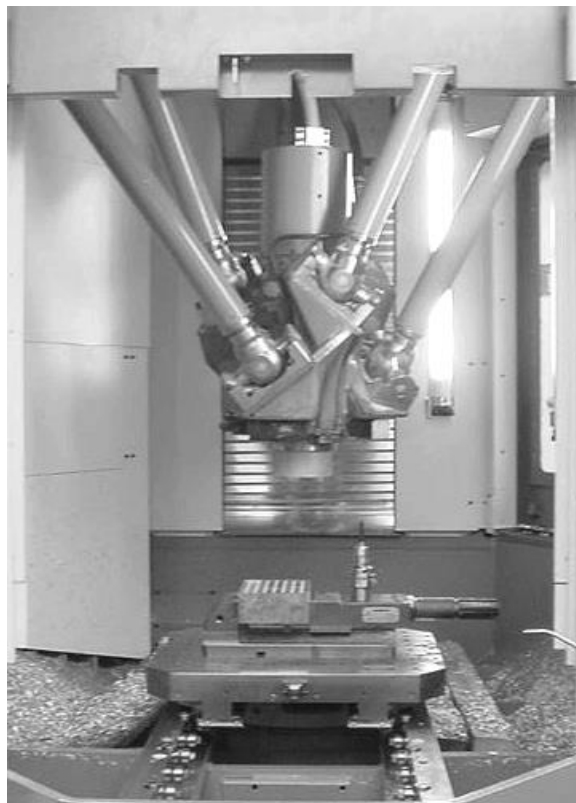


Рис. 6.28. Виконавчий орган верстата мод. LINAPOD

Трикоординатна фрезерна головка мод. SPRINT Z3 фірми DS TECHNOLOGIE (Німеччина) (рис. 6.29) побудована за принципом трипода [11], що забезпечує можливість обробки складних поверхонь. Вмонтований мотор-шпиндель має можливість переміщення у просторовому конусі з кутом 80° за допомогою трьох штанг постійної довжини.



Рис. 6.29. Фрезерна головка мод. SPRINT Z3 фірми DS TECHNOLOGIE (Німеччина)

У базовому циліндричному корпусі головки під кутом 120° розташовані три лінійні напрямні, вздовж яких переміщуються три рухомі штанги, шарнірно з'єднаних з мотор-шпинделем. Переміщення штанг відбувається від кульково-гвинтових передач та лінійних приводів. Максимальна швидкість переміщення виконавчого органу 50 м/хв. Частота обертання шпинделя до 24000 хв⁻¹ забезпечується приводом потужністю 72 кВт, а його переміщення вздовж осі Z (у горизонтальному положенні 670 мм) при встановленні під кутом 40° додатково збільшується на 350 мм.

На кафедрі машинобудування, мехатроніки та робототехніки Центральноукраїнського національного технічного університету (м. Кропивницький) розроблена конструкція верстатного столу з паралельною кінематикою (рис. 6.30) з лінійними приводами [11, 159].

Верстатний стіл складається з несучої системи 1 , виконаної у вигляді призми; рухомого виконавчого органу 2 , шести кінематичних ланок постійної довжини 3 , один кінець яких шарнірно зв'язаний з виконавчим органом 2 , а інший кінець за допомогою шарніру 4 – з несучою системою 1 , причому шарніри 4 можуть переміщуватись вздовж напрямних 5 , розташованих на гранях призматичної несучої системи 1 .

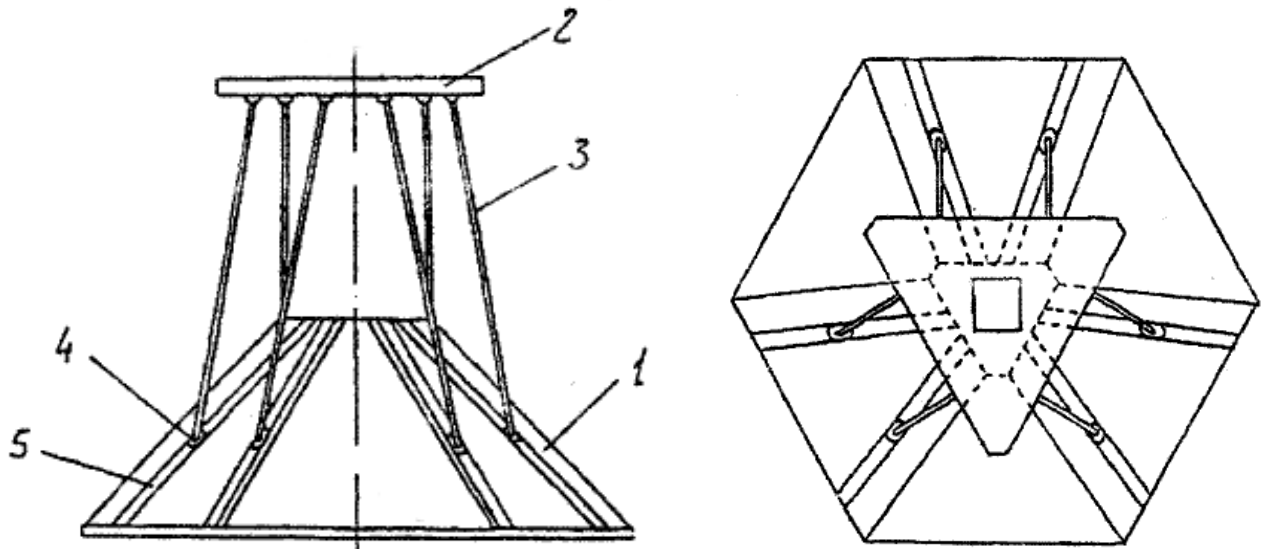


Рис. 6.30. Верстатний стіл

Стіл працює таким чином. Оброблювана заготовка встановлюється на поверхні столу. Зміна положення столу під час обробки відбувається при одночасному узгодженому переміщенні шарнірів 4 вздовж напрямних 5, внаслідок чого досягається заданий рух столу 2 по п'яти координатам.

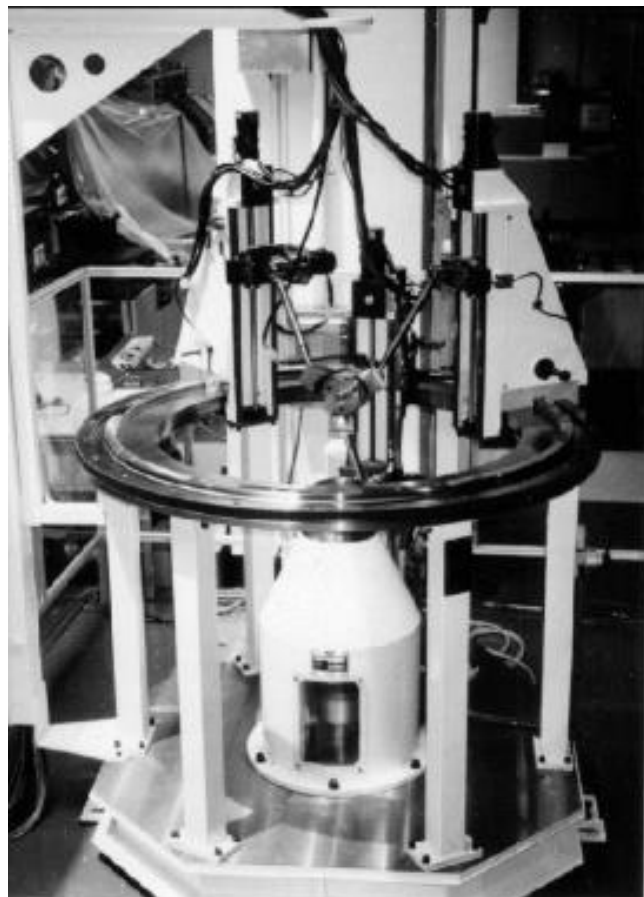
Оригінальну концепцію багатоцільового верстата з паралельною кінематикою (рис. 6.31), призначеного для фрезерування та точіння, запропонувала південно-корейська фірма SENA TECHNOLOGIES.

Верстат мод. ECLIPSE (рис. 6.31, б) має вертикальну компоновку з трьома кінематичними ланками 2 постійної довжини, один кінець яких з'єднаний з шпindelною голівкою 1, а інший може переміщатися вздовж вертикально розташованих лінійних напрямних 3, які, в свою чергу, рухаються по круговій траєкторії 4 відносно робочого столу 5.

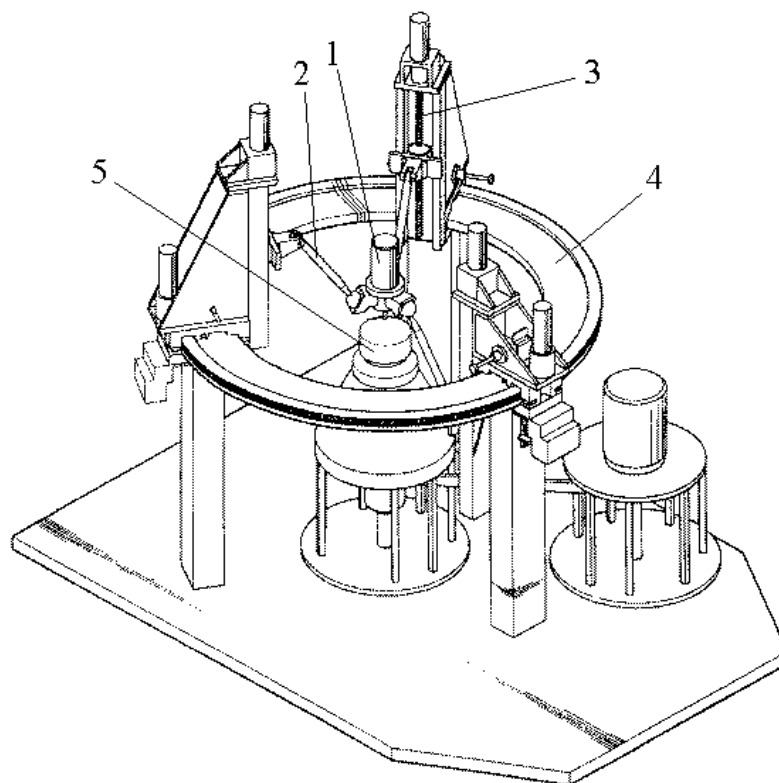
Така компоновка дозволяє забезпечити нахил шпинделя майже до горизонтального положення та виконувати обробку з управлінням по п'яти координатним осям.

Робочий стіл за допомогою приводу потужністю 15 кВт може обертатися з частотою 3000 хв^{-1} , тому на ньому можна виконувати операції фрезерування та точіння з точністю до $0,05 \text{ мм}$. Потужність фрезерного шпинделя складає $2,2 \text{ кВт}$, а частота його обертання може регулюватися у діапазоні $20000\text{-}40000 \text{ хв}^{-1}$.

Основні технічні характеристики верстата мод. ECLIPSE наведені у табл. 6.9.



а



б

Рис. 6.31. Верстат мод. ECLIPSE фирмы SENA TECHNOLOGIES (Корея):
а – загалний вигляд; б – схема

Технічні характеристики верстата мод. ECLIPSE фірми SENA
TECHNOLOGIES (Корея)

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Кількість управляємих координат		5
Частота обертання шпинделя	хв ⁻¹	20000-40000
Частота обертання столу	хв ⁻¹	3000
Точність позиціонування	мм	0.05
Максимальний кут повороту виконавчого органу	градус	90
Потужність приводу	кВт	2.2

Компоновка технологічного обладнання з паралельною кінематикою типу «ножиці» є найпростішою, але найменш застосованою у верстатобудуванні. Це обумовлюється її обмеженими функціональними властивостями. Технологічне обладнання з такою компоновкою має всього дві ступені вільності.

На рис. 6.32 наведена компоновка верстата мод. DYNA-M фірми WZL AACHEN (Німеччина). Деталь обробляється за допомогою мотор-шпинделя 1, який переміщується вздовж координатних осей X та Y двома лінійними електроприводами 2. Деталь, закріплена у спеціальному пристосуванні-супутнику, встановлюється на поворотному столі 4, нахиленому до осі Z під кутом 45°. Стіл переміщується у напрямку осі Z на каретці 5, усі рухи по осям X, Y та Z програмуються.

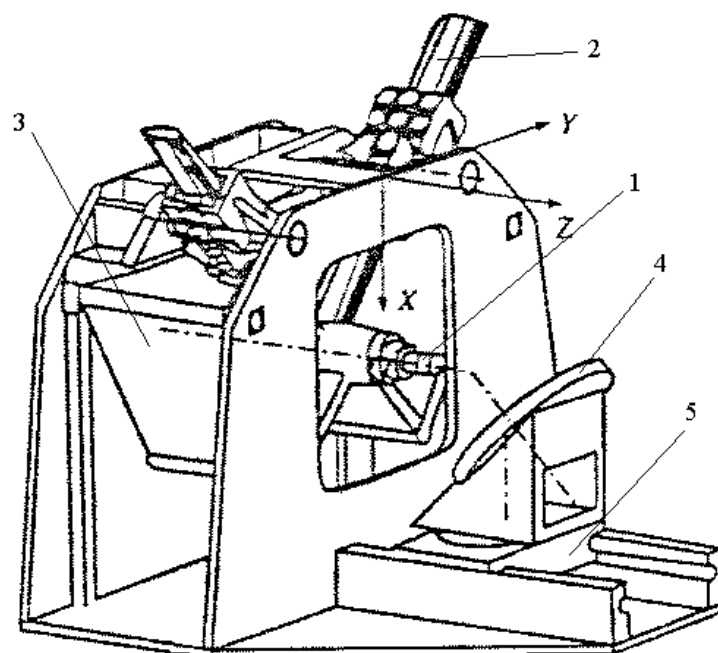


Рис. 6.32. Схема верстата мод. DYNA-M фірми WZL AACHEN (Німеччина)

Координатні переміщення шпиндельного вузла вздовж осей X та Y , а також жорсткість відносно осі Z забезпечуються за допомогою V -подібного механізму 3, у шарнірах якого встановлені підшипники кочення. Лінійні приводи одним кінцем з'єднані зі шпиндельним вузлом, а іншим – з кулісами V -подібного механізму. Обробка здійснюється у робочому просторі $630 \times 630 \times 500$ мм.

Верстат мод. HHV фірми HULLER HILLE (Німеччина) (рис. 6.33) також побудований на V -подібних механізмах та може застосовуватись як модуль поздовжнього переміщення на фрезерних та свердлильних операціях. Рухи робочих органів з швидкістю 120 м/хв та прискоренням 15 м/с² здійснюються за допомогою лінійних двигунів. Довжина верстата 1700 мм. Розміри робочого простору $630 \times 630 \times 630$ мм.

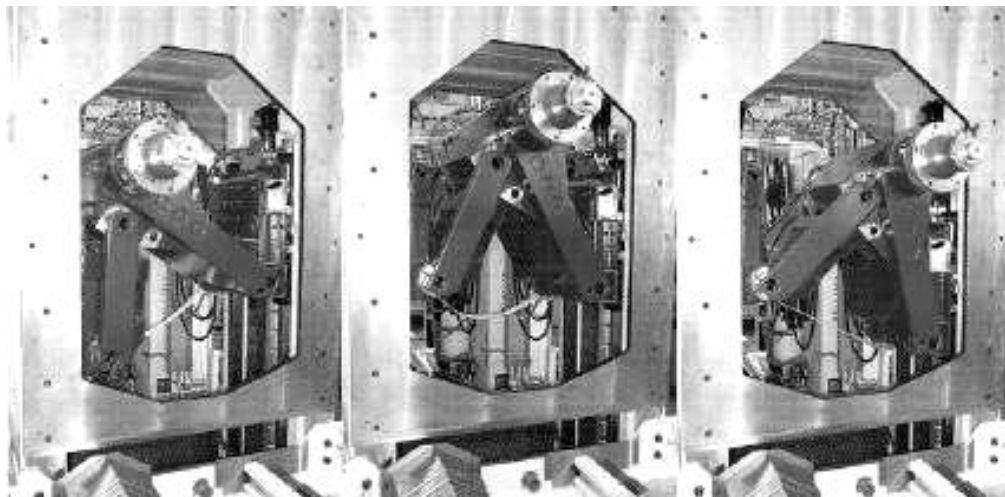


Рис. 6.33. Верстат мод. HHV фірми HULLER HILLE (Німеччина)

В даній главі наведені тільки найбільш поширені компоновки технологічного обладнання з паралельною кінематикою. Інші компоновки технологічного обладнання наведені в додатку Б.

ГЛАВА 7

ФОРМУВАННЯ МОДУЛІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

7.1. Функціональна структура технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Технологічне обладнання підпорядковане основній меті – виготовленню деталі необхідної якості з заданою продуктивністю та розрізняється за функціональним і технологічним призначенням, рівнем автоматизації, кінематичними структурами та компоновками, системами управління, габаритними розмірами та відповідним інструментом. Як кожна технічна система, технологічне обладнання складається з визначених основних компонентів, кожен з яких виконує певну функцію, а сукупність функціональних елементів технологічної системи (заготовка, затискний пристрій, інструмент, деталі, вузли і відповідні системи) та зв'язки між ними утворюють функціональну структуру технологічного обладнання.

Функціональна структура технологічного обладнання дозволяє чітко виділити кожний його функціональний компонент, показати їх зв'язки, визначити їх функціональне та технологічне призначення, а також особливості проектування кожного компонента залежно від функцій, для виконання яких він призначений.

Крім того слід розрізняти особливості структури конкретного типу технологічного обладнання та його узагальнену функціональну структуру, яка обумовлена визначеною метою його функціонування, загальними принципами проектування, що обумовлюється особливістю технологічних процесів обробки деталей та агрегатно-модульним принципом побудови технологічного обладнання.

Повний комплекс функціональних елементів, реалізований у вигляді окремих вузлів, модулів, систем та деталей утворює елементну базу для проектування та виробництва технологічного обладнання, призначеного для обробки деталей визначеної номенклатури.

Функціональна структура технологічного обладнання з паралельною кінематикою також визначає необхідний комплекс уніфікованих елементів, що підлягають проектуванню. Структура технологічного обладнання з паралельною кінематикою, конструктивне виконання його компонентів, їх розміри та компоновочна схема, потужність приводів головного руху, робочих, додаткових та установчих переміщень виконавчого органу залежать від конструкторсько-технологічних параметрів деталей визначеної номенклатури.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою складається з трьох основних систем:

- виконавчої;
- інформаційної;
- системи управління.

Основним елементом технологічного обладнання з паралельною кінематикою є **виконавча система**, яка забезпечує необхідні рухи інструменту відповідно заданого режиму процесу обробки, а саме: швидкість виконання режимів процесу, відповідні переміщення інструменту згідно заданої траєкторії з необхідною швидкістю та прискоренням.

Таким чином, виконавча система обладнання виконує функцію маніпулювання інструментом, тому що заготовка при цьому як правило нерухома, а рухи виконує тільки інструмент. У випадку обробки поверхонь надто складної фасонної форми відповідні переміщення може отримувати і заготовка, але тоді виконавча система повинна складатися з двох систем: виконавчої системи маніпулювання інструментом та виконавчої системи маніпулювання заготовкою, які можуть бути аналогічними або різними за кінематичною структурою залежно від конструктивно-геометричних параметрів заготовки, інструменту та складності технологічних задач.

Виконавча система складається з приводу головного руху та відповідного механізму паралельної структури, який є приводом подач. Конструктивно привод головного руху може виконуватися як мотор-шпindelь.

Механізм паралельної структури здійснює задані рухи інструментів за відповідною траєкторією у просторі. Залежно від кінематичної схеми механізму, виконавча система виконується у сукупності з модулем напрямних або без них.

Слід відмітити, що у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою відповідні переміщення його виконавчого органу (робоча подача, допоміжні рухи та установчі переміщення) здійснюється тільки за допомогою єдиного механізму паралельної структури відповідного кінематичного виконання.

Функціональна структура технологічного обладнання з паралельною кінематикою наведена на рис. 7.1.

Функціональні елементи, які показані прямокутниками, є операційними блоками, з'єднаними лініями зв'язку.

Відповідні інструменти закріплюють на шпindelі виконавчого органу, для чого він повинен мати спеціальні приєднувальні поверхні, або за допомогою швидкозмінних патронів, оправок тощо.

З метою реалізації автоматичної зміни інструменту необхідно передбачити відповідний функціональний компонент обладнання.

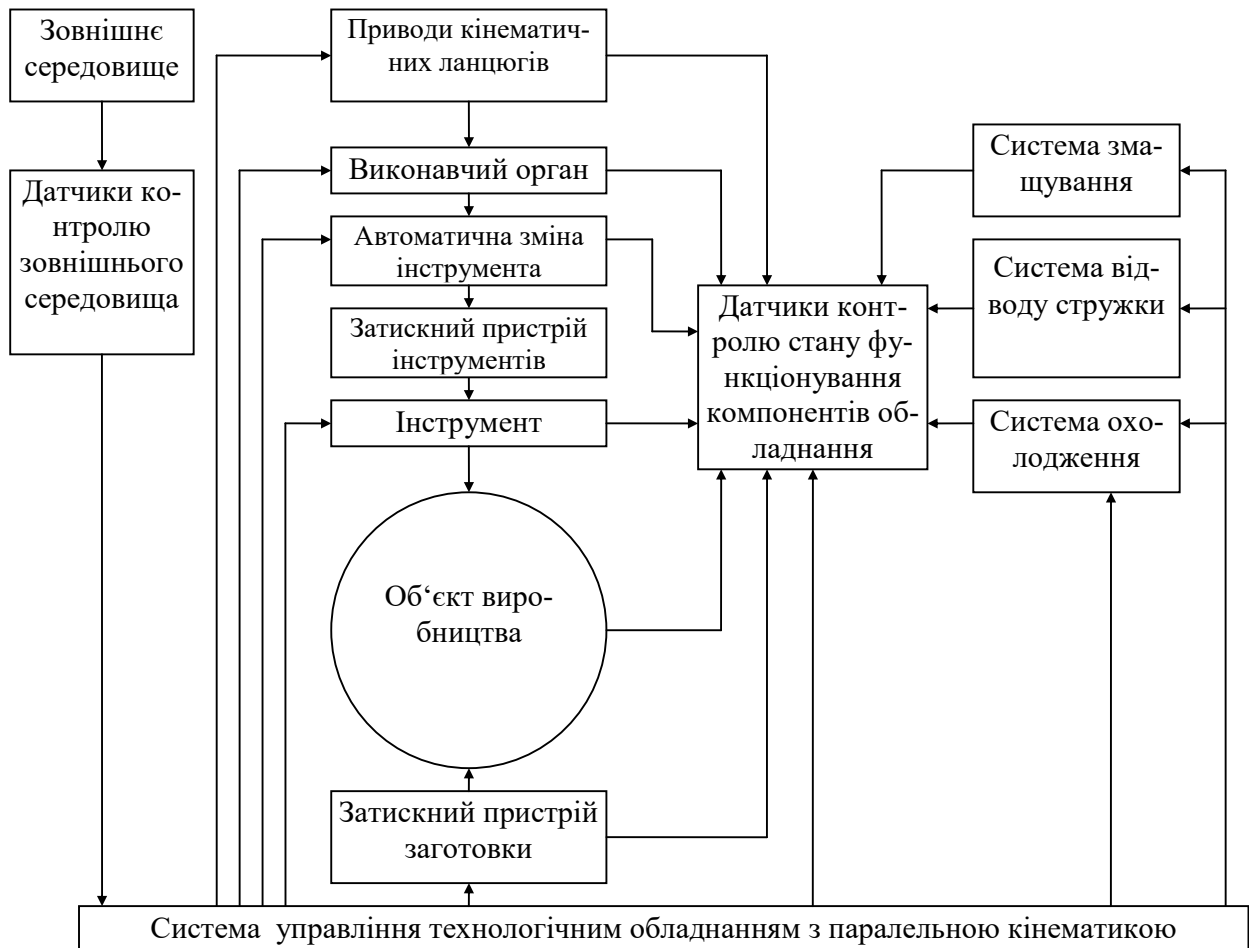


Рис. 7.1. Функціональна структура технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Об'єкт обробки (заготовка) орієнтується відносно визначеної системи координат верстату та базується у робочій зоні за допомогою затискних пристроїв, які можуть бути установлені безпосередньо на нерухому стаціонарному блоці – несучій системі технологічного обладнання або на його рухому елементі (якщо необхідно здійснити додаткові рухи заготовки). Конструкція затискного пристрою визначається конструкторсько-геометричними параметрами заготовок широкої номенклатури та вимогами до їх обробки. При цьому структура технологічного обладнання отримує ще один функціональний елемент – привод пристосування (пнеumo-, гідро- або електромеханічний), який використовується залежно від рівня автоматизації обладнання.

Оптимальне функціонування технологічного обладнання з паралельною кінематикою неможливе без систематичного контролю основних параметрів функціонування відповідного процесу обробки та поточного стану основних його компонентів.

Основними задачами **контрольно-вимірювальної** (інформаційної) системи є:

- забезпечення якості обробки;

- діагностика поточного стану основних елементів технологічного обладнання, інструменту та технологічного оснащення;

- передача інформації у систему управління з метою впливу на функціонування процесу обробки.

Крім того, необхідно систематично порівнювати реальне поточне положення інструменту з заданою точкою траєкторії руху виконавчого органу, що обумовлює застосування датчиків зворотного зв'язку. Задачі контролю робочого процесу реалізується окремим функціональним елементом.

Розглянуті елементи функціональної структури технологічного обладнання з паралельною кінематикою функціонують в автоматичному режимі, що забезпечується одним з основних функціональних елементів – **системою управління**.

Крім основних функціональних елементів технологічне обладнання має також **допоміжні системи**, до яких відносяться:

- централізована система змащування рухомих з'єднань, яка складається з насосної станції з маслобаком, трубопроводів для циркуляції мастила, пристроїв регулювання та контролю подачі мастильного матеріалу;

- система охолодження робочої зони, що забезпечує подачу змащувально-охолоджувальної рідини до різальних інструментів та її повернення у резервуар для очищення;

- система виведення стружки з зони різання, яка складається з уніфікованих вузлів та механізмів (механічних та пневматичних).

Одним з найбільших відповідальних функціональних елементів технологічного обладнання є **нерухомий стаціонарний блок** – несуча система, яка з'єднує окремі компоненти у єдиний комплекс та забезпечує їх незмінне положення у його координатній системі. Несуча система замикає на собі усі енергетичні потоки, що виникають у процесі функціонування обладнання і визначає точність та надійність функціонування відповідного процесу. Складовими елементами несучої системи є уніфіковані станіни, стінки, кронштейни, тощо. Таким чином, функціональна структура технологічного обладнання з паралельною кінематикою за побудовою є аналогічною традиційному технологічному обладнанню.

7.2. Модульна побудова технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Технологічне обладнання відрізняється за функціональним та технологічним призначенням, системами управління, рівнем автоматизації та компоновками. Різноманітність кінематичних схем та конструктивного

виконання основних компонентів обладнання обумовлюється не тільки комплексом технологічних задач, для реалізації яких побудовано технологічне обладнання, а також удосконаленням існуючих конструкцій та створенням принципово нових механізмів.

Безперервне зростання номенклатури програмно-керованого технологічного обладнання свідчить, що воно не в повній мірі пристосоване до конкретних умов багатомономенклатурного швидкопереналагоджуваного серійного виробництва.

Слід відмітити, що і виробники, і споживачі технологічного обладнання страждають у рівній мірі як від надто швидкого, так і від надто повільного розвитку верстатобудування, який повинен бути економічно доцільним.

Повільний розвиток обмежує підвищення продуктивності виробництва у споживача, а надто швидкий – значно підвищує вартість технологічного обладнання і витрати на його виробництво та експлуатацію.

Ефективність проектування, виробництва та впровадження технологічного обладнання нового покоління підвищується за рахунок застосування агрегатно-модульного принципу та кількості типорозмірів технологічного обладнання при мінімальних витратах на виробництво та експлуатацію.

Впровадження агрегатно-модульного принципу побудови технологічного обладнання є основою для подальшого розвитку функціональних та технологічних можливостей обладнання з метою максимального забезпечення конкретних вимог споживача щодо якості, точності, продуктивності та економічності виробництва.

Крім того, агрегатно-модульний принцип побудови технологічного обладнання дає можливість впровадження нового підходу до проектування технологічних процесів та, у першу чергу, створення принципово нового технологічного обладнання для реалізації сучасної технології виробництва з більш високим рівнем інтеграції обробки та оптимальним поєднанням і суміщенням методів обробки з різним за фізичною природою технологічним впливом.

Аналіз існуючих механізмів паралельної структури показує, що всі вони, незалежно від методу перетворення рухів виконавчого органу, кінематичної структури, конструктивного виконання основних компонентів та їх компоновки складаються з незначної кількості уніфікованих модулів конкретного функціонального призначення.

В технологічному обладнанні з паралельною кінематикою застосовуються механізми паралельної структури, у яких відповідний рух виконавчого органу реалізується шляхом:

- зміни довжини кінематичних ланок;
- зміни координат опорних шарнірів;

- примусового обертального руху опорного шарніру;
- зміни кута між елементами V-подібного механізму.

Кожний з наведених механізмів має відповідну кількість конструктивно закінчених та функціонально самостійних компонентів визначеного призначення – модулів [1, 4, 11, 26].

Механізм з змінною довжиною кінематичних ланок (рис. 7.2) складається з трьох уніфікованих модулів:

- МГР – модуль головного руху;
- МЗД – модуль зміни довжини кінематичних ланок;
- МСБ – модуль нерухомого елемента (стаціонарного блоку), який має призначення несучої системи технологічного обладнання.

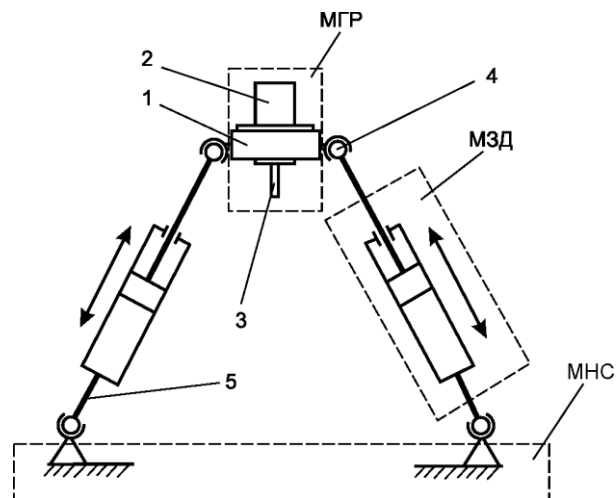


Рис. 7.2. Механізм з змінною довжиною штанг:

1 – виконавчий орган; 2 – привід головного руху; 3 – інструмент;
4 – шарнір; 5 – кінематична ланка (штанга)

Ці модулі використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу біпод, трипод, гексапод, пентапод.

Механізм зі зміною координат опорних шарнірів (рис. 7.3) складається з наступних модулів:

- МГР – модуль головного руху;
- МПД – модуль кінематичної ланки постійної довжини;
- МЗК – модуль зміни координат опорних шарнірів;
- МСБ – модуль нерухомого елемента (стаціонарного блоку);
- МН – модуль напрямних.

Ці модулі використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу біглайд, триаглайд, гексаглайд.

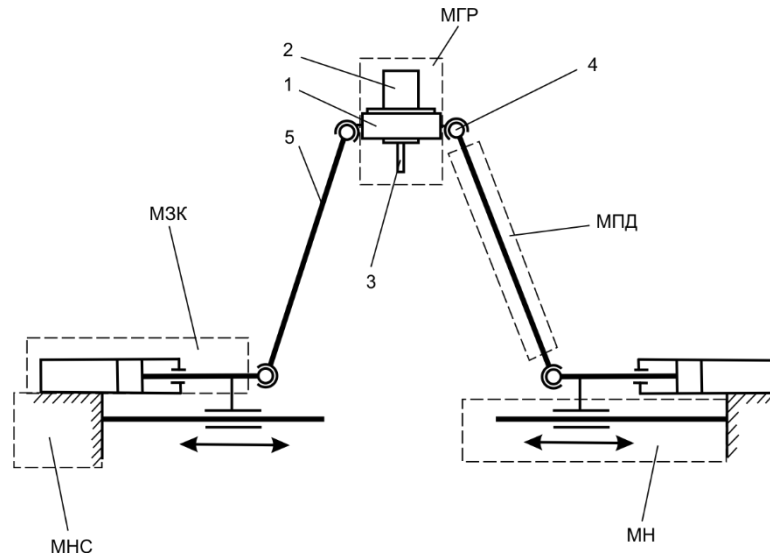


Рис. 7.3. Механізм з зміною координат опорних шарнірів:
 1 – виконавчий орган; 2 – привід головного руху; 3 – інструмент; 4 – шарнір;
 5 – кінематична ланка постійної довжини

Механізм з примусовим обертальним рухом опорного шарніру (рис. 7.4)

складається з наступних модулів:

- МГР – модуль приводу головного руху;
- МПР – модуль примусового обертального руху опорних шарнірів;
- МПШ – модуль паралелограмних кінематичних ланок;
- МСБ – модуль стаціонарного блоку.

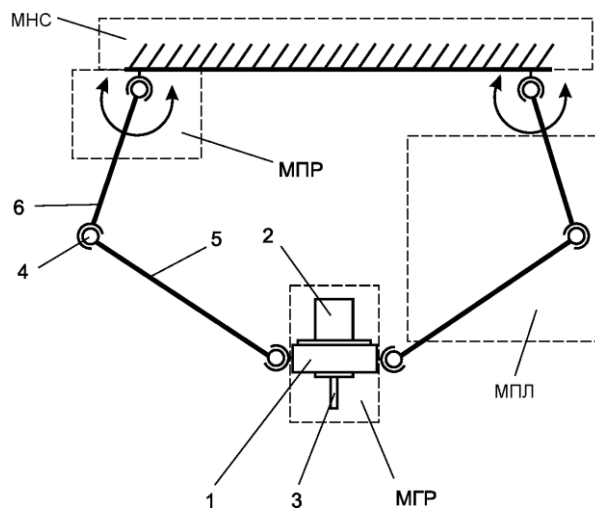


Рис. 7.4. Механізм з примусовим обертальним рухом опорного шарніру:
 1 – виконавчий орган; 2 – привід головного руху; 3 – інструмент;
 4 – шарнір; 5, 6 – кінематичні ланки постійної довжини

Ці модулі використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу дельта.

Обладнання з V-подібним механізмом (рис. 7.5) складається з модулів:

- МГР – модуль головного руху;

- МВМ – модуль V-подібного механізму;
- МСБ – модуль стаціонарного блоку;
- МЗД – модуль зміни довжини штанги.

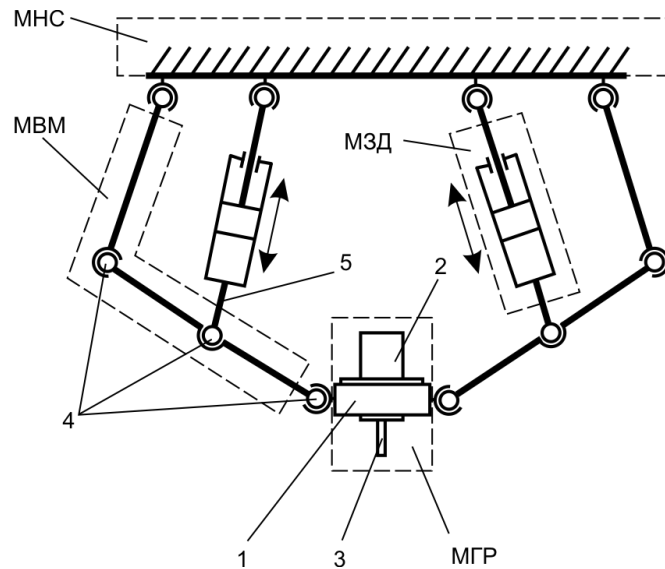


Рис. 7.5. Обладнання з V-подібним механізмом:

1 – виконавчий орган; 2 – привід головного руху; 3 – інструмент; 4 – шарнір;
5 – штанга змінної довжини.

Ці модулі використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу «ножиці».

Кожний механізм паралельної структури складається з модулів, які відповідають **основним вимогам агрегатно-модульного принципу** побудови технологічного обладнання:

- закінченість та конструктивна самостійність компонента;
- забезпечення міцності та жорсткості компонента у межах одного типорозміру у відповідності з проектними нормативами;
- забезпечення оптимальної компоновки модулів у різних їх сполученнях та положеннях;
- простий та надійний монтаж та демонтаж модулів;
- уніфікація стиковочних елементів модулів аналогічного призначення.

Аналіз наведених кінематичних схем механізмів паралельної структури дозволяє зробити наступні **висновки**: усі механізми складаються з обмеженої кількості модулів; визначені модулі використовуються майже в усіх механізмах паралельної структури.

Побудова механізмів паралельної структури здійснюється шляхом вибору необхідних модулів з наведеного нижче комплекту залежно від їх функціонального призначення та конструктивного виконання:

- модуль головного руху МГР;
- модуль зміни довжини кінематичних ланок МЗД;

- модуль примусового обертального руху шарнірів МПР;
- модуль зміни координат опорних шарнірів МЗК;
- модуль напрямних МН;
- модуль паралелограмних кінематичних ланок (штанг) МПШ;
- модуль кінематичних ланок постійної довжини МПД;
- модуль V-подібного механізму МВМ;
- модуль нерухомого стаціонарного блоку МСБ.

Важливою умовою агрегатно-модульного принципу є побудова конкретних модулів та інших компонентів технологічного обладнання з паралельною кінематикою за функціональним призначенням та за вимогами споживачів залежно від конкретних умов виробництва.

Основним критерієм ефективності проектування модулів є мінімізація їх маси та розмірів з метою зменшення матеріалоемності, характеристик міцності та динаміки.

Конкретні модифікації технологічного обладнання з паралельною кінематикою, побудовані за агрегатно-модульним принципом, повинні задовольняти **наступним вимогам**:

- потужність, швидкість та прискорення рухів виконавчого органу, а також точність позиціонування, жорсткість кінематичних ланцюгів, розміри робочого простору повинні відповідати комплексу технологічних задач, які реалізуються на обладнанні;
- кінематична структура та компоновка технологічного обладнання з паралельною кінематикою повинні забезпечити мінімальну кількість маніпуляційних рухів виконавчого органу та необхідну кількість ступенів вільності для реалізації усіх технологічних операцій, які повинні на ньому реалізуватися;
- комплекс технологічних операцій, рівень їх інтеграції та темп виконання, а також енергетичні та фінансові витрати на впровадження нового технологічного обладнання повинні забезпечити техніко-економічну ефективність його експлуатації.

Кожний модуль технологічного обладнання з паралельною кінематикою має конкретне функціональне призначення.

Модуль головного руху (МГР) є основним компонентом технологічного обладнання, який забезпечує необхідну швидкість функціонування відповідного процесу. Модуль складається з приводу головного руху (мотор-шпindel з безступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя) та інструментотримачем. Усі складові елементи модуля змонтовані на рухомому виконавчому органі. Для прецизійного технологічного обладнання типу «дельта» модуль може бути змонтований на нерухомому стаціонарному блоці, а передача руху від двигуна до шпинделя у такому випадку реалізується за

допомогою гнучкого валу. Модуль МГР використовується в усіх різновидах технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

У склад МГР повинен входити затискний механізм (ЗМ), який має затискний патрон (ЗП) і привід затиску (ПЗ). ЗМ може бути представлений окремим модулем, як і в технологічному обладнанні традиційної компоновки.

Слід відмітити, що модулі зміни довжини кінематичних ланок (МЗД), координат опорних шарнірів (МЗК), примусового обертального руху опорних шарнірів (МПР) використовуються для реалізації рухів подач, установчих та прискорених рухів виконавчих органів технологічного обладнання. Вони при аналогічному функціональному призначенні мають різну кінематичну структуру та конструктивне виконання.

Модуль зміни довжини штанг (МЗД) застосовується у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу гексапод, біпод, трипод, у яких відповідний рух виконавчого органу реалізується шляхом зміни довжини кінематичних ланок. Модуль складається з відповідного приводу лінійних переміщень (пнеumo-, гідро- або лінійний електропривід) та кінематичних ланок змінної довжини (наприклад, телескопічних), на кінцях яких змонтовані опорні шарніри.

Модуль примусового обертального руху опорних шарнірів (МПР) використовується у технологічному обладнанні типу «дельта» різноманітного конструктивного виконання. Модуль складається з двигуна обертальної дії з безступінчастим регулюванням частоти обертання та шарніру спеціальної конструкції. Зміна кута між двома шарнірно з'єднаними кінематичними ланками забезпечує задане переміщення виконавчого органу у межах робочого простору. Модуль завжди розташований на нерухомому стаціонарному блоку, тому його маса не впливає на динамічні характеристики технологічного обладнання.

Модуль зміни координат опорних шарнірів (МЗК) використовується у технологічному обладнанні типу біглайд, триаглайд, гексаглайд, у якому заданий рух виконавчого органу реалізується шляхом переміщення опорних шарнірів кінематичних ланок вздовж напрямних. Модуль складається з відповідного приводу та механізму перетворення рухів або лінійних приводів (пнеumo-, гідро- або лінійного електроприводу) та розташований на нерухомому елементі механізму (стаціонарному блоку).

Модуль напрямних (МН). Залежно від визначених технологічних задач, які реалізуються на технологічному обладнанні, напрямні мають різне конструктивне виконання та взаємне розташування у просторі. Використовується у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу біглайд, триаглайд, гексаглайд. У технологічному обладнанні типу біпод, трипод, гексапод модуль напрямних відсутній.

Модуль паралелограмних кінематичних ланок (штанг) (МПШ) використовується у технологічному обладнанні типу «дельта» та його

модифікаціях. Модуль складається з двох пар кінематичних ланок, з'єднаних попарно-паралельно та побудованих у вигляді паралелограмного механізму.

Модуль кінематичних ланок постійної довжини (МПД) має просту конструкцію і складається з стрижня, на кінцях якого змонтовані відповідні шарніри (сферичний або універсальний). Використовується в технологічному обладнанні з паралельною кінематикою типу біглайд, триаглайд, гексаглайд.

Модуль V-подібного механізму (МВМ) використовується тільки у технологічному обладнанні типу «ножиці» і складається з двох прямокутних пластин, з'єднаних шарнірно, на вільних кінцях яких змонтовані спеціальні шарніри.

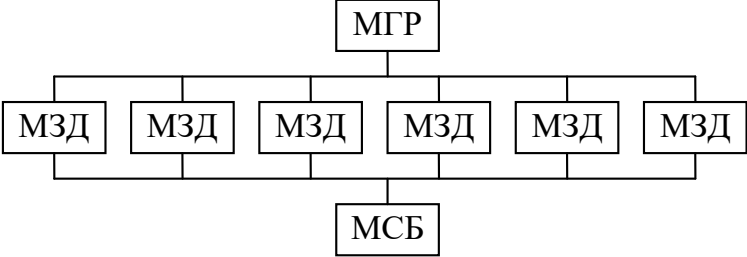
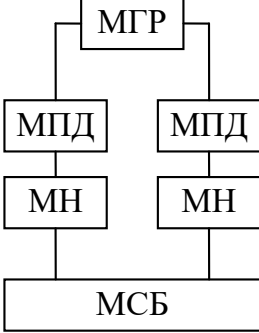
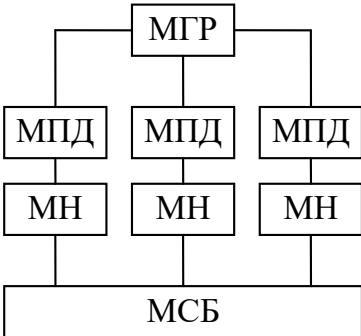
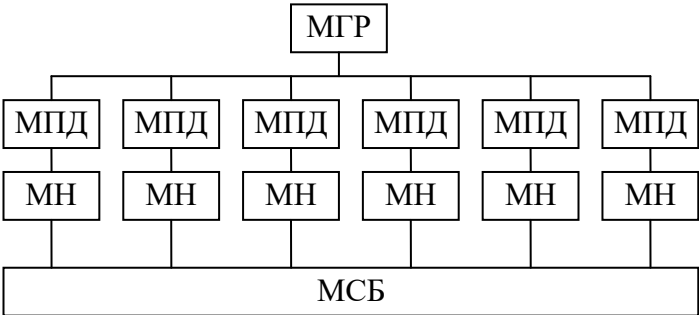
Модуль нерухомого стаціонарного блоку (МСБ) є основним і обов'язковим компонентом кожної модифікації технологічного обладнання з паралельною кінематикою, який виконує функції несучої системи та призначений для монтажу усіх його складових компонентів.

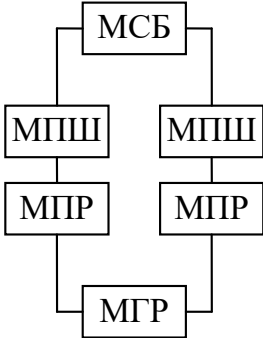
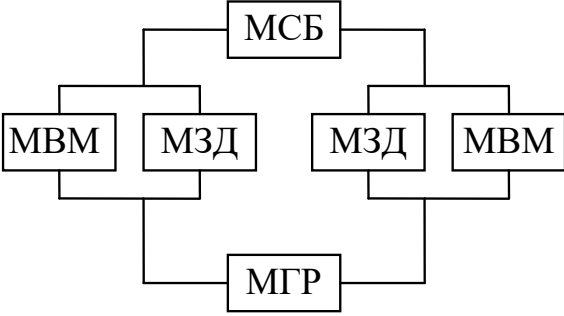
Структурні схеми найпоширеніших типів технологічного обладнання з паралельною кінематикою наведені у табл. 7.1.

Таблиця 7.1

Структурні схеми технологічного обладнання з паралельною кінематикою з набором модулів

№	Тип обладнання	Структурна схема
1	2	3
1	Біпод	
2	Трипод	

1	2	3
3	Гексапод	 <pre> graph TD MGR[MГР] --- MZD1[МЗД] MGR --- MZD2[МЗД] MGR --- MZD3[МЗД] MGR --- MZD4[МЗД] MGR --- MZD5[МЗД] MGR --- MZD6[МЗД] MZD1 --- MSB[МСБ] MZD2 --- MSB MZD3 --- MSB MZD4 --- MSB MZD5 --- MSB MZD6 --- MSB </pre>
4	Біглайд	 <pre> graph TD MGR[MГР] --- MPD1[МПД] MGR --- MPD2[МПД] MPD1 --- MN1[МН] MPD2 --- MN2[МН] MN1 --- MSB[МСБ] MN2 --- MSB </pre>
5	Триглайд	 <pre> graph TD MGR[MГР] --- MPD1[МПД] MGR --- MPD2[МПД] MGR --- MPD3[МПД] MPD1 --- MN1[МН] MPD2 --- MN2[МН] MPD3 --- MN3[МН] MN1 --- MSB[МСБ] MN2 --- MSB MN3 --- MSB </pre>
6	Гексаглайд	 <pre> graph TD MGR[MГР] --- MPD1[МПД] MGR --- MPD2[МПД] MGR --- MPD3[МПД] MGR --- MPD4[МПД] MGR --- MPD5[МПД] MGR --- MPD6[МПД] MPD1 --- MN1[МН] MPD2 --- MN2[МН] MPD3 --- MN3[МН] MPD4 --- MN4[МН] MPD5 --- MN5[МН] MPD6 --- MN6[МН] MN1 --- MSB[МСБ] MN2 --- MSB MN3 --- MSB MN4 --- MSB MN5 --- MSB MN6 --- MSB </pre>

1	2	3
7	Дельта	
8	Ножиці	

Аналіз структурних схем технологічного обладнання з паралельною кінематикою показує, що усе воно складається з визначеної кількості відповідних модулів.

Найбільш простим за конструктивним виконанням є технологічне обладнання з паралельною кінематикою типу біпод, а найбільш складним – гексапод.

Вибір конкретної модифікації технологічного обладнання залежить від комплексу технологічних задач, маси та габаритних розмірів деталі, її конструктивної форми, кількості сторін, які обробляються, а також конкретних вимог споживача.

Слід відмітити, що достатній та обов'язковий комплект модулів необхідно доповнити відповідними системами, що забезпечують сервісні умови функціонування технологічного обладнання, а саме системами: управління, контролю та діагностики, змащування, видалення стружки, автоматичної зміни інструменту та іншими.

Таким чином, враховуючи конкретні вимоги споживача та умови виробництва, можна сформувати будь-яке за функціональним призначенням технологічне обладнання з наперед заданими функціональними та

технологічними можливостями шляхом раціонального вибору комплексу складових модулів, що дозволить значно скоротити термін технічної підготовки та оперативно задовольнити вимоги сучасного ринку збуту верстатобудівної продукції.

7.3. Умови формування модулів технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Задача вибору необхідного комплексу модулів для формування конкретного технологічного обладнання з паралельною кінематикою вирішується шляхом порівняння відомих компоновок традиційного та принципово нового обладнання за визначеними класифікаційними ознаками. Відсутність у практичній діяльності підприємств інтегральних критеріїв вибору технологічного обладнання показує, що умови конкретного виробництва висувають поряд з загальними критеріями точності, жорсткості та продуктивності свої вимоги, які обумовлюються принципами побудови технологічних процесів, оснащеністю підприємства та конкретним інженерним досвідом. Задача раціонального вибору компоновки технологічного обладнання з паралельною кінематикою ускладнюється тим, що у його загальній архітектурі взаємне розташування модулів майже не впливає на функціональні та технологічні можливості обладнання. Дійсно, усе відоме технологічне обладнання з паралельною кінематикою у межах однієї модифікації, типорозміру та точності практично не відрізняється за складом та змістом технологічних операцій, які на них виконуються, а якщо і є різниця, то вона практично не пов'язана з компоновкою конкретного обладнання.

Тому на перший план під час формування комплексу модулів для побудови конкретного технологічного обладнання висуваються такі класифікаційні ознаки, як форма та розміри робочого простору, зручність обслуговування, можливість програмування процесу обробки, ремонтпридатність, а також можливість його вбудови у транспортну систему.

На компоновку технологічного обладнання з паралельною кінематикою значно впливають умови виробництва. Всі підприємства-виробники підрозділяються на дві групи:

- підприємства, які вперше освоюють подібне обладнання та використовують досвід інших підприємств;
- підприємства, які випускають подібне обладнання та використовують власний досвід.

Підприємствам першої групи властиві спроби вийти за межі традиційних підходів до проектування, а другої групи – властиве збереження традиційних поглядів.

Раціональне різноманіття компоновок, кінематичних структур та конструктивного виконання технологічного обладнання з паралельною кінематикою обумовлюється техніко-економічною рівновагою поглядів виробників та споживачів обладнання. Перші зацікавлені у підвищенні серійності виробництва за рахунок зменшення номенклатури технологічного обладнання, а другі – у підвищенні можливості вибору оптимального для конкретних умов виробництва технологічного обладнання за рахунок збільшення їх номенклатури.

Процес формування компоновочних схем технологічного обладнання активно розвивається, а відносно сталі їх різноманіття буде сформовано під впливом досвіду створення та експлуатації виробничих систем з використанням технологічного обладнання з паралельною кінематикою, яке в основному відрізняється такими функціонально-технологічними характеристиками, як кількість координатних переміщень виконавчого органу та розмірами робочого простору.

Аналіз рівня застосування традиційного обладнання за вищенаведеними критеріями дозволить визначити рівень подальшого застосування технологічного обладнання з паралельною кінематикою, яке вирішує майже аналогічні технологічні задачі.

Технологічне обладнання традиційної компоновки має різну кількість координатних переміщень:

- однокоординатне – агрегатне технологічне обладнання;
- двохкоординатне – універсальне токарне технологічне обладнання;
- трьохкоординатне – універсальне фрезерне технологічне обладнання;
- три-шість координатних переміщень має багатоцільове технологічне обладнання з ЧПУ.

Таким чином, враховуючи можливості та характеристики кожної модифікації існуючого технологічного обладнання з паралельною кінематикою, а також функціональне призначення конкретних модулів, з яких воно складається, є практична можливість реалізації структурного формування обладнання за конкретними вимогами споживача.

Рекомендації по вибору необхідного комплекту відповідних модулів для створення технологічного обладнання з паралельною кінематикою з наперед заданими функціональними та технологічними можливостями [11, 25, 28]:

1. Кожна конкретна модифікація технологічного обладнання повинна мати три обов'язкових модулі:

- головного руху;

- відповідного механізму паралельної структури;
- стаціонарного блоку.

Технічна характеристика визначених модулів залежить від комплексу технологічних задач, рівня інтеграції операцій та інтенсивності режимів виконання процесів, а також від загальної кількості вибраних модулів та загальної компоновки відповідної модифікації технологічного обладнання.

2. Залежно від конструктивної форми деталей, форма та розміри робочого простору, величини координатних переміщень, а також співвідношення між ними визначаються відповідними механізмами, за допомогою яких реалізуються необхідні рухи виконавчого органу:

- для силових (чорнових) методів обробки слід вибирати більш жорстку конструкцію механізму паралельної структури, який має шість кінематичних ланок, побудованих у вигляді просторової стрижневої ферми (механізми типу «гексапод», «гексаглайд»);
- для реалізації процесів з незначними навантаженнями слід приймати механізми типу «дельта»;
- для деталей, які мають форму вертикально розташованого циліндру, рекомендується приймати кінематичну структуру «гексапод» або «гексаглайд» з вертикальними напрямними, а для деталей, у яких $L/D > 2$ слід приймати кінематичну структуру «гексаглайд» з горизонтальними напрямними;
- обробка точних деталей вимагає використання жорсткого механізму паралельної структури з точним позиціонуванням виконавчого органу, тому слід вибирати механізми типу трипод або гексапод.

7.4. Передумови до структурної ідентифікації компоновок технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Кінематика технологічного обладнання основана на використанні відповідних механізмів, які забезпечують виконавчому органу тільки два простих рухи – обертальний і поступальний, а їх сполучення та кількісні співвідношення визначають усі відомі методи обробки і схеми формоутворення поверхонь.

Склад елементарних рухів формоутворення поверхонь, допоміжних рухів та зв'язків між ними обумовлюють кінематичну структуру технологічного обладнання, яка є основою для побудови його компоновки [11, 33].

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою найбільш повно задовольняє вимогам сучасної технології – органічного поєднання на одному верстаті методів обробки з різним за фізичною природою технологічним

впливом та відрізняється компоновками, кінематичними структурами і конструктивним виконанням основних компонентів.

Наприклад, технологічне обладнання з паралельною кінематикою типу гексапод, виконавчий орган якого має шість координатних рухів, складається з трьох модулів: стаціонарного блоку з заготовкою, відповідного механізму паралельної структури та виконавчого органу з інструментом, які шарнірно зв'язані між собою у визначеній послідовності. Таке обладнання має тільки один варіант компоновки, у якому зміна послідовності розташування модулів не допускається.

Для порівняння, гіпотетичне технологічне обладнання традиційної компоновки, яке також має шість координатних рухів, повинно складатися з семи модулів: одного стаціонарного та шести рухомих, кожний з яких реалізує лише один координатний рух. Таке обладнання має значну кількість варіантів компоновок. Кількість структурних варіантів у такому випадку дорівнює числу перевстановлень семи модулів $M_7 = 7! = 5040$.

Аналіз вітчизняних і зарубіжних публікацій переконує, що кількість різноманітного конструктивного виконання ВПК постійно зростає, а можливості теоретичного аналізу їх компоновок обмежуються відсутністю методики структурної оцінки останніх. Існуючі класифікації компоновок технологічного обладнання, запропоновані Х. Гебелем, А.С. Проніковим та іншими дослідниками, методика запису структурних формул компоновок запропонована Враговим Ю.Д., а також структури промислових роботів, сформульована Павленком І.І., не враховують специфічних особливостей ВПК (відсутність напрямних у більшості верстатів, неможливість зміни послідовності розташування відповідних модулів та інші), тому їх неможливо застосувати для структурного аналізу компоновок ВПК.

Структурні формули обумовлюють визначену послідовність символів, і визначають кінематичну структуру, відповідні складові компоненти технологічного обладнання, а також їх координатну належність та спосіб сполучення.

Враховуючи специфічні особливості технологічного обладнання з паралельною кінематикою неможливо застосувати існуючі класифікації та способи позначення структур і компоновок обладнання традиційної компоновки для його структурного аналізу, тому необхідно розробити новий підхід до позначення структур та компоновок подібного обладнання.

Авторами даного посібника розроблені нові підходи до позначення структур та компоновок технологічного обладнання з паралельною кінематикою.

Наведені пропозиції та рекомендації щодо розробки структурних формул компоновок технологічного обладнання з паралельною кінематикою є першим

кроком вирішення висунутих задач та внаслідок їх новизни не претендують на повноту та завершеність.

Розробку структурних формул компоновок технологічного обладнання з паралельною кінематикою слід починати з визначення його компоновочних характеристик (рис. 7.6) [11, 15].

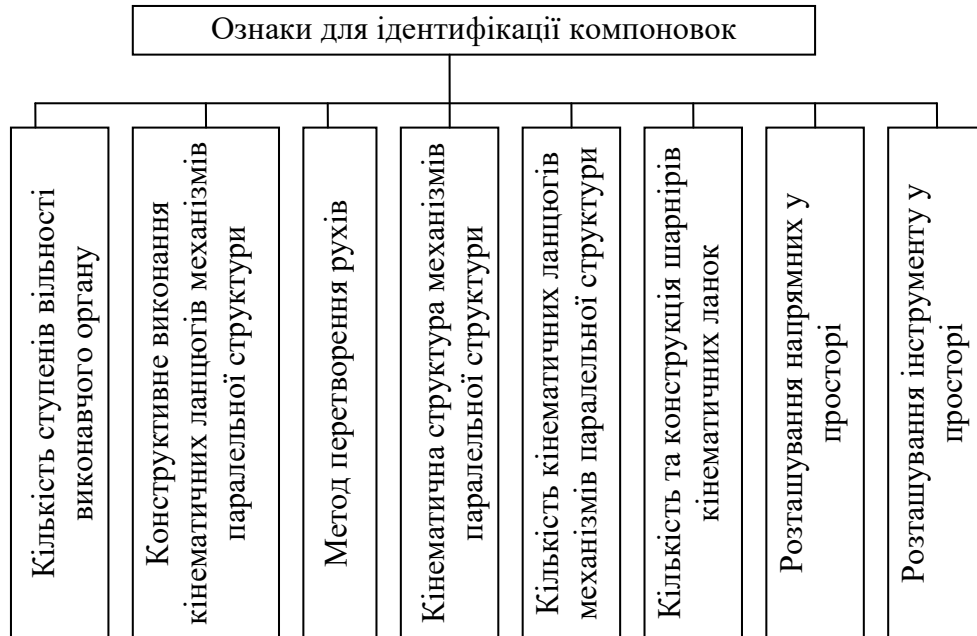


Рис. 7.6. Вимоги до структурної ідентифікації компоновок технологічного обладнання з паралельною кінематикою

В структурних формулах використовується система позначень координат, яка відповідає рекомендаціям ISO та деякі математичні позначення теорії множин та алгебри логіки.

Особливістю системи ISO є те, що вісь координат Z завжди розташована паралельно осі шпинделя з інструментом у його нульовому положенні, а вісь X завжди горизонтальна. Положення осі Y визначається відносно осей Z та X . Початок системи координат визначається вільно.

Слід відмітити, що більшість технологічного обладнання з паралельною кінематикою не має фізичних ортогональних осей координат, але для спрощення аналізу приймаються віртуальні ортогональні осі (Z, X, Y), тому деякі положення, рекомендації та принципи позначень елементів ISO не можуть бути застосовані для розробки принципу побудови структурних формул та ідентифікації його компоновок.

Введемо позначення, які задовольняють компоновкам та кінематичним структурам подібного обладнання:

nF – ступінь вільності ВО (n – кількість ступенів вільності; F – означає, що число, яке стоїть попереду, визначає кількість ступенів вільності);

S – сферичний шарнір;

U – універсальний шарнір (шарнір Гука, Кардана);
 I_V, I_H, I_A – розташування різального інструмента у просторі (вертикальне, горизонтальне та під кутом відповідно);
 G_X, G_Y, G_Z – розташування напрямних у просторі;
 $N \times S$ – структура компоновки ВПК, що визначає кількість груп опорних шарнірів кінематичних ланок на основних елементах верстата (N – кількість груп на несучій системі; S – кількість груп на ВО);
 PP – кінематична ланка постійної довжини;
 PC – кінематична ланка змінної довжини;
 V – V-подібний механізм;
 PG – паралелограмний механізм з попарно-паралельним з'єднанням кінематичних ланок постійної довжини.

Напрямні використовуються у технологічному обладнанні з паралельною кінематикою, кінематичні ланки якого мають постійну довжину. Розташування напрямних у просторі може бути вертикальним, горизонтальним або комбінованим (вертикально, горизонтально та під кутом до відповідної осі (або осей) системи координат). Використовуючи умовні позначення конструктивних елементів механізмів паралельної структури можна записати їх структурні формули.

З урахуванням запропонованих умовних позначень компонентів МПС рекомендується загальний принцип стислого запису структурних формул компонок ВПК (рис. 7.7).

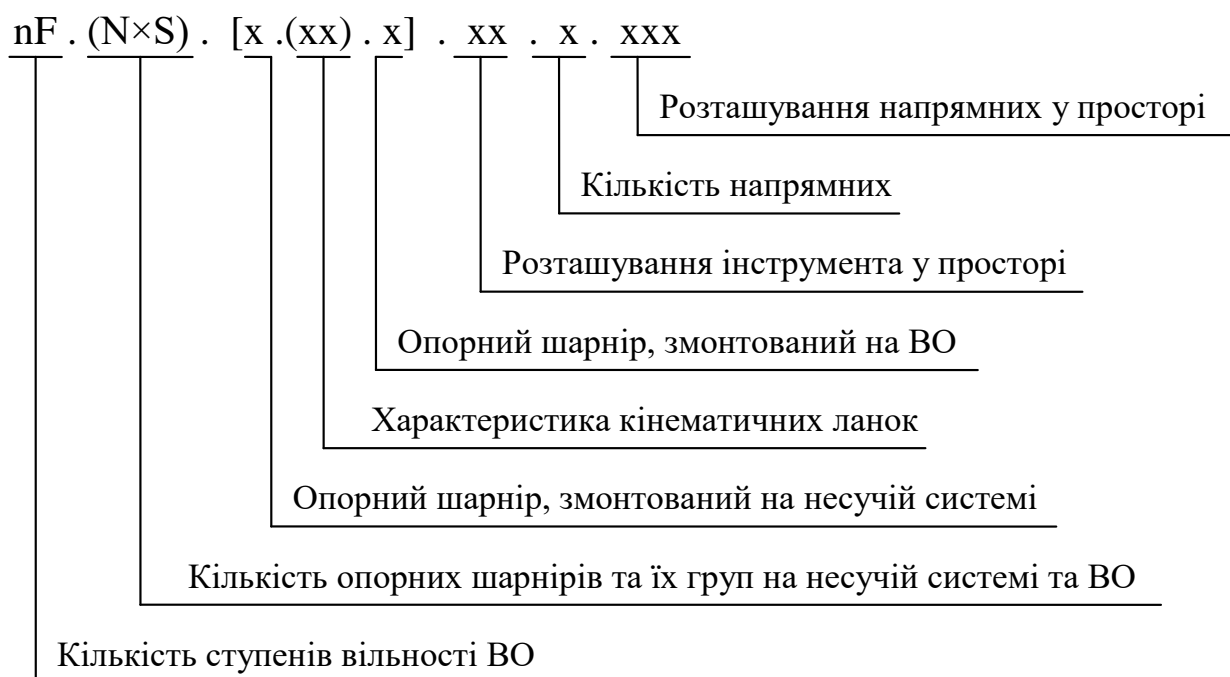


Рис. 7.7. Принцип будови структурних формул компонок ВПК

Структурна формула складається з трьох частин:

1) $nF \cdot (N \times S)$ – основна характеристика компоновки ВПК, а саме: кількість ступенів вільності ВО (кількість його координатних переміщень) (nF) та кількість груп опорних шарнірів кінематичних ланок на несучій системі та ВО ($N \times S$);

2) $[x.(xx).x]$ – характеризує кінематичну структуру МПС і записується у квадратних дужках, а саме:

x – конструктивне виконання опорного шарніру, що розташований на несучій системі ВПК (S, U);

xx – метод перетворення рухів. Кінематична ланка, за допомогою якої створюються відповідні координатні переміщення ВО (записується у круглих дужках);

x – конструктивне виконання опорного шарніру, розташованого на виконавчому органі ВПК(S, U).

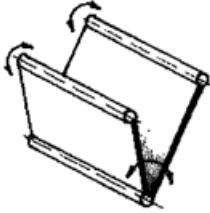

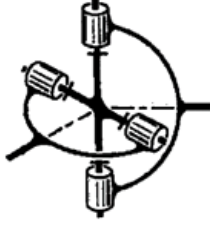
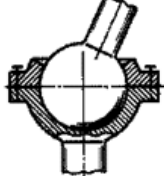

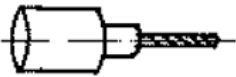

3) $xx \cdot x \cdot xxx$ – характеризує розташування інструмента, а також кількість і розташування напрямних у просторі (I_V, I_H, I_A) . (G_X, G_Y, G_Z).

Приклади запису структурних формул основних компонентів найбільш розповсюджених механізмів паралельної структури наведені у табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Ідентифікація механізмів паралельної структури та їх компонентів

Номер поз.	Характеристика	Схема	Позначення
1	2	3	4
1	Кінематична ланка постійної довжини		PP
2	Кінематична ланка змінної довжини (з пневмо-, гідроциліндром)		PVC
3	Кінематична ланка змінної довжини (телескопічна)		PVT
4	Напівколова кінематична ланка сферичного механізму		PS

1	2	3	4
5	V-подібний механізм (дві прямокутні шарнірно зв'язані пластини)		V
6	Паралелограмний механізм з попарно-паралельним з'єднанням кінематичних ланок постійної довжини		PG
7	Напрямні	Напрямні будь-якої конструкції	G
8	Універсальний шарнір (шарнір Гука, Кардана)		U
9	Сферичний шарнір		S
10	Шарнір з примусовим обертальним рухом	Шарнір з примусовим обертальним рухом будь-якої конструкції	R
11	Вертикальне розташування інструмента в нульовому положенні		I _v
12	Горизонтальне розташування інструмента в нульовому положенні		I _h
13	Кутове розташування інструмента в нульовому положенні		I _a
14	Нерухомий стаціонарний блок	Несуча конструкція будь-якої конфігурації	O

Залежно від мети позначення компоновок, їх структурна формула може бути обмеженою або доповненою іншими параметрами, які уточнюють характеристику компоновки. Структурна формула компоновок технологічного обладнання з паралельною кінематикою є основою для внесення додаткової конструкторсько-технологічної інформації.

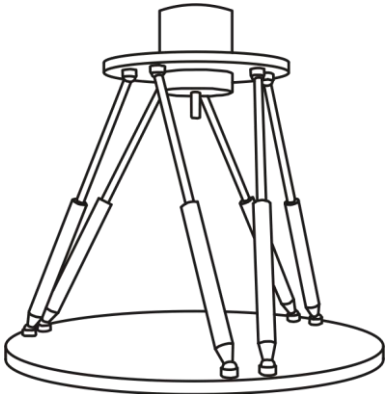
Таким чином, запропонований метод побудови структурних формул компоновок технологічного обладнання з паралельною кінематикою дає можливість математично записати компоновку різного за кінематичною структурою технологічного обладнання, намітити шляхи удосконалення компоновок подібного обладнання та створити принципово нові компоновки.

Враховуючи новизну задачі, автори не претендують на завершеність та остаточне вирішення проблеми побудови структурних формул технологічного обладнання з паралельною кінематикою, тому що це є першим кроком у цьому напрямку.

Приклад практичної реалізації запропонованої методики запису структурної формули компоновки верстата-гексапода наведений у табл. 7.3.

Таблиця 7.3

Приклад запису структурної формули компоновки верстата-гексапода

Найменування та стисла характеристика	Кінематична схема та структурна формула
<p>Шість ступенів вільності – 6F (на ВО та несучій системі розташовано по три групи здвоєних шарнірів $(3 \times 2) \times (3 \times 2)$);</p> <p>Шість кінематичних ланцюгів, кожний з яких складається з двох сферичних шарнірів S, кінематичної ланки змінної довжини PC.</p> <p>Інструмент розташований вертикально (I_v);</p> <p>Рух ВО реалізується шляхом зміни довжини кінематичних ланок (PC)</p>	 <p>$6F.(3 \times 2) \times (3 \times 2) [S.(PC).S].I_v$</p>

Залежно від мети позначення компоновок ВПК їх структурна формула може бути обмеженою або повною (доповненою іншими параметрами, які уточнюють специфічні властивості компоновок). Загальна структурна формула компоновок ВПК є основою для внесення додаткової конструкторсько-технологічної інформації.

Запропонований спосіб позначення компоновок технологічного обладнання з паралельною кінематикою може бути використаний і на інше обладнання: координатні вимірювальні машини, робото-технічні системи та інші.

ГЛАВА 8 РУХОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕРСТАТІВ-ГЕКСАПОДІВ

8.1. Показники рухових характеристик верстатів-гексаподів

Висока рухомість ВПК досягається за рахунок застосування багаторухомих просторових МПС, конструктивна реалізація яких базується на використанні кількох рухомих кінематичних ланок постійної або змінної довжини з опорними шарнірами, розташованими на ВО та несучій системі. Один із розповсюджених та доцільних варіантів ВПК – використання МПС із шістьма кінематичними ланками змінної довжини, що створює шестикоординатну верстатну систему, а в сукупності з ВО – верстат-гексапод.

Можлива кількість конструктивних варіантів подібних верстатів дуже велика внаслідок значної кількості вірогідних виконань МПС та додаткових рухів допоміжних механізмів верстата (рис. 8.1), що дозволяє виконувати різноманітні рухи ВО верстата по переміщенню та переорієнтації деталей та інструмента. Рухомість МПС залежить від структури його будови та числа ступенів рухомості ВО. Для більш детальної оцінки можливостей ВПК доцільно використати показник (коефіцієнт) рухових можливостей K_p [60, 62, 65, 66], який є добутком показника переміщень (K_n) на коефіцієнт орієнтуючих можливостей (сервіс – C):

$$K_p = K_n \cdot C.$$

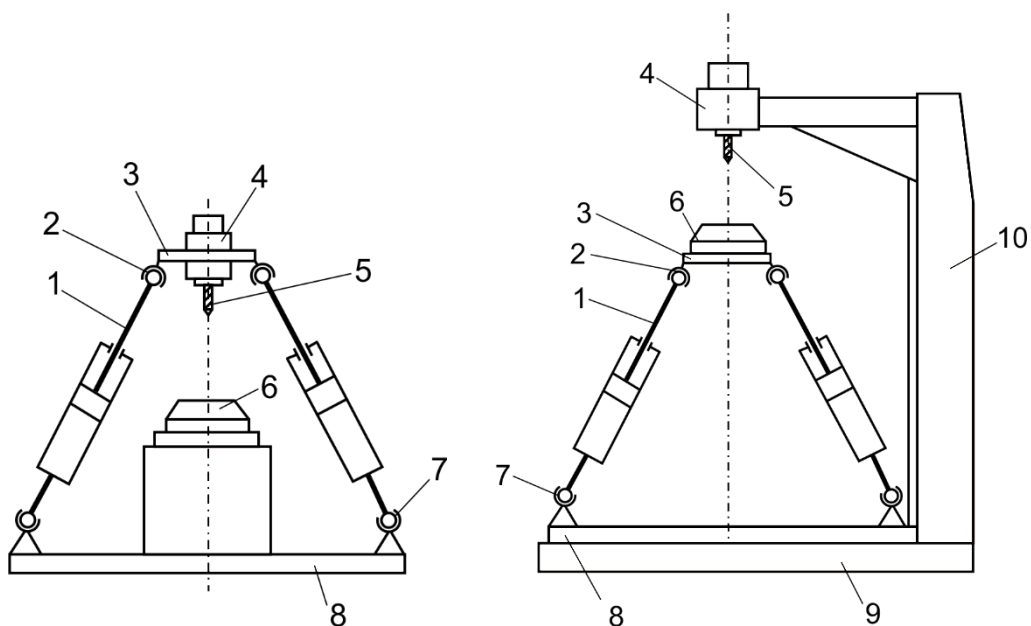


Рис. 8.1. Схеми варіантів верстатів з паралельною кінематикою:
1 – рухомі кінематичні ланки; 2, 7 – опорні шарніри; 3 – виконавчий орган;
4 – шпиндельний вузол; 5 – ріжучий інструмент; 6 – оброблювана деталь;
8 – несуча система; 9, 10 – станина

Під **показником переміщення** слід розуміти відношення реальної величини переміщення виконавчого органу МПС до теоретично можливої, який можна визначати при переміщенні ВО по лініях, площинах і в об'ємі. Оцінка можливих поступальних рухів МПС надзвичайно важлива, тому що ці рухи у ВПК реалізують як сам процес обробки, так і установчі рухи ВО для забезпечення необхідної точності виготовлення деталі.

Оцінку вказаних переміщень у загальному вигляді, доцільно виконувати по точці «О», яка співпадає з центром рухомого ВО (або іншим елементом ВПК – ріжучим інструментом, оброблюваною деталлю), що розміщений на осі симетрії виконавчого органу МПС у вихідному положенні. Так, при переміщенні ВО по лінії симетрії МПС коефіцієнт переміщення буде (рис. 8.2, а):

$$K_{nl} = \frac{l}{L},$$

де l – величина реального переміщення ВО в заданому напрямку;

L – теоретично можлива величина, що може реалізуватись ідеальним механізмом без конструктивних обмежень, за яку доцільно приймати максимальну довжину кінематичних ланок.

Подібним чином можна оцінювати можливості лінійних переміщень в інших напрямках (рис. 8.2, б).

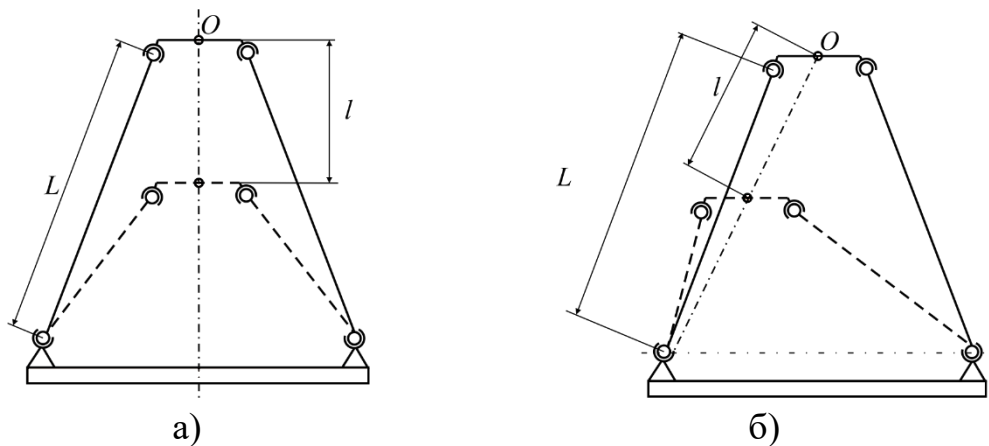


Рис. 8.2. Схема переміщень ВО по лінії

При переміщенні ВО у площині відповідний показник буде (рис. 8.3, а):

$$K_{m} = \frac{f}{F},$$

де f – реально можлива величина переміщення (площини) центру ВО;

F – теоретично можлива величина переміщення, яка реалізується ідеальним МПС з максимальною довжиною кінематичних ланок та з умовою обмеження рухів лінією симетрії опор несучої системи.

Оцінку таких переміщень можна виконувати в різних площинах, які проходять як через вісь симетрії МПС, так і, наприклад, перпендикулярних до осі симетрії. Зазначена умова наведена відповідно до перетину А-А (рис. 8.3, а), для якого площа переміщень згідно з зазначеними умовами показана на рис. 8.3, б.

При переміщенні ВО в об'ємі:

$$K_{no} = \frac{v}{V},$$

де v – величина об'ємного РП (об'єму), в межах якого може переміщуватись центр ВО;

V – теоретично можливий об'єм переміщення. Величина цього простору з урахуванням вищенаведених умов наведена на рис. 8.4.

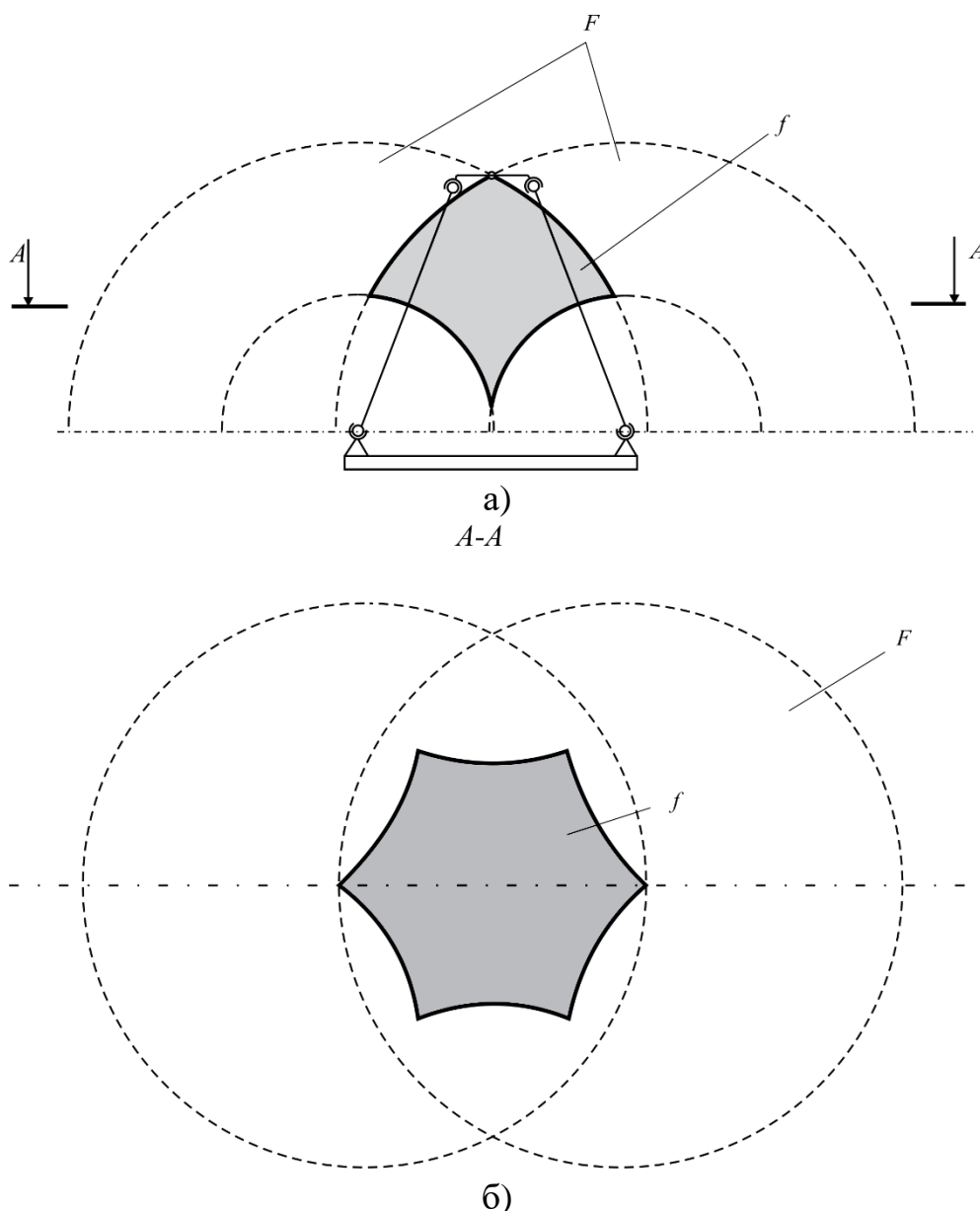


Рис. 8.3. Схема переміщень ВО у площині

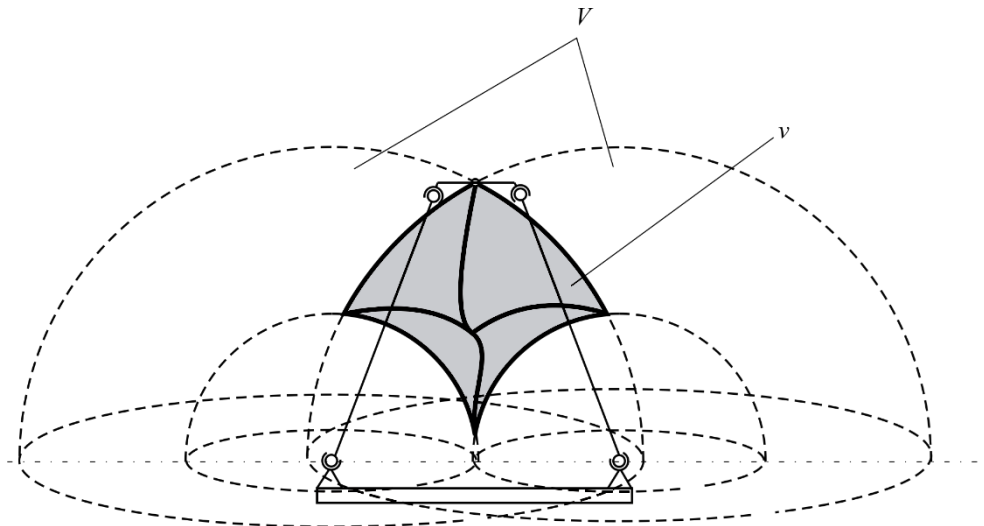


Рис. 8.4. Схема переміщень ВО в об'ємі

Наведені формули дозволяють оцінювати ефективність будови конструкції МПС у плані здійснення максимально можливих переміщень ВО відносно простору, який він займає.

Другою важливою складовою загальних рухів МПС виступають орієнтуючі рухи, які необхідні для забезпечення заданої орієнтації ріжучого інструмента чи оброблюваної деталі. Такі рухи можна визначити орієнтацією (нахилом) ВО (C_o) або нахилом осі його симетрії. Окрім цього також необхідно визначити можливість орієнтації (повороту) ВО (C_n) відносно його осі. Таким чином, сумарну оцінку орієнтуючих рухів ВО визначаємо за **показником загальних орієнтуючих можливостей**:

$$C = C_o \cdot C_n.$$

Установлені значення орієнтуючих рухів (можливостей) можна визначити як для окремих точок РП, так і при переміщенні ВО по лінії, площині чи в об'ємі. Початковою умовою дослідження орієнтуючих рухів буде визначення їх для окремої точки РП, з якою співпадає точка центра ВО. Тоді для однієї з базових площин, в якій визначається кут нахилу ВО, вона оцінюватиметься сервісом осі:

$$C_o = \frac{\alpha}{2\pi},$$

де α – кут можливого нахилу ВО або кут нахилу осі його симетрії (рис. 8.5, а).

Поворот ВО (φ) відносно власної осі при довільному значенні кута α в даній точці (рис. 8.5, б) є функцією значення α . Це вказує на те, що для кожного положення ВО буде своє значення кута φ . Тоді середнє значення кута φ у межах зміни кута α буде:

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{\alpha_{(\alpha)}} \int f(\alpha) d\alpha,$$

де α – максимальний кут, у межах якого визначається кут φ .

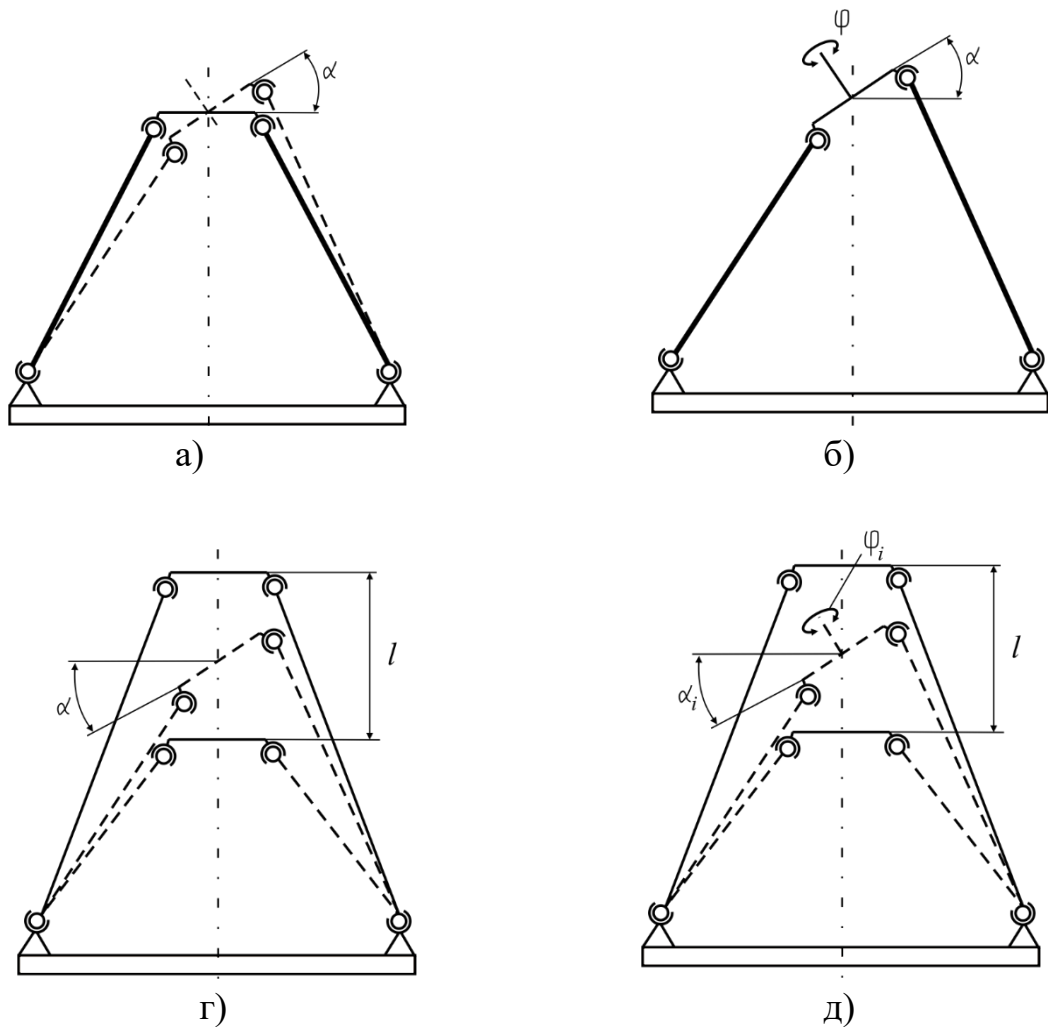


Рис. 8.5. Схеми орієнтуючих рухів при переміщенні ВО в точці та по лінії

Якщо позначити показник орієнтації рухомої площини відносно власної осі

$$C_n = \frac{\varphi}{2\pi},$$

а середнє значення

$$\bar{C}_n = \frac{\bar{\varphi}}{2\pi},$$

то підсумкове середнє значення орієнтуючих рухів у межах можливої осьової орієнтації (α) буде:

$$\bar{C}_n = \frac{1}{\alpha_{(\alpha)}} \int C_n d\alpha.$$

У даній формулі підінтегральна величина (C_n) визначається як функція зміни кута φ від кута α . Відповідна умова приймається і в інших варіантах оцінки орієнтуючих рухів.

При переміщенні центра ВО по лінії (l) значення сервісу C_o в досліджуваній площині також визначається як середня величина, тому що кожному положенню центра ВО по лінії l буде відповідати своє значення кута α (рис. 8.5, в). Тоді

$$\bar{C}_o = \frac{1}{l_{(l)}} \int C_o dl,$$

де l – величина переміщення центра ВО по досліджуваній лінії.

Значення сервіса повороту ВО (C_n) в даному випадку буде залежати від положення центра ВО по лінії l і від значення кута α в цій точці (рис. 8.5, д). Відповідно, цей показник також визначається як середня величина:

$$\bar{C}_n = \frac{1}{l_{(l)}} \int C_o dl \frac{1}{\alpha_{(\alpha)}} \int C_n d\alpha$$

Тоді середня величина повного сервісу становитиме:

$$\bar{C} = \bar{C}_o \cdot \bar{C}_n$$

При переміщенні центра ВО в одній з досліджуваних площин орієнтуючі можливості також визначаються як середні величини по величині цієї площини (f). Так, осьовий сервіс (рис. 8.6, а) буде:

$$\bar{C}_o = \frac{1}{f_{(f)}} \int C_o df.$$

Величина сервіса повороту ВО (рис. 8.6, б):

$$\bar{C}_n = \frac{1}{f_{(f)}} \int df \int_{(\alpha)} C_n d\alpha.$$

Загальні орієнтуючі можливості МПС визначаються при переміщенні його ВО в об'ємному просторі. Тобто, коли \bar{C}_o і \bar{C}_n визначаються як середня інтегральна сума по всьому об'єму v (рис. 8.6, в). Тоді

$$\bar{C}_o = \frac{1}{V(v)} \int C_o dv,$$

$$\bar{C}_n = \frac{1}{V(v)} \int dv \int C_n d\alpha.$$

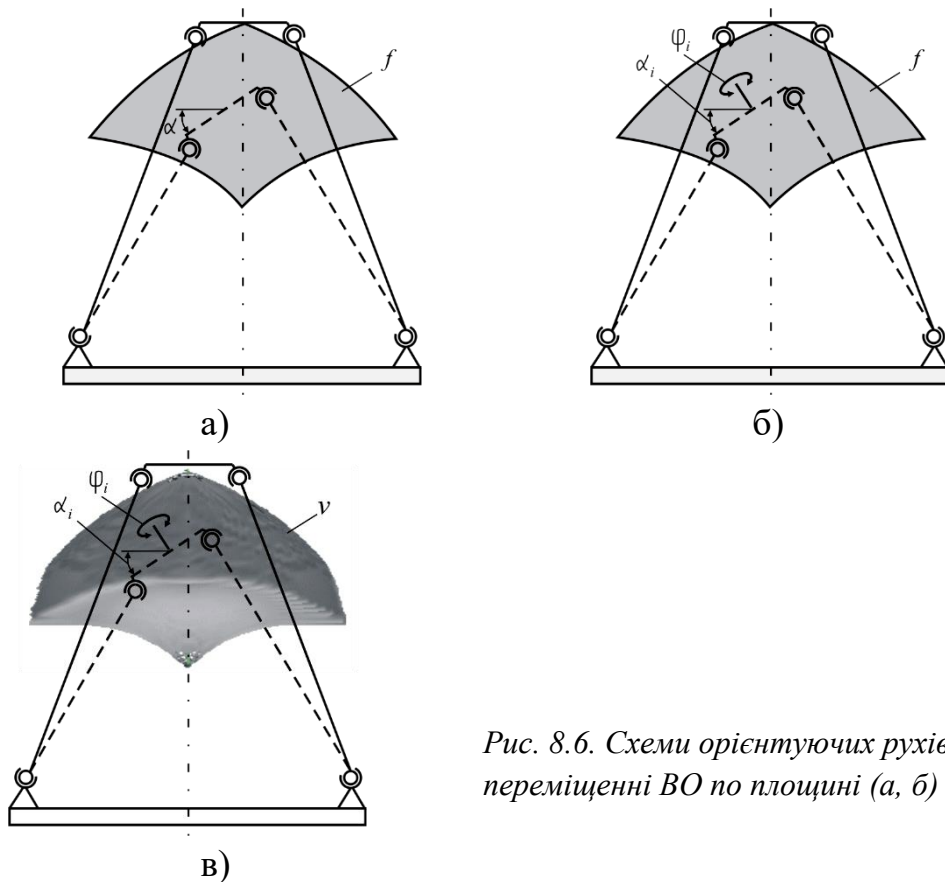


Рис. 8.6. Схеми орієнтуючих рухів при переміщенні ВО по площині (а, б) і в об'ємі (в)

У цілому рухові можливості визначаються з урахуванням реальних переміщень та орієнтації рухомого ВО:

$$K_p = K_n \cdot C.$$

Наведений показник має місце при наявності двох співмножників, а в окремих випадках дослідження можуть виконуватись по окремих складових: K_n , C_o , C_n та C . Запропоноване визначення вищенаведених показників забезпечує їх зміну в межах від 0 до 1, що зручно для виконання порівняльного аналізу. Все це дозволяє обґрунтовано вирішувати питання вибору доцільних виконань МПС із найбільш прийнятними конструктивними параметрами.

8.2. Оцінка переміщень виконавчого органа гексапода по осі його симетрії

Принципово важливим при створенні ВПК є визначення найбільш доцільних конструктивних параметрів гексаподів з точки зору виконання його функціонального призначення. Дослідження цих залежностей наведено поетапно, відповідно до здійснюваних ними рухів. Типовими технологічними

рухами верстатів становлять лінійні переміщення їх ВО. При обробці різних деталей такі переміщення забезпечують рухи подачі, установчі переміщення ріжучих інструментів та деталей для забезпечення необхідного їх відносного розміщення тощо. Найбільш важливими слід вважати можливості переміщень ВО верстата-гексапода по осі симетрії його конструкції та перпендикулярно до неї.

Визначення таких можливостей гексапода виконується за розрахунковою схемою (рис. 8.7) та показником переміщень по лінії [30, 68]:

$$K_{nl} = \frac{l}{L}.$$

На наведеній схемі показані такі позначення:

a, b – розмір (діаметр) нерухокої несучої системи та ВО відповідно;

L – максимальна довжина кінематичних ланок;

l_1 – поточна (чи мінімальна) довжина кінематичних ланок;

l – величина переміщення ВО по осі симетрії гексапода;

H, h – максимальна та поточна (чи мінімальна) величина переміщення ВО відповідно;

β, γ – кути нахилу кінематичних ланок;

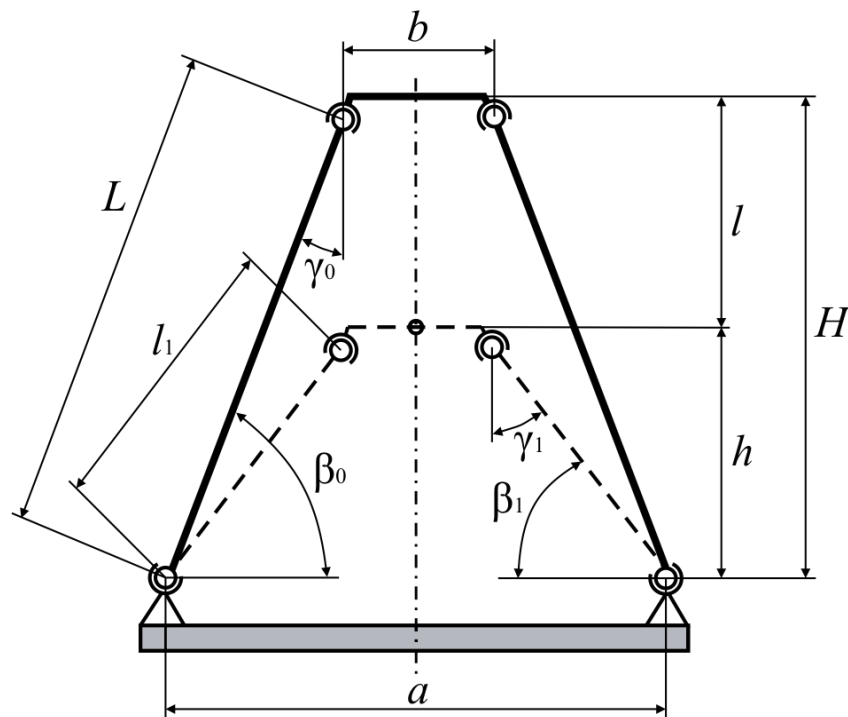


Рис. 8.7. Розрахункова схема гексапода

Максимальна величина положення ВО буде:

$$H^2 + \left(\frac{a-b}{2}\right)^2 = L^2,$$

звідки

$$H = \sqrt{L^2 - \left(\frac{a-b}{2}\right)^2}.$$

Уведемо позначення:

– співвідношення розмірів ВО та несучої системи: $n = b/a$;

– відношення розміру несучої системи до довжини кінематичних ланок:
 $m = a/L$.

Тоді максимальна величина положення ВО гексапода буде:

$$H = \sqrt{L^2 - \left(\frac{1-n}{2}\right)^2 a^2} = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2}.$$

Поточна чи мінімальна величина положення ВО гексапода визначається аналогічно:

$$h = \sqrt{l_1^2 - \left(\frac{a-b}{2}\right)^2}.$$

Уведемо додаткове позначення відношення переміщень кінематичних ланок: $i = l_1/L$.

Тоді:

$$h = L \sqrt{i^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2}.$$

Із наведених формул визначаємо величину переміщення ВО:

$$l = H - h = L \left(\sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2} - \sqrt{i^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2} \right).$$

У наведених формулах позначимо складову $m \left(\frac{1-n}{2}\right) = c$, яку слід вважати основною конструктивною характеристикою верстата-гексапода, тому що вона залежить від співвідношення основних його параметрів.

За умови цього позначення рух ВО буде:

$$l = L \left(\sqrt{1 - c^2} - \sqrt{i^2 - c^2} \right).$$

Таким чином, вказана величина переміщень ВО залежить від довжини кінематичних ланок (L), величини відносного їх руху (i) та конструктивно-геометричних параметрів верстата-гексапода (c).

На основі наведеної формули побудовано графіки (рис. 8.8-8.10), які ілюструють вплив зазначених параметрів на показник переміщення ВО по лінії симетрії верстата.

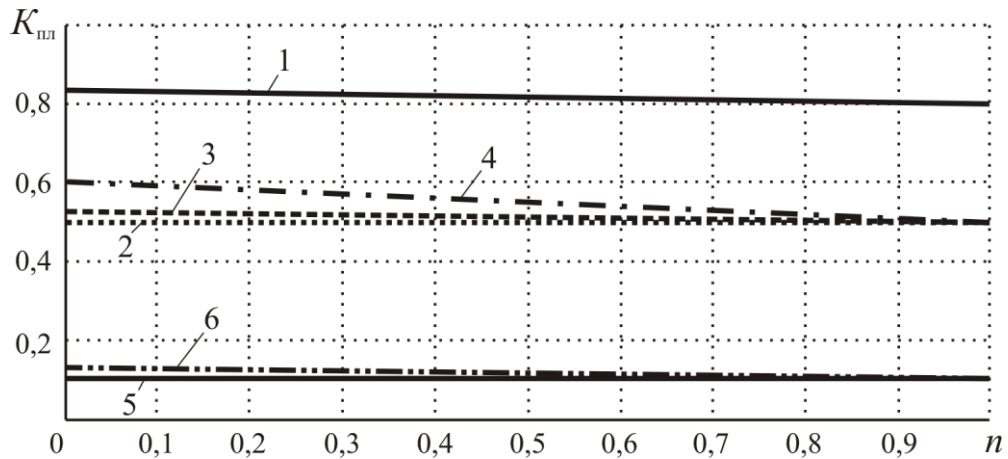


Рис. 8.8. Залежність величини переміщення $K_{пл}$ від зміни відношення розмірів ВО та несучої системи:

- 1) $i=0,2$; $m=0,2$; 2) $i=0,5$; $m=0,2$; 3) $i=0,5$; $m=0,5$;
4) $i=0,5$; $m=0,75$; 5) $i=0,9$; $m=0,75$; 6) $i=0,9$; $m=1,0$

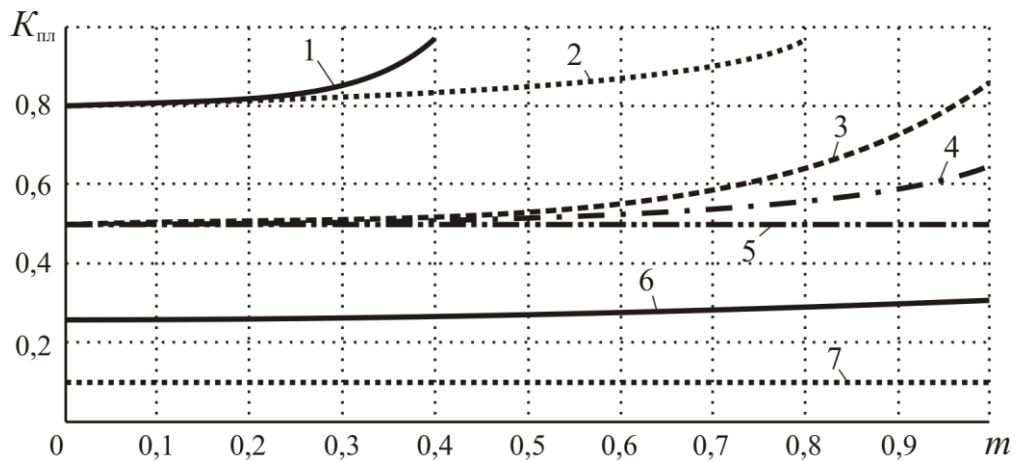


Рис. 8.9. Залежність величини переміщення $K_{пл}$ від зміни величини відношення розміру несучої системи до довжини кінематичних ланок:

- 1) $i=0,2$; $n=0,2$; 2) $i=0,9$; $n=0,5$; 3) $i=0,9$; $n=0,5$; 4) $i=0,5$; $n=0,5$;
5) $i=0,5$; $n=0,2$; 6) $i=0,9$; $n=0,75$; 7) $i=0,75$; $n=0,2$

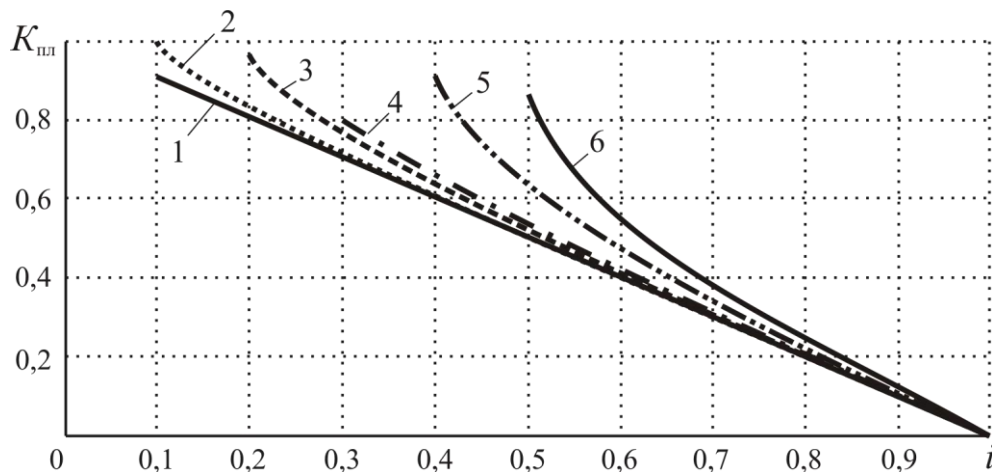


Рис. 8.10. Залежність величини переміщення $K_{пл}$ від відносної зміни величини довжин кінематичних ланок:

- 1) $m=0,2$ $n=0,2$; 2) $m=0,75$; $n=0$; 3) $m=0,7$; $n=0,75$;
 4) $m=0,2$; $n=0$; 5) $m=1,0$; $n=0$; 6) $m=0,5$; $n=0$

Отримані залежності дозволяють визначити найбільш доцільні конструктивні виконання верстатів-гексаподів залежно від їх функціонального призначення. Таким чином, для верстатів, що здійснюють переважно вертикальні рухи вздовж осі його симетрії, необхідно, щоб співвідношення параметрів перебувало в межах $m = 0,6 \div 1,0$; $n = 0 \div 0,4$; $i = 0,2 \div 0,6$.

8.3. Оцінка рухових можливостей верстата-гексапода в напрямку, перпендикулярному до осі його симетрії

Один із важливих етапів створення подібних верстатів полягає у визначенні найбільш раціональних конструктивних параметрів його основних елементів, які забезпечуватимуть ефективність функціонування верстатів. Першочерговою умовою ефективного функціонування зазначених верстатів виступає здійснення ними необхідних технологічних рухів, що особливо необхідно для виконання фрезерування поверхонь оброблюваних деталей або установчих рухів для свердлування та інших операції.

Розглядати переміщення ВО в напрямку, перпендикулярному до осі симетрії верстата-гексапода (надалі для спрощення буде вживатися вираз: «в поперечному напрямку»), можна за різних умов [30, 66, 67]. У запропонованих дослідженнях прийнято найбільш доцільний варіант, коли не тільки рух, а й положення ВО перпендикулярні до осі симетрії гексапода. За такої умови на розрахунковій схемі (рис. 8.11) пунктиром показано граничні та інші положення ВО. Величина переміщення ВО визначається по руху центра O або крайніх її точок A і B . Фактичне значення величини переміщення є величиною змінною починаючи від нульового положення ВО при максимальній довжині

кінематичних ланок. Поступове переміщення ВО вздовж осі z веде до збільшення величини його переміщення в перпендикулярному напрямкові. При максимальному опусканні ВО безперервна величина поперечного його переміщення також буде максимальна. Для спрощення вирішення поставленої задачі розглянемо положення ВО по висоті в різних інтервалах (зонах). Такий розподіл на інтервали дозволяє визначати величину поперечного руху ВО за найпростішими розрахунками. Для дослідження рухів у першому інтервалі складаємо розрахункову схему (рис. 8.11).

На схемі прийняті такі позначення: a, b – розміри (діаметри) несучої системи та ВО; L – максимальна довжина кінематичної ланки; H – величина вертикального положення ВО; l_1 – поточна довжина кінематичної ланки.

Перший інтервал відповідає положенню ВО від максимально піднятого (H) і до опущеного на висоту h_1 . При нижньому положенні ВО величина поперечного переміщення дорівнює розміру b виконавчого органа. Тобто, кожна точка виконавчого органа O_1, A_1, B_1 переміщується на величину

$$l'_1 = b$$

Індекс "1" вказує на приналежність визначення до першого інтервалу.
Висота верхньої межі 1-го інтервалу:

$$H = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2} = L \sqrt{1 - c^2}$$

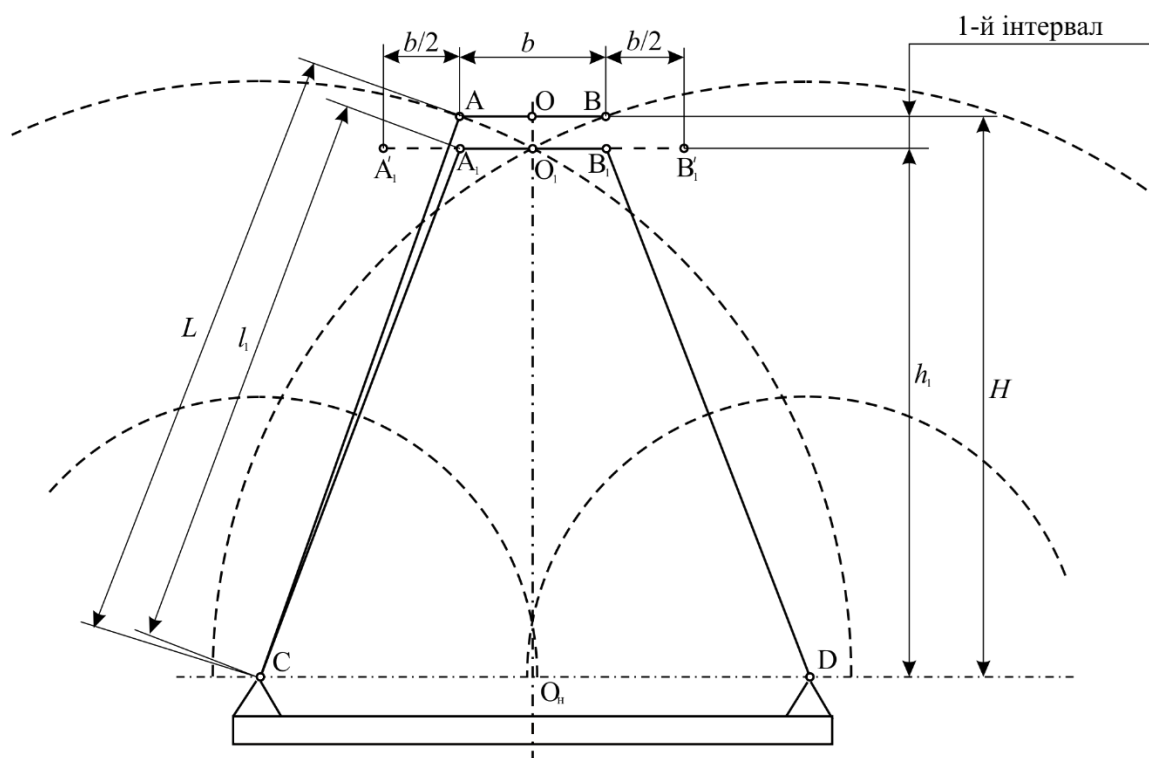


Рис. 8.11. Розрахункова схема переміщень ВО у першому інтервалі

Нижня межа цього інтервалу відповідає положенню центра виконавчого органа O_1 , коли рух максимально витягнутих кінематичних ланок перетинається в одній точці (O_1). Тоді з трикутника O_1O_nD можна записати:

$$O_1O_n = h_1; \quad O_1D = L; \quad O_nD = \frac{a}{2}; \quad h_1^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2 = L^2,$$

звідки нижнє положення ВО першого інтервалу:

$$h_1 = \sqrt{L^2 - \left(\frac{a}{2}\right)^2}.$$

Уведемо заміну $m = \frac{a}{L}$. Тоді $a = mL$. Підставивши в попереднє рівняння, отримаємо:

$$h_1 = \sqrt{L^2 - \left(\frac{mL}{2}\right)^2} = L\sqrt{1 - \left(\frac{m}{2}\right)^2}.$$

Максимальну величину переміщення кінематичних ланок в цьому інтервалі визначаємо з рівняння через передавальне відношення руху кінематичної ланки:

$$h_1 = L\sqrt{i_1^2 - m^2\left(\frac{1-n}{2}\right)^2},$$

де $i_1 = \frac{l_1}{L}$ – передавальне відношення руху кінематичних ланок від максимального (L), що відповідає висоті H , до мінімального (l_1) для першого інтервалу, що відповідає висоті h_1 . Таким чином, знаючи висоту h_1 , рівняння можна переписати:

$$h_1^2 = L^2 \left[i_1^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 \right].$$

Після перетворень отримаємо:

$$l_1 = \sqrt{h_1^2 + L^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}.$$

Переміщення ВО в поперечному напрямку в першому інтервалі, тобто в межах від H до h_1 , як відзначалось вище, є величиною змінною, а саме: від 0 (у положенні ВО на висоті H) і до $l'_1 = b$ (у положенні h_1).

Для встановлення залежності величини поперечного переміщення ВО (l'_{i_i}) від ($h_i = h_1 \dots H$) представимо схему на рис. 8.12, з якої видно, що рух ВО в поперечному напрямку відбувається шляхом переміщення крайніх точок A і B по дугах, що описані їх максимальними радіусами (L). Так, під час руху ВО вліво точка B рухається по своїй дузі, а розміщення точки A при цьому визначається довжиною ВО (b) та його горизонтальним положенням. За цієї умови точка B у поперечному напрямку зміщується на величину $l'_{i_i}/2$. Аналогічне зміщення має місце і під час руху ВО вправо, а тому загальне переміщення буде дорівнювати l'_{i_i} .

Подібним чином можна розглянути переміщення центра виконавчого органу O , яке згідно з рис. 8.12 буде:

$$l'_{i_i} = O'_1O''_1 = A_1A'''_1 + B_1B''_1.$$

Величину цього переміщення знаходимо таким чином:

$$\left[\frac{l'_{i_i}}{2} + L \frac{m(1-n)}{2} \right]^2 = L^2 - h_{i_i}^2.$$

Визначаємо i -те значення переміщення ВО при i -му значенні його положення по висоті в першому інтервалі:

$$h_{i_i} = L \sqrt{i_{i_i}^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}.$$

Підставивши дані в попереднє рівняння, отримаємо:

$$l'_{i_i} = \frac{-Lm \frac{1-n}{2} \pm \sqrt{L^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 - 4 \cdot 0,25 \cdot L^2 (i_{i_i}^2 - 1)}}{2 \cdot 0,25} = \frac{-Lm \frac{1-n}{2} \pm L \sqrt{1 - i_{i_i}^2 + m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2}}{0,5}.$$

За дослідженням першим інтервалом розглянемо другий інтервал, який окреслюється в межах від h_1 до h_2 (див. рис. 8.12). При верхньому положенні ВО даного інтервалу (h_1) величина його поперечного руху дорівнює ширині (діаметру) виконавчого органу $i' = b$.

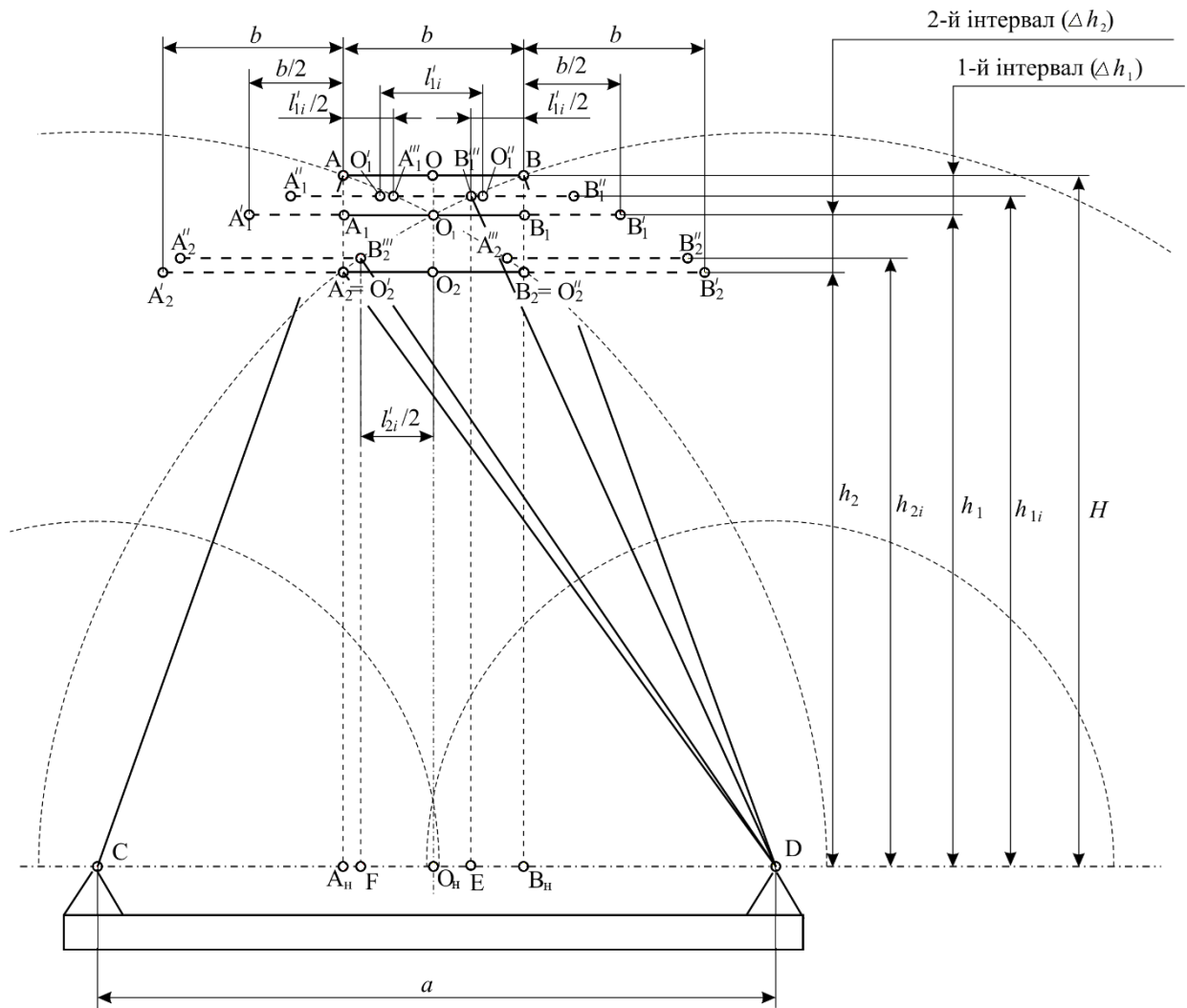


Рис. 8.12. Розрахункова схема переміщень ВО у другому інтервалі

Висота верхнього положення ВО у другому інтервалі, як зазначалося вище, дорівнює висоті нижнього положення ВО в першому інтервалі:

$$h_1 = L \sqrt{1 - \left(\frac{m}{2}\right)^2}.$$

За нижнє положення ВО приймаємо таке, коли можливе його перпендикулярне переміщення з урахуванням переміщення в першому інтервалі $l'_{1,2} = 2b$.

Переміщення ВО у другому інтервалі $l'_2 = b$.

За умову прийнято ту обставину, що ВО, починаючи з верхнього положення, має можливість здійснювати додаткове (відносно до отриманого в першому інтервалі) горизонтальне переміщення. Тобто, якщо продовжити розгляд питання стосовно руху точки В, то у верхньому положенні вона, рухаючись вліво, дійшла до точки O_1 , яка співпадає з віссю симетрії гексапода, а, відповідно, вона вже перемістилась на величину $l'_1 = b/2$, після чого ця точка ввійшла в зону другого інтервалу. Тому подальше вертикальне переміщення ВО

від рівня h_1 дозволяє точці B надалі здійснити рух вліво на величину $l'_{2i}/2$. Для цього інтервалу також прийємо за максимальне переміщення ВО в одну зі сторін $l'_2 = b/2$. Цій умові буде відповідати висота ВО h_2 :

$$h_2 = \sqrt{L^2 - L^2 m^2 \left(\frac{1+n}{2}\right)^2} = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1+n}{2}\right)^2}.$$

Максимальна величина переміщення кінематичних ланок у цьому інтервалі відносно до нижнього положення ВО 1-го інтервалу визначається з рівняння (рис. 8.13):

$$h_2 = l_1 \sqrt{i_2^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2},$$

де $i_2 = l_2/l_1$ – передавальне відношення руху кінематичних ланок від максимального (l_1), що відповідає висоті положення ВО (h_1), до мінімального (l_2), що відповідає нижній висоті положення ВО (h_2) другого інтервалу. Таким чином, знаючи висоту (h_2), рівняння можна записати:

$$h_2^2 = l_1^2 \left[i_2^2 - m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2 \right].$$

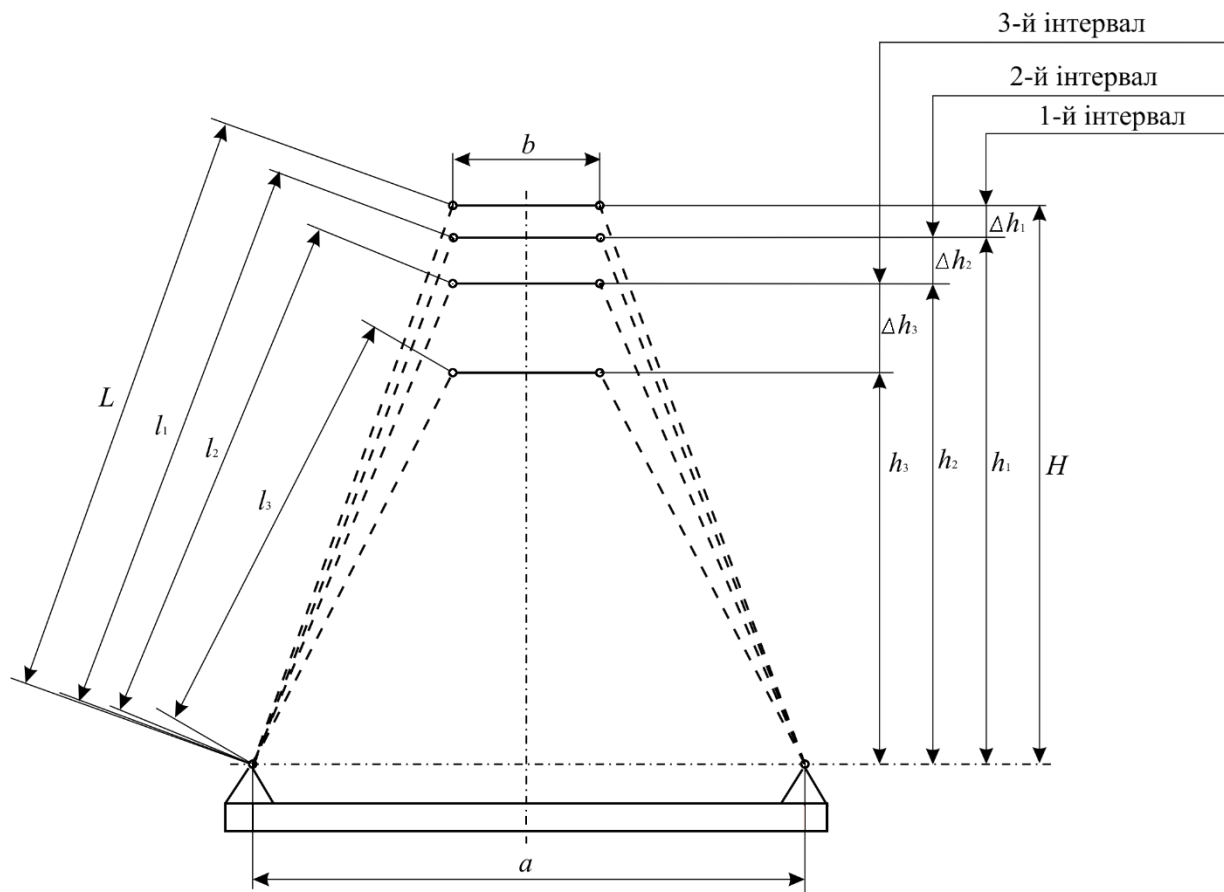


Рис. 8.13. Схема зміни довжини кінематичних ланок в інтервалах

Звідси випливає, що:

$$l_2 = \sqrt{h_2^2 + l_1^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2}.$$

Переміщення ВО в поперечному напрямку у другому інтервалі в межах від h_1 до h_2 є також величиною змінною. Для визначення цієї залежності розглянемо проміжне положення ВО між h_1 та h_2 , де має місце поточне зміщення ВО вліво на величину $l'_{2i}/2$. Таке ж зміщення має місце і під час руху ВО вправо, а тому загальне переміщення буде дорівнювати l'_{2i} .

Величину цього переміщення (додаткового до отриманого в 1-му інтервалі) знаходимо з рівняння:

$$0,25(l'_{2i})^2 + l'_{2i}L\frac{m}{2} + \left[L^2\frac{m^2}{4} - L^2 + l_1^2 i_{2i}^2 - l_1^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2 \right] = 0.$$

Зробимо заміну:

$$k_2 = 0,25; \quad p_2 = L\frac{m}{2}; \quad q_2 = L^2\frac{m^2}{4} - L^2 + l_1^2 i_{2i}^2 - l_1^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2}\right)^2.$$

Отримаємо квадратне рівняння:

$$k_2(l'_{2i})^2 + p_2 l'_{2i} + q_2 = 0,$$

звідки

$$l'_{2i} = \frac{-p_2 \pm \sqrt{p_2^2 - 4k_2 q_2}}{2 \cdot 0,25}.$$

Наступним етапом досліджень стало визначення параметрів руху ВО та кінематичних ланок у третьому інтервалі. За даний інтервал прийнято положення ВО між нижньою висотою другого інтервалу (h_2) і нижньою висотою третього інтервалу h_3 . Ця висота відповідає точці перетину траєкторії руху однієї максимально випрямленої кінематичної ланки з траєкторією руху другої максимально втягнутої кінематичної ланки, коли ще має місце неперервний рух ВО в поперечному напрямку (рис. 8.14). Такою "лівою" точкою є B_3 . Вона отримана як подальший рух точки A_2 від нижнього положення другого інтервалу по дузі максимального радіуса (L) до перетину з дугою мінімального радіуса (l_3). При цьому відбувається переміщення ВО вліво на величину $l'_3/2$, оскільки має місце таке ж переміщення ВО вправо у третьому інтервалі. Відповідно, загальне

переміщення в цьому інтервалі складає l'_3 . З урахуванням переміщень в першому та другому інтервалах сумарний поперечний рух ВО буде $2b + l'_3$.

Висота верхнього положення ВО у третьому інтервалі дорівнює висоті нижнього його положення у другому інтервалі:

$$h_2 = L \sqrt{1 - m^2 \left(\frac{1+n}{2} \right)^2}.$$

Висоту нижнього положення ВО (h_3) визначаємо з рівняння:

$$h_3 = \frac{0,5L \sqrt{(1+i+m)(i+m-1)(1-i+m)(1+i-m)}}{m},$$

де $m = \frac{a}{L}$; $i = \frac{l_3}{L}$.

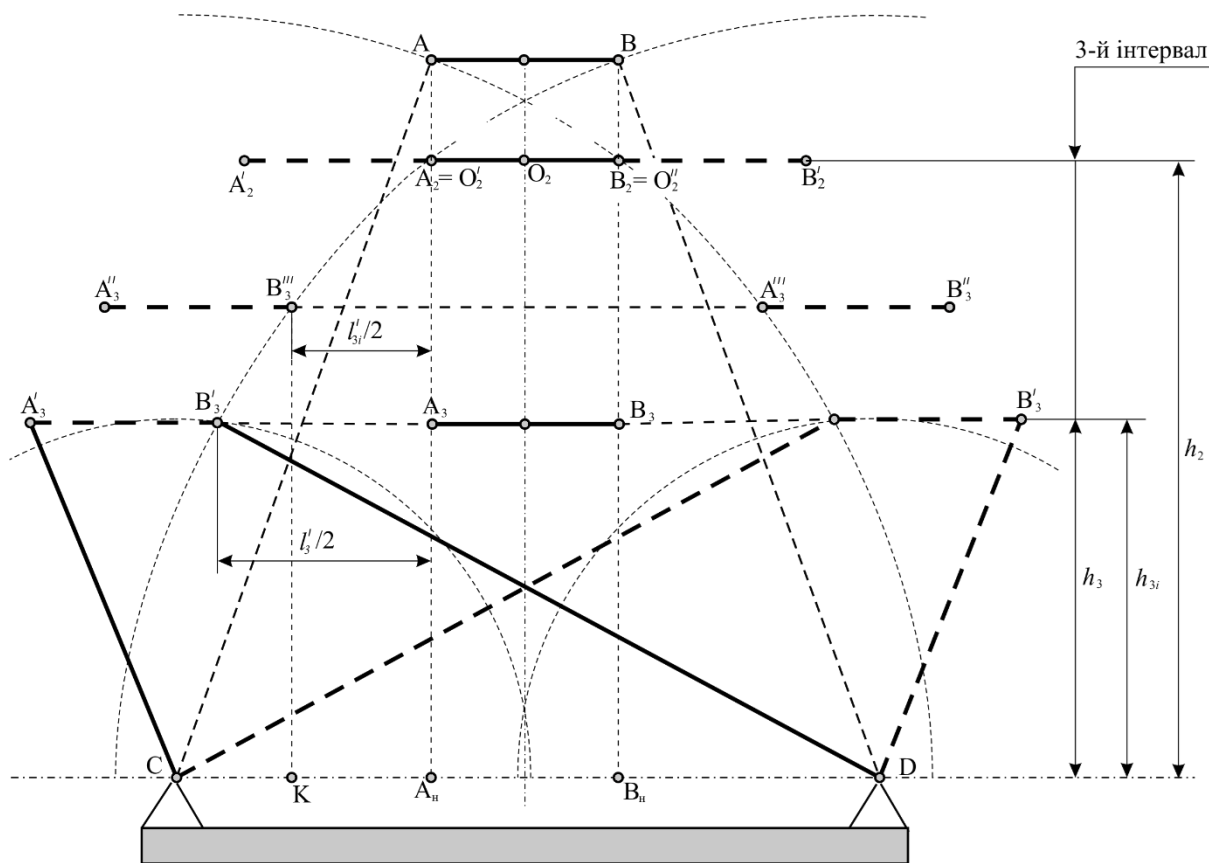


Рис. 8.14. Розрахункова схема переміщень ВО у третьому інтервалі

Переміщення ВО в поперечному напрямку у третьому інтервалі в межах від h_2 до h_3 як змінна величина у проміжному положенні визначається величиною $l'_{3i}/2$.

Величину цього переміщення знаходимо з рівняння:

$$0,25(l'_{3i})^2 + l'_{3i} Lm \frac{1+n}{2} + \left[L^2 m^2 \left(\frac{1+n}{2} \right)^2 - L^2 - l_2^2 i_{3i}^2 + l_2^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2 \right] = 0.$$

Використовуючи заміну:

$$k_3 = 0,25; \quad p_3 = Lm \frac{1+n}{2}; \quad q_3 = L^2 m^2 \left(\frac{1+n}{2} \right)^2 - L^2 - l_2^2 i_{3i}^2 + l_2^2 m^2 \left(\frac{1-n}{2} \right)^2,$$

отримаємо квадратне рівняння:

$$k_3 (l'_{3i})^2 + p_3 l'_{3i} + q_3 = 0,$$

з якого визначаємо величину переміщення ВО в поперечному напрямку у третьому інтервалі:

$$l'_{3i} = \frac{-p_3 \pm \sqrt{p_3^2 - 4k_3 q_3}}{2 \cdot k_3}.$$

Таким чином, на основі виконаних досліджень визначено аналітичні залежності переміщень ВО в поперечному напрямку від зміни основних конструктивних параметрів гексапода. Відповідно, за отриманими залежностями можна визначати найбільш доцільні конструктивні виконання ВПК залежно від їх функціонального призначення.

На основі виконаних досліджень та визначених аналітичних залежностей побудовані графіки (рис. 8.15-8.17), які відображають вплив зазначених параметрів на показник переміщення верстата-гексапода в напрямку, перпендикулярному осі його симетрії.

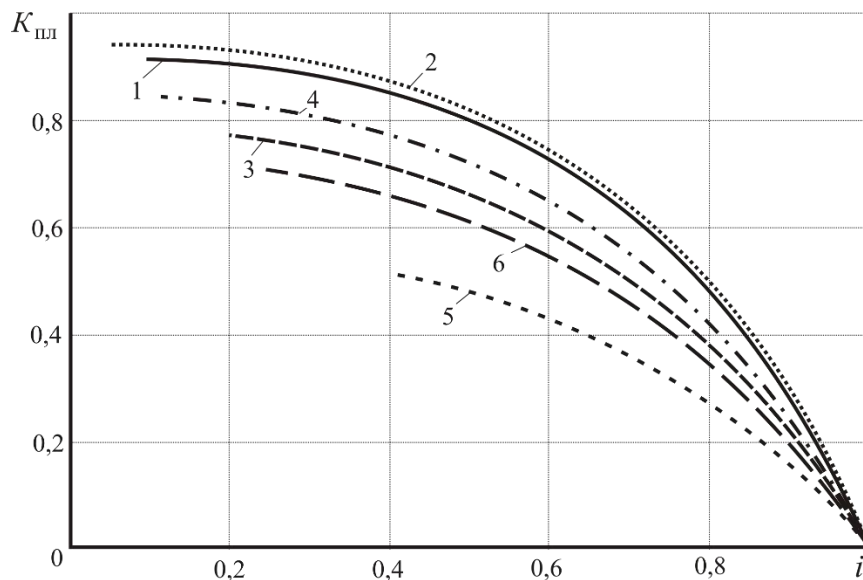


Рис. 8.15. Залежності переміщень ВО від зміни довжин кінематичних ланок:

- 1) $m=0,2; n=0,2$; 2) $m=0,2; n=0,5$; 3) $m=0,5; n=0,2$; 4) $m=0,5; n=0,5$;
5) $m=1; n=0,2$; 6) $m=1; n=0,5$

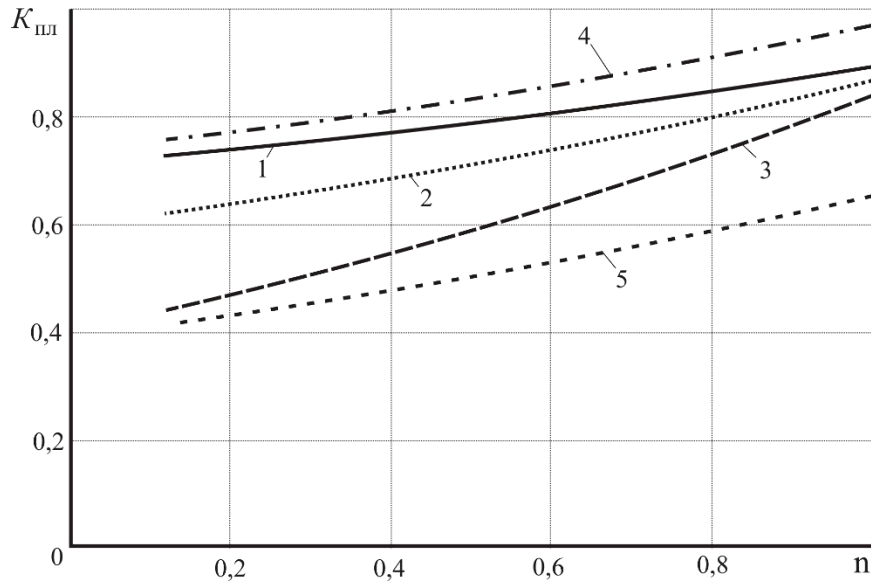


Рис. 8.16. Залежності переміщень ВО від відношення відстаней між опорами ВО та несучої системи:

- 1) $m=0,2$; $i=0,5$; 2) $m=0,5$; $i=0,5$; 3) $m=1,0$; $i=0,5$; 4) $m=0,5$; $i=0,2$; 5) $m=0,5$; $i=0,75$

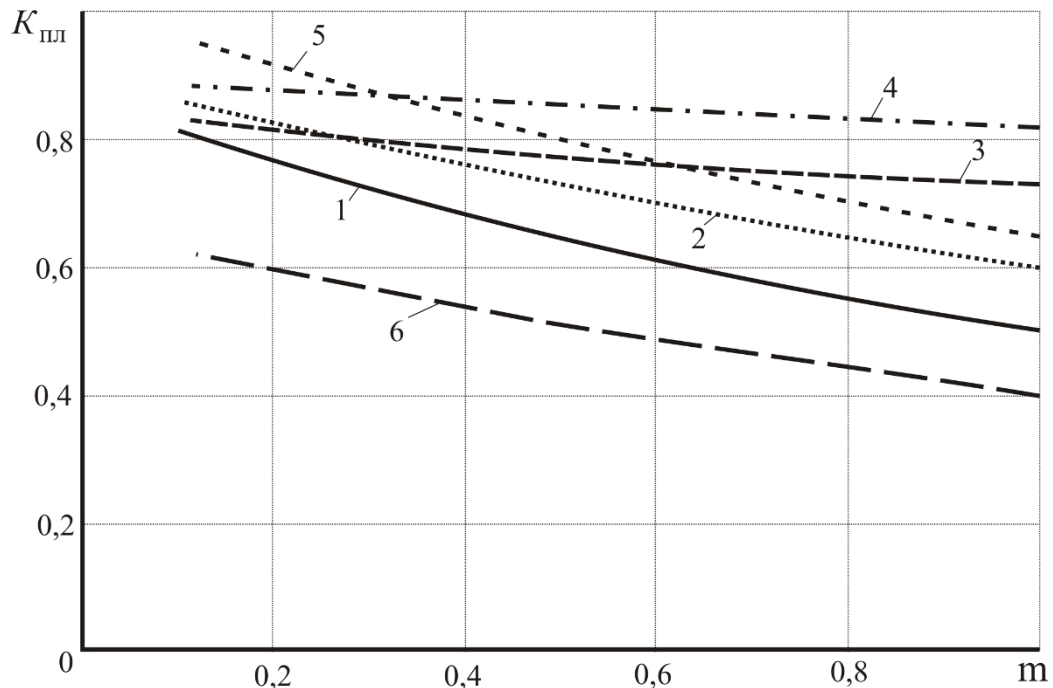


Рис. 8.17. Залежності переміщень ВО від відстані між опорами на несучій системі:

- 1) $n=0,2$; $i=0,5$; 2) $n=0,5$; $i=0,5$; 3) $n=0,75$; $i=0,5$;
4) $n=1$; $i=0,5$; 5) $n=0,5$; $i=0,2$; 6) $n=0,5$; $i=0,75$

З наведених графіків можна зробити такі висновки:

1. Збільшення відстані між опорами на несучій системі ($m=a/L$) призводить до незначного зменшення величини переміщення ВО в перпендикулярному напрямку (рис. 8.16). Порівнюючи названі залежності із залежностями, що відображають переміщення ВО уздовж осі симетрії гексапода (рис. 8.9), встановлено, що зі збільшенням відстані між цими ж опорами має місце незначне зростання зазначених переміщень. Виходячи з того, що гексапод має

універсальне призначення з точки зору виконання різноманітних рухів, тому з позиції переміщень по лініях величину t доцільно вибирати в межах $0,4 \div 1,0$. При кінцевому виборі зазначеного параметру враховується його вплив на можливі переміщення у площинах та об'ємі, а також на особливості силових навантажень на гексапод, його силової стійкості та ін.

2. Вплив співвідношень відстаней між опорами на ВО та несучій системі ($n=b/a$) (рис. 8.17) показує, що зі зростанням даного параметра, величина можливих переміщень в поперечному напрямку дещо зростає. Виконуючи подібне порівняння відносно можливих рухів в напрямку осі гексапода (рис. 8.8) отримуємо подібний висновок, як і в попередньому порівнянні. Все це засвідчує, що зі збільшенням зазначеного параметра збільшується величина поперечного руху, але дещо зменшується можливий рух в осьовому напрямку. При виборі цього параметра необхідно також враховувати його значний вплив на можливі орієнтуючі рухи гексапода, де їх величина пропорційно збільшується при зменшенні відстані на ВО (b), а відповідно – при зменшенні показника n . Слід відзначити, що зменшуючи розміри ВО, ми також зменшуємо його масу, що важливо для силових і динамічних характеристик гексапода та технологічних зручностей виконання різних операцій.

Отже, доцільно приймати менші значення n , але при цьому також необхідно враховувати конструктивні обмеження, які мають місце при розміщенні на ВО двигуна та привода шпindelного вузла. Таким чином, підсумкову величину n потрібно вибирати в межах $0,1 \div 0,4$.

3. Величина поперечного переміщення ВО значно зростає зі зміною довжин кінематичних ланок (рис. 8.17). Подібна закономірність має місце і під час здійснення переміщень рухомої платформи в напрямку осі гексапода. Оскільки при початковому зменшенні довжин ланок має місце більш інтенсивне зростання переміщень, то величину i доцільно приймати в межах $0,4 \div 0,6$.

ГЛАВА 9

РОБОЧИЙ ПРОСТІР ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

9.1. Робочий простір технологічного обладнання

Кожне технологічне обладнання має характерний параметр, який відрізняє його від інших та обумовлює технологічні можливості [11]. Наприклад, для технологічного обладнання токарної групи характерним параметром є найбільший діаметр оброблюваної деталі, для обладнання свердлильної групи за характерний параметр приймають найбільший діаметр свердлення, а для розточувального обладнання – найбільший діаметр шпинделя. Такий характерний параметр має назву робочий простір та визначається формою та розмірами простору, який займає оброблювана деталь найбільших розмірів при всіх її координатних переміщеннях. Враховуючи, що технологічна система складається з технологічного обладнання, деталі та інструменту, слід визначити робочий простір окремо для кожного компоненту.

Робочий простір деталі (ПД) є частиною робочого простору технологічного обладнання, яку може займати деталь найбільших розмірів при всіх її координатних переміщеннях.

Робочий простір інструменту (ПІ) є частиною робочого простору технологічного обладнання, яку може займати інструмент найбільшого розміру при всіх його координатних переміщеннях.

Таким чином, робочий простір технологічного обладнання утворюється внаслідок взаємодії робочих просторів деталі та інструменту, а за формою та розмірами залежить від конструктивних форм деталі та інструменту, їх розмірів, кількості та напрямків координатних переміщень, а також характеру формоутворюючих рухів виконавчих органів. Форма та розміри робочого простору існуючого традиційного технологічного обладнання закладаються під час проектування його компоновки.

Технологічне обладнання *токарної, свердлильної, розточувальної та шліфувальної* груп має форму робочого простору у вигляді циліндру з параметрами: діаметром D та довжиною L .

Форма робочого простору технологічного обладнання *фрезерної* групи має вигляд паралелепіпеда з параметрами: ширина B , довжина L та висота H .

У *багатопозиційному* технологічному обладнанні його робочий простір займає усі позиції деталі, які вона реалізує під час обробки. Тому його форма може бути циліндричною, кільцевою або прямокутною, що залежить від характеру рухів зміни позицій.

Таким чином, є логічний зв'язок між формою робочого простору технологічного обладнання, кількістю та характером координатних переміщень його виконавчих органів, а саме:

- для однокоординатного переміщення форма робочого простору визначається прямою лінією (свердлильне обладнання);
- для двохкоординатного переміщення (токарне обладнання) – площиною;
- для трьохкоординатного переміщення (фрезерне обладнання) – паралелепіпедом.

Слід відмітити, що визначення форми та розмірів робочого простору для багатокординатного багатоцільового технологічного обладнання має деякі труднощі залежно від характеру та напрямку координатних переміщень його виконавчих органів.

Значно ускладнюється визначення форми робочого простору технологічного обладнання, у складі якого є поворотні робочі столи та інструментальні головки.

Аналіз задач визначення форми робочого простору технологічного обладнання традиційної компоновки показує, що:

- форма робочого простору залежить від напрямків та кількості координатних переміщень виконавчих органів;
- форма, розміри та розташування робочого простору залежать від розташування напрямних у просторі та величини їх лінійних розмірів;
- розміри робочого простору залежать від розмірів деталі та інструменту, а також величини їх координатних переміщень;
- положення та розміри робочого простору деталі та інструменту визначаються у нерухомій системі координат технологічного обладнання;
- якщо деталь нерухома, то форма та розміри робочого простору технологічного обладнання співпадає за формою та габаритними розмірами деталі;
- форма робочого простору одношпindelного універсального технологічного обладнання досить проста та реалізується у вигляді циліндру або паралелепіпеду (залежно від призначення обладнання);
- в багатошпindelному багатопозиційному багатоінструментальному та багатокординатному технологічному обладнанні форма робочого простору має досить складний характер внаслідок взаємодії декількох оброблюваних деталей, інструментів для їх обробки, а також координатних переміщень виконавчих органів.

Формоутворення поверхонь деталі реалізується відносними координатними переміщеннями деталі та інструменту у межах відповідного робочого простору технологічного обладнання, форма та розміри якого є постійним характерним параметром для конкретного типорозміру та моделі технологічного обладнання.

Форма та розміри робочого простору технологічного обладнання обумовлені його технічними характеристиками.

Для проведення аналізу технологічного обладнання за критерієм робочого простору використано матеріали вітчизняних, європейських та міжнародних виставок виробників верстатобудівної продукції. Аналіз технічних характеристик більш як 400 моделей технологічного обладнання горизонтального та вертикального виконання, наведено на рис. 9.1.

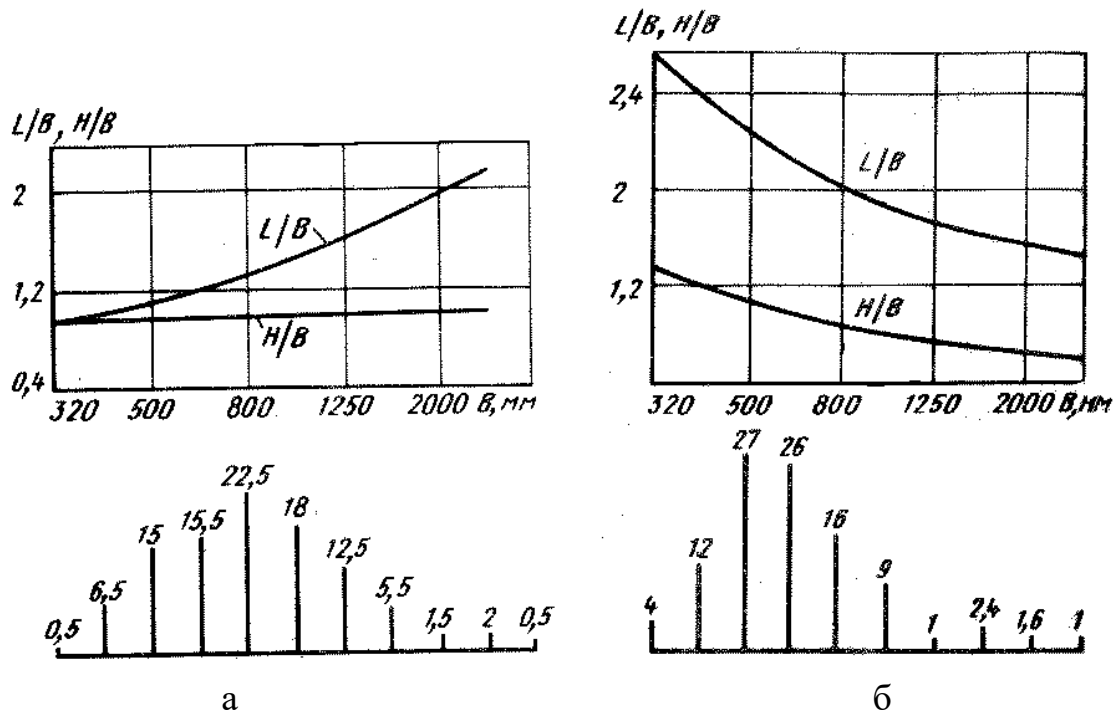


Рис. 9.1. Розміри робочого простору та гістограма розподілу технологічного обладнання: а – горизонтального виконання; б – вертикального виконання

L , H , B – максимальні переміщення виконавчого органу відносно координатних осей X , Y , Z відповідно.

На рис. 9.1 наведені у відносних величинах залежності $L=f(B)$ та $H=f(B)$.

Аналіз отриманих результатів показує, що майже 70% технологічного обладнання традиційної компоновки мають наступні характерні параметри:

- для технологічного обладнання горизонтального виконання

$$B=400\dots1250 \text{ мм};$$

- для технологічного обладнання вертикального виконання

$$B=320\dots1000 \text{ мм}.$$

Співвідношення довжини L до B визначається, як 1.4.

Крім того, найбільш розповсюджені величини координатних переміщень виконавчих органів технологічного обладнання традиційної компоновки мають наступні параметри:

- для вертикальних компоновок:

$$x=500\dots1600 \text{ мм};$$

$$y=300\dots1000 \text{ мм};$$

$$z=250\dots1250 \text{ мм};$$

- для горизонтальних компоновок

$$x=550\dots1200 \text{ мм};$$

$$y=400\dots1250 \text{ мм};$$

$$z=300\dots1250 \text{ мм};$$

Такі співвідношення координатних переміщень виконавчих органів властиві технологічному обладнанню традиційної компоновки, призначеного для обробки корпусних деталей, які можна розглядати як паралелепіпед з співвідношенням сторін $H \times L \times B$.

Зміна співвідношень довжини L , ширини H та висоти B кожної деталі обумовлює її конструктивну форму.

З метою виконання порівняльного аналізу технологічного обладнання за критерієм робочого простору слід прийняти єдиний характерний параметр порівняння. Приймаємо величину об'єму робочого простору, за допомогою якого можна порівняти технологічне обладнання за формою та розмірами робочого простору.

Об'єм робочого простору технологічного обладнання визначається за формулою:

для паралелепіпеда

$$V_{PI} = B \cdot H \cdot L, \text{ м}^3$$

для циліндра

$$V_{PI} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L, \text{ м}^3$$

де: B , H , D , L – ширина, висота, діаметр та довжина робочого простору відповідно (м).

Для порівняння двох верстатів однієї технологічної групи та компоновки за величиною об'єму їх робочих просторів ще не достатньо. Необхідно визначити

коефіцієнт використання робочого простору у загальному об'ємі технологічного обладнання, який визначається за формулою:

$$K_v = \frac{V_{PI}}{V_{TO}},$$

де V_{TO} – загальний об'єм технологічного обладнання:

$$V_{TO} = B \cdot H \cdot L, \text{ м}^3,$$

де B, H, L – габаритні розміри технологічного обладнання (м).

Під час обробки деталей на спеціальному технологічному обладнанні, вони базуються в наперед заданому положенні по відношенню до виконавчих органів, що обумовлюється його компоновкою. На універсальному технологічному обладнанні обробляється значна номенклатура виробів, яка відрізняється конструкторсько-технологічними параметрами, тому розташування оброблюваних поверхонь наперед визначити неможливо.

Таким чином, робоча зона, у якій реалізується формоутворення поверхонь та навантаження елементів обладнання силами різання відбувається в межах визначеної частини робочого простору, яка має назву **робочий простір компоновки**. Розташування робочого простору компоновки постійно змінюється під час обробки деталей у залежності від їх конструктивної форми.

Слід відмітити, що якісні характеристики компоновки технологічного обладнання (якість, точність, жорсткість та інші) проявляються лише у межах робочого простору. У визначених межах цей простір безперервний, але різним його точкам відповідають різні значення характеристик якості, що дає підставу застосування терміну «поле».

Отже, «**робоче поле**» (в математичному розумінні) є частиною робочого простору технологічного обладнання, кожену точку якого можна представити як сукупність скалярних та векторних функцій.

Враховуючи, що формоутворення поверхонь реалізується шляхом відносних переміщень деталі та інструменту, робоче поле компоновки (ПК) утворюється взаємодією робочого поля деталі (ПД) та робочого поля інструмента (ПІ).

Просторові межі робочого поля компоновки визначаються як області перетину робочих полів деталі та інструменту:

$$ПК = ПД \cap ПІ,$$

де \cap – знак перетину двох просторів.

Кожній точці робочого поля деталі та інструменту властиві характеристики, які відносяться до основних та допоміжних рухів виконавчих органів – точність

позиціонування, жорсткість, змінні складові пружних деформацій від сил ваги деталі та інших рухомих елементів обладнання, частоти власних коливань несучої системи та інші.

Параметри, які характеризують функціонування технологічного обладнання (сили різання, навантаження, пружні відхилення від сил різання, точність позиціонування, точність обробки та коефіцієнти передачі вимушених коливань системи), проявляються при взаємодії робочих полів деталі та інструменту в робочому полі компоновки, яка є їх активною частиною.

У багатопозиційному та багатоінструментальному технологічному обладнанні може бути декілька робочих просторів деталі та інструменту, а внаслідок цього – декілька робочих полів компоновки. В зв'язку з цим подібне технологічне обладнання має досить складні форми робочого простору. Якщо у компоновці обладнання використовуються поворотні робочі столи та шпindelльні головки, то задача визначення форми робочого простору значно ускладнюється.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою за компоновкою, кінематичною структурою та конструктивним виконанням відрізняється від технологічного обладнання традиційного виконання.

Більшість подібного технологічного обладнання не має матеріальних координатних напрямних (триподи, гексаподи, ножиці), а тільки віртуальні. Відповідні формоутворюючі рухи виконавчих органів реалізуються шляхом математичного програмування.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою не використовує у своїй структурі рухомі поворотні та координатні робочі столи, тому деталь під час обробки нерухома. У такому випадку форма та габаритні розміри деталі та її робочого простору співпадають. Відповідний інструмент, який використовується на подібному обладнанні, може практично займати будь яке наперед задане положення у його робочому просторі. Тому форма та розміри робочого простору інструменту та технологічного обладнання співпадають.

Аналіз існуючих моделей технологічного обладнання з паралельною кінематикою показує, що його робочий простір має досить складну форму, а співвідношення двох параметрів (з трьох) наближається до одиниці.

Враховуючи специфічну форму робочого простору та співвідношення розмірних параметрів доцільним буде визначити робочий простір технологічного обладнання з паралельною кінематикою двома параметрами: діаметром D та довжиною L , що характеризується циліндричною формою, яка вписується у об'єм робочого простору подібного обладнання.

Тоді, за аналогією з робочим простором та координатними переміщеннями виконавчих органів технологічного обладнання традиційної компоновки слід прийняти для технологічного обладнання з паралельною кінематикою наступні параметри:

діаметр робочого простору

$$D_{\max} = 300 \dots 500 \text{ мм};$$

довжина робочого простору

$$L_{\max} = 800 \dots 1250 \text{ мм}.$$

Форма робочого простору технологічного обладнання з паралельною кінематикою, яка за формою наближається до вписаного циліндру теж може бути змінена шляхом змін співвідношення L та D .

Наприклад, при співвідношенні $L > D$ маємо форму робочого простору – високий циліндр, а при $L < D$ – низький циліндр.

Крім того, вісь циліндра може бути розташована по різному відносно осей координат технологічного обладнання.

Форма та розміри робочого простору технологічного обладнання з паралельною кінематикою та співвідношення його параметрів залежить від прийнятої кінематичної структури.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою, у якому використовуються механізми з методами перетворення рухів шляхом зміни довжини штанг та зміни кута повороту опорних шарнірів мають розміри робочого простору з співвідношенням параметрів L/D , яке не перевищує 1.5, а обладнання з механізмом зміни координат опорних шарнірів має співвідношення L/D більше ніж 1.5, а у деяких випадках його можна значно збільшити за рахунок зміни довжини напрямних одним з відомих методів.

9.2. Графічне моделювання робочого простору верстатів-гексаподів

Одним з факторів ефективності впровадження та експлуатації верстатів-гексаподів виступають їх рухові можливості в об'ємному просторі, що оцінюються конфігурацією і габаритними розмірами цього простору, а відповідно, й розмірами оброблюваної деталі. Форма, параметри та розташування РП верстата-гексапода мають змінний характер і залежать від поточного положення ВО.

Для визначення просторових можливостей гексапода застосовується метод графічного моделювання, який реалізує рішення зворотної задачі кінематики про положення ВО верстата-гексапода шляхом визначення поточних довжин кінематичних ланок [4, 8, 11, 13, 30].

Вихідними параметрами для моделювання РП є (рис. 9.2):

R_n – радіус кола центрів розташування опорних шарнірів на несучій системі верстата-гексапода;

R_p – радіус кола центрів розташування опорних шарнірів ВО;
 ω_n – кут, що визначає положення опорних шарнірів несучої системи;
 ω_p – кут, який визначає положення опорних шарнірів ВО;
 l_{max}, L – максимальна та мінімальна довжина кінематичних ланок.

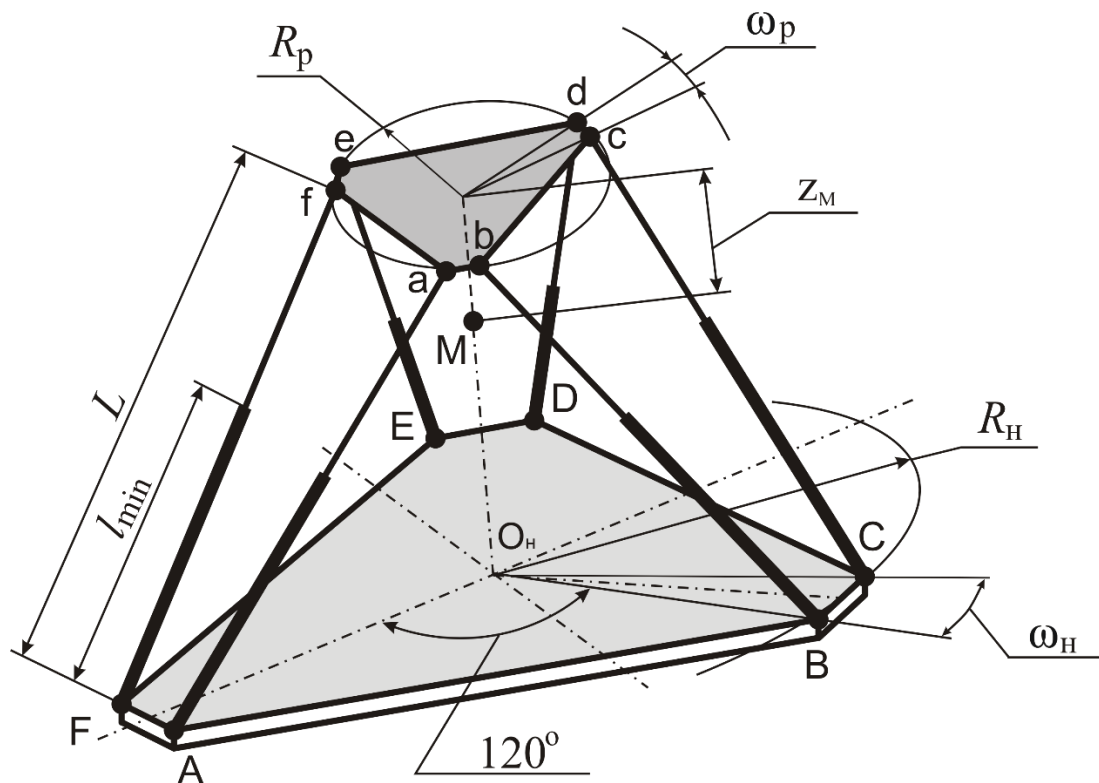


Рис. 9.2. Конструктивні параметри ВО та несучої системи

Процес моделювання починається зі встановлення ВО у нульове положення, при якому точка M виконавчого органа (рис. 9.3) розташована на осі Z нерухомої несучої системи та на відстані z_M від початку координат.

Наступний крок – переміщення точки M у площині z_0 уздовж допоміжної осі Y' , положення якої визначає кут α (рис. 9.4).

Одночасно з переміщенням ВО перевіряються довжини кінематичних ланок. Вихід принаймні одного значення довжини кінематичної ланки за допустимі межі $[l_{min}, L]$ означає, що ВО досягнув межі РП по осі Y' . Ця точка фіксується, далі ВО повертається у нульове положення ($x=0; y=0; z=z_0$) і розпочинає рух уздовж нового положення допоміжної осі до досягнення межі РП. Кожного разу, як вісь Y' виконує повний оберт навколо осі Z , виконавчий орган переміщується вздовж вертикальної осі на крок s_z та повторює рух по осі Y' при зміні кута α від 0 до 360° .

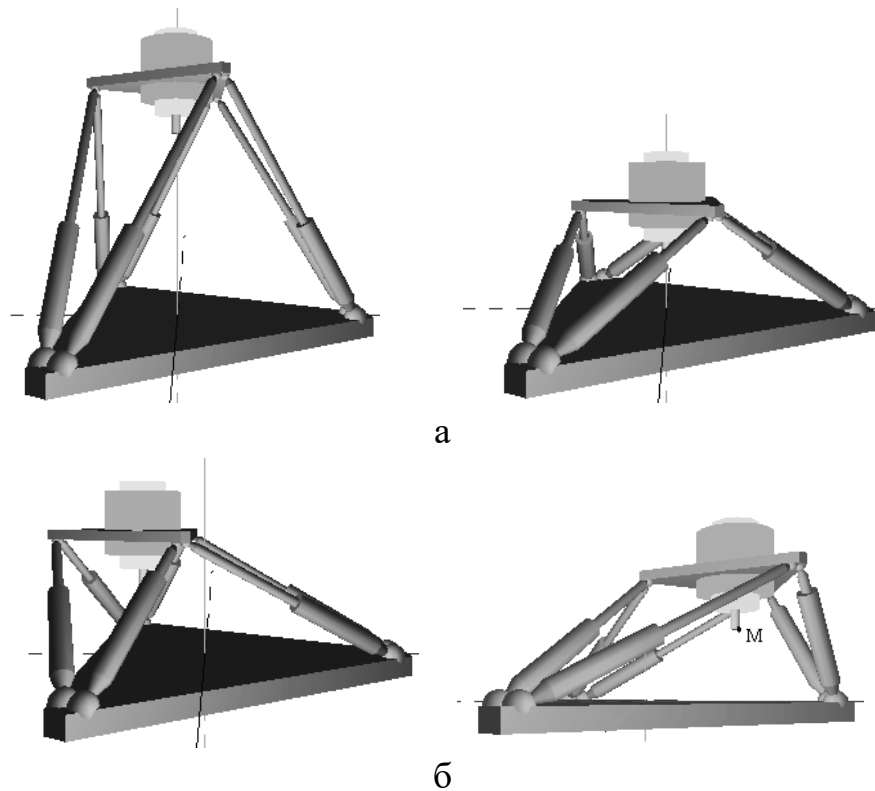


Рис. 9.3. Переміщення виконавчого органу у вертикальному (а) і горизонтальному (б) напрямку

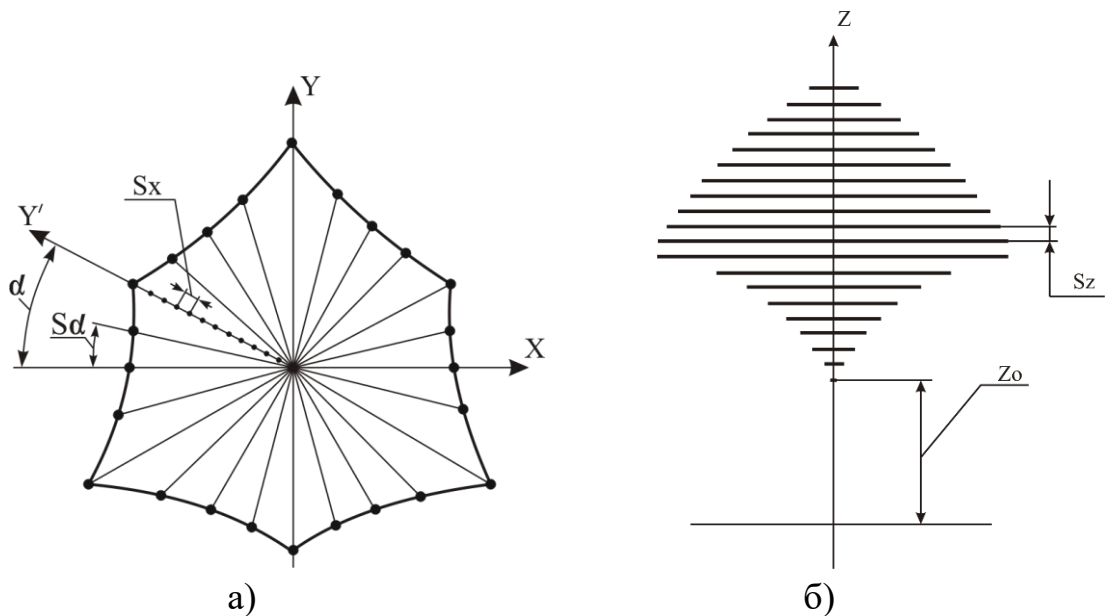


Рис. 9.4. Моделювання робочого простору: а) у площині; б) у просторі

Результатом визначених дій є відтворення реальної форми, розмірів та розташування РП у загальному просторі верстата залежно від його конкретних конструктивних параметрів.

Розроблений алгоритм моделювання РП верстата-гексапода (рис. 9.5) дозволяє отримати його зображення для заданих конструктивних параметрів верстата та оцінити його рухові можливості по лінії, у площині та в об'ємі [8, 11, 13, 30].

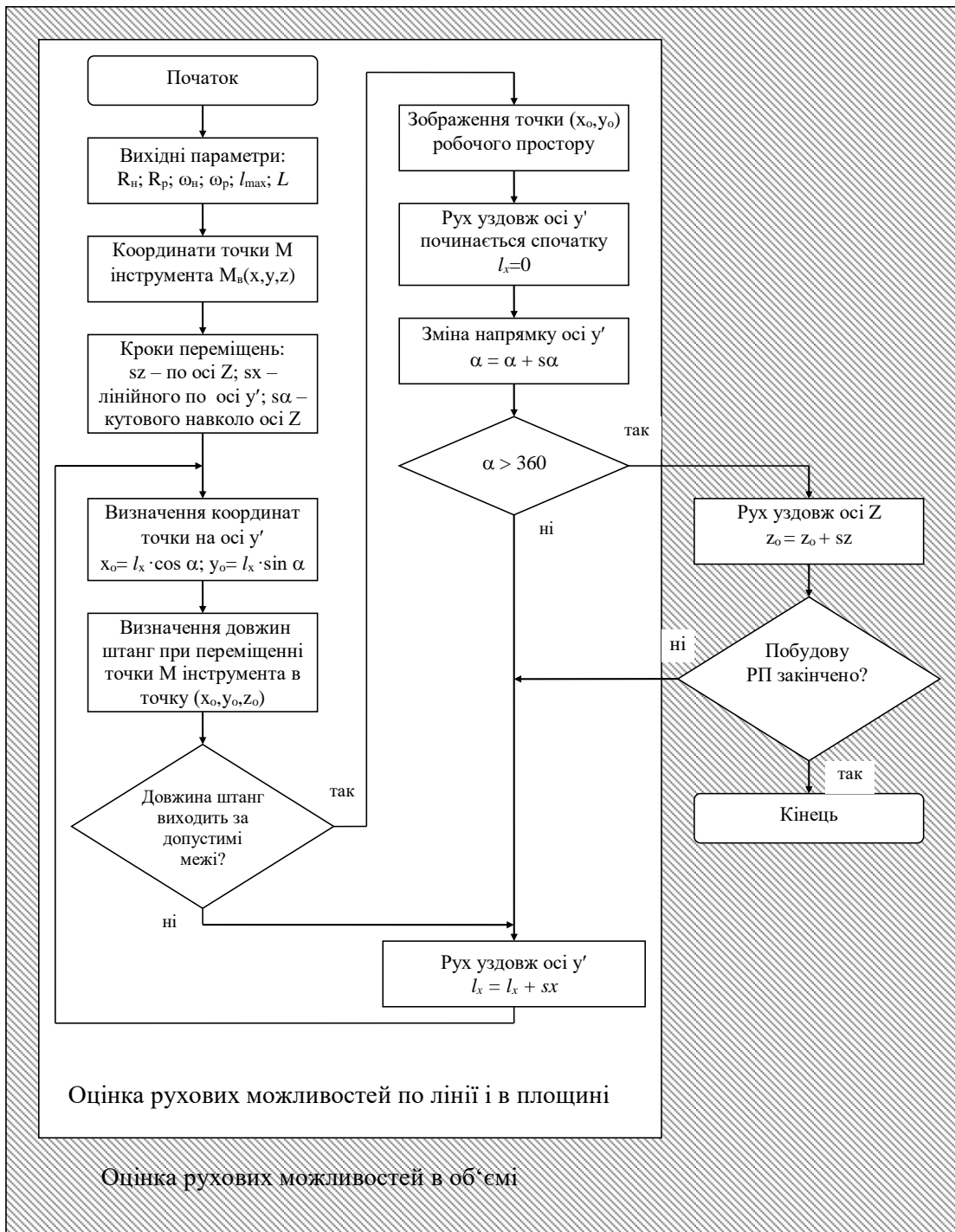


Рис. 9.5. Алгоритм моделювання робочого простору верстата-гексапода

Моделювання РП верстата-гексапода виконується з урахуванням впливу відповідних конструктивних параметрів, які характеризують розташування ВО у робочому просторі верстата: радіус кола центрів опорних шарнірів на ВО ($R_p = 100$ мм); радіус кола центрів опорних шарнірів на несучій системі ($R_n = 450$ мм); кутове положення опорних шарнірів відносно осей координат несучої системи і ВО ($\omega_n = \omega_p = 30^\circ$), а також довжина кінематичних ланок, що змінюється у межах від $l_{min} = 500$ м до $L = 800$ м.

Результатом моделювання є графічне зображення робочого простору (рис. 9.6).



Рис. 9.6. Робочий простір верстата-гексапода

Аналіз результатів, отриманих у процесі моделювання, показує, що форма та розміри робочого простору залежать від кутового положення рухомої платформи (рис. 9.7), що викликає деякі труднощі технологічного характеру. Наприклад, необхідність правильної оцінки габаритних розмірів оброблюваної деталі, розмірів її поверхонь, їх конфігурації та положення для ефективного розміщення заготовки у межах робочого простору верстата-гексапода для її якісної обробки.

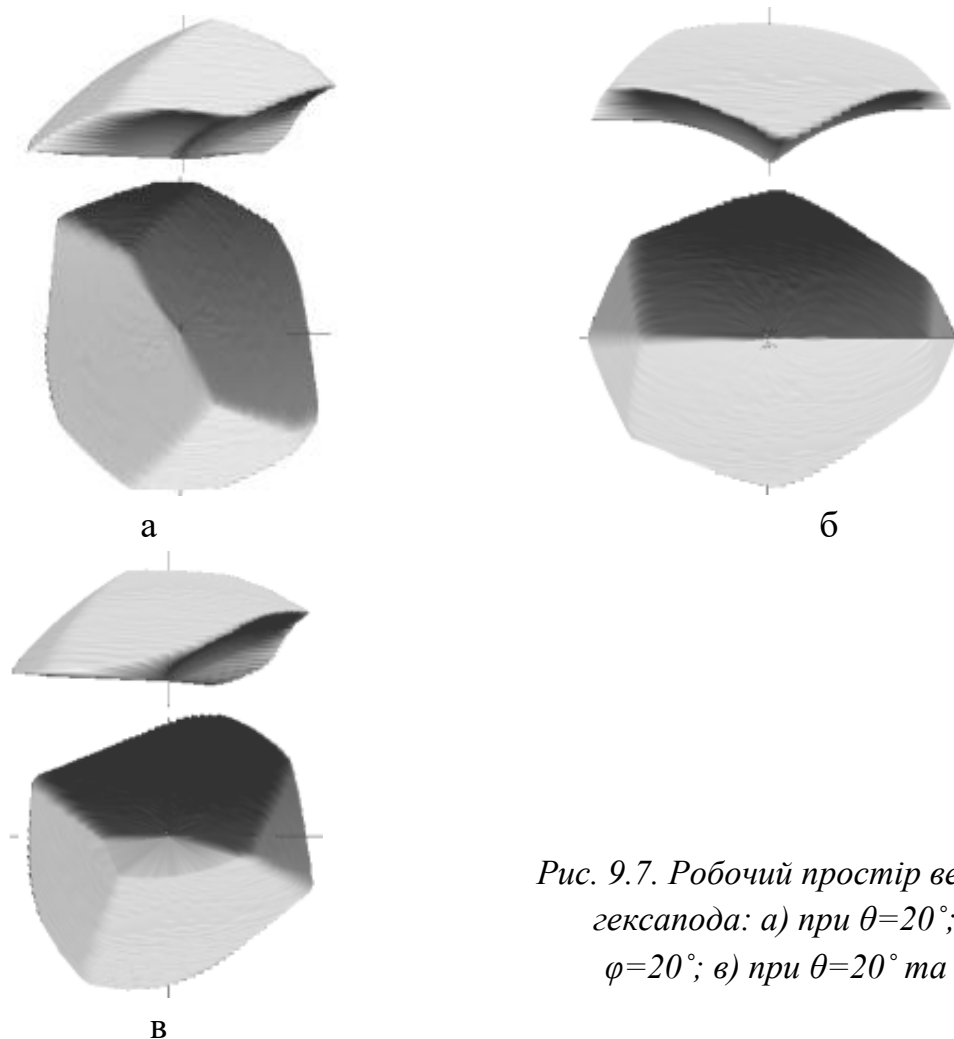


Рис. 9.7. Робочий простір верстата-гексапода: а) при $\theta=20^\circ$; б) при $\varphi=20^\circ$; в) при $\theta=20^\circ$ та $\varphi=20^\circ$

Об'єм робочого простору змінюється при зміні кутового положення рухомої платформи (рис. 9.8).

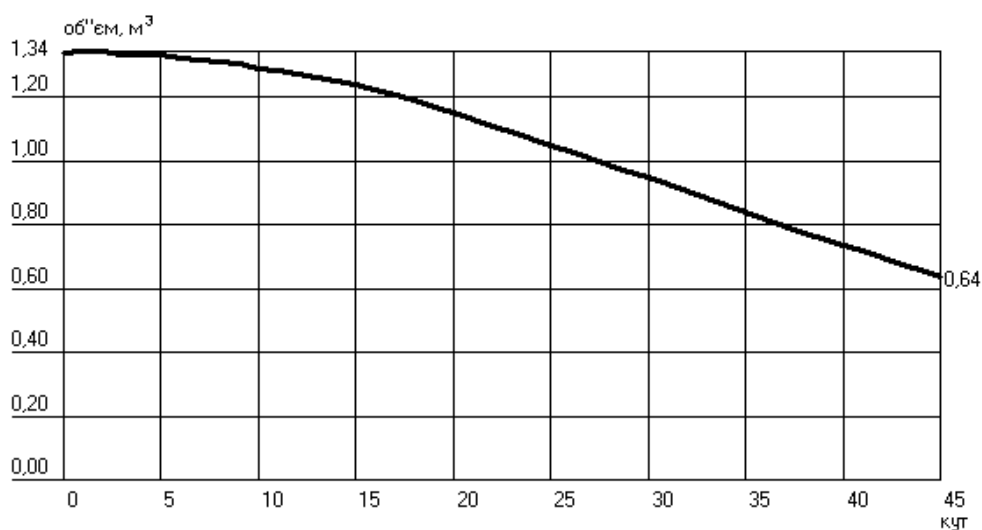


Рис. 9.8. Графік залежності об'єму робочого простору від кута θ нахилу інструмента відносно осі X

Дослідження показали також вплив положення шарнірів штанг на форму та розміри робочого простору (рис. 9.9, 9.10). Таким чином, змінюючи положення шарнірів штанг, можна змінювати форму робочого простору верстата, наближаючи її до необхідної при даній обробці, що дозволяє розширити технологічні можливості верстата-гексапода.

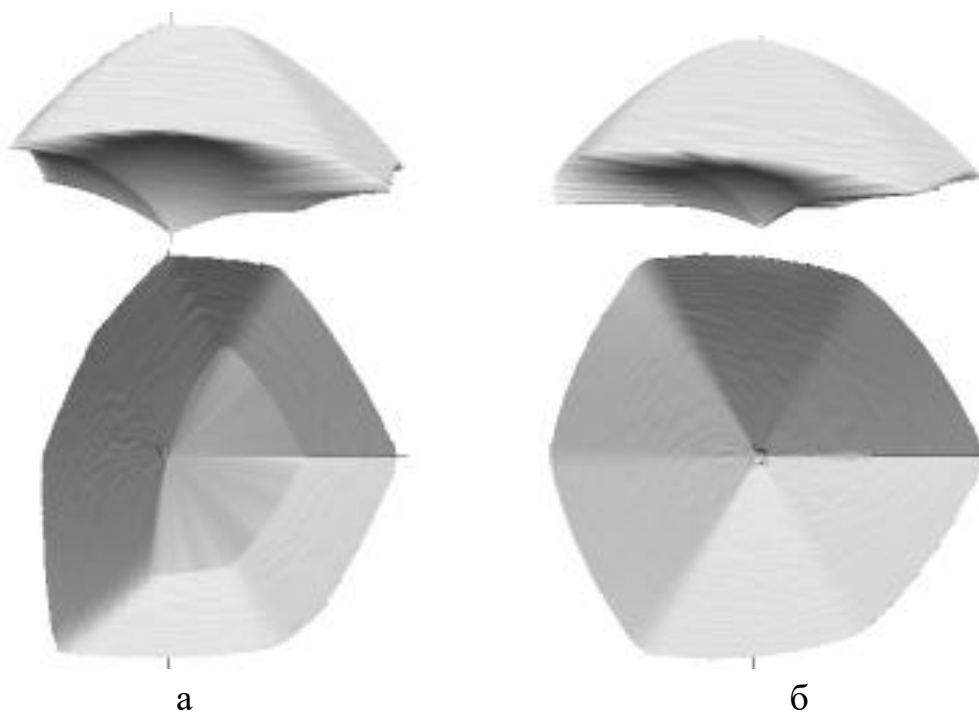


Рис. 9.9. Робочий простір верстата-гексапода при $R_n=35$ для першої опори (а) і при $\omega_n=15^\circ$ (б)

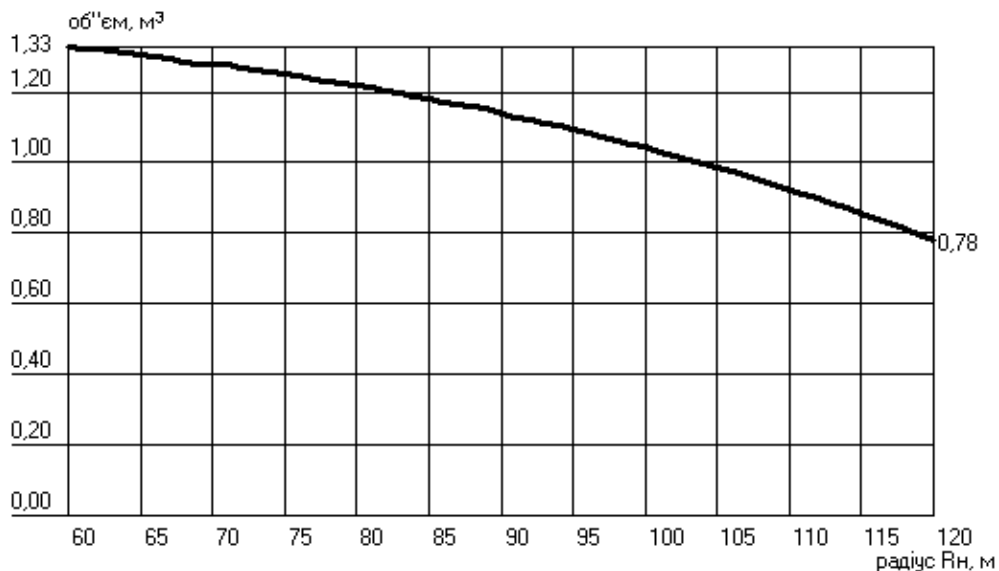


Рис. 9.10. Графік залежності об'єму робочого простору від положення опори

На розміри робочого простору значно впливає також діапазон зміни довжини штанг, з'єднуючих рухому та нерухому платформи. На графіку (рис. 9.11) видно, що залежність між об'ємом робочого простору та діапазоном $[l_{max}, l_{min}]$ зміни довжини штанг нелінійна – об'єм робочого простору різко збільшується при наближенні максимальної довжини l_{max} до значення $2l_{min}$.

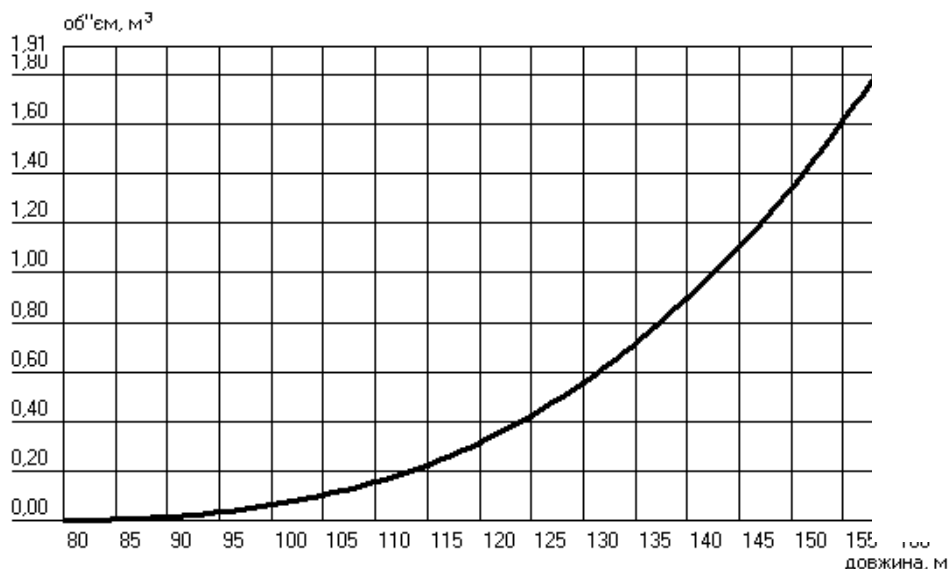


Рис. 9.11. Графік залежності об'єму робочого простору від діапазону зміни довжини штанг

Таким чином, можна зробити висновки:

1. Робочий простір верстата-гексапода має складну форму.
2. Форма та розміри робочого простору непостійні та змінюються при зміні кутового положення шпинделя.
3. На форму та розміри робочого простору впливають геометричні параметри конструктивних елементів верстата.

ГЛАВА 10

ПРОСТОРОВІ ФУНКЦІОНАЛЬНІ МОЖЛИВОСТІ ВЕРСТАТІВ-ГЕКСАПОДІВ

10.1. Узгодженість рухів кінематичних ланок при реалізації типових рухів ВО

Кінематика верстата-гексапода заснована на застосуванні шестикоординатного МПС, який забезпечує ВО відповідні траєкторії формоутворюючих рухів у межах РП шляхом узгодженої зміни довжин кінематичних ланок залежно від геометричних параметрів поверхні деталі.

Дослідження залежності зміни довжини кожної кінематичної ланки від поточного положення ВО виконувалися для верстатів-гексаподів різних структур $N \times S$ (рис. 10.1) [30].

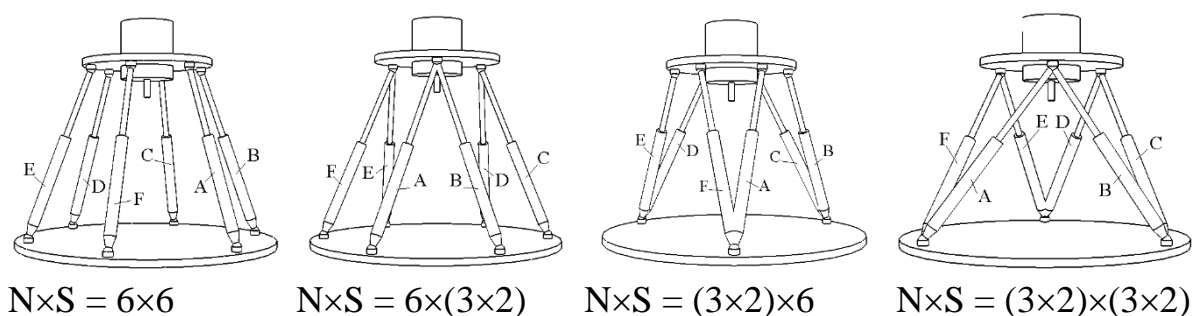


Рис. 10.1. Компоновки верстатів-гексаподів

Під час моделювання ВО переміщувався прямолінійно вздовж координатних осей X , Y і Z та здійснював колові рухи відносно осей Z і Y . Зміна довжини кінематичних ланок при вертикальному переміщенні ВО вздовж вертикальної осі симетрії гексапода наведена на рис. 10.2.

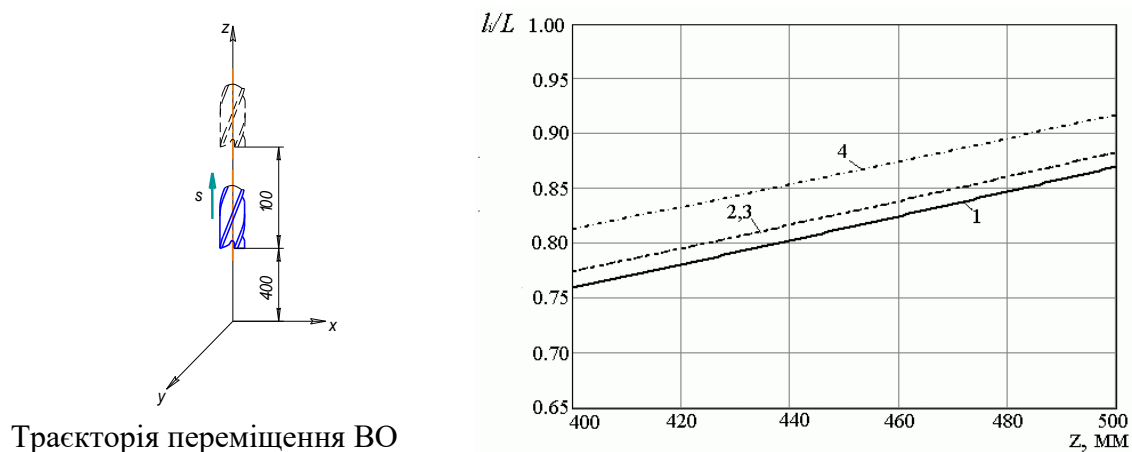
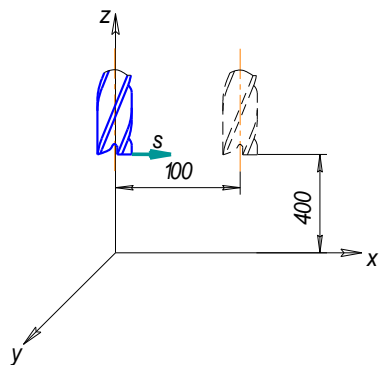


Рис. 10.2. Зміна довжини кінематичних ланок при вертикальному переміщенні ВО для компонок гексаподів структур:

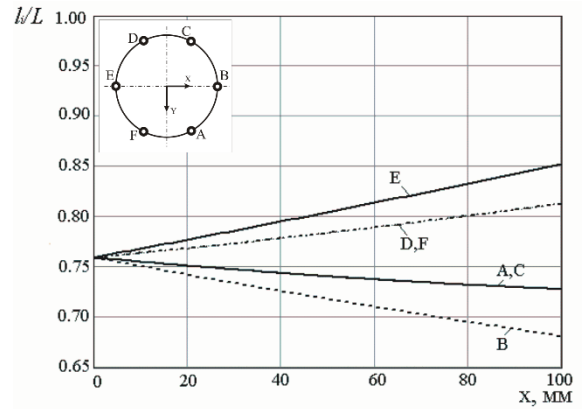
$1 - N \times S = 6 \times 6$; $2 - N \times S = 6 \times (3 \times 2)$; $3 - N \times S = (3 \times 2) \times 6$; $4 - N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$

При такому переміщенні ВО довжина усіх кінематичних ланок, незалежно від компоувальної схеми, змінюється аналогічно.

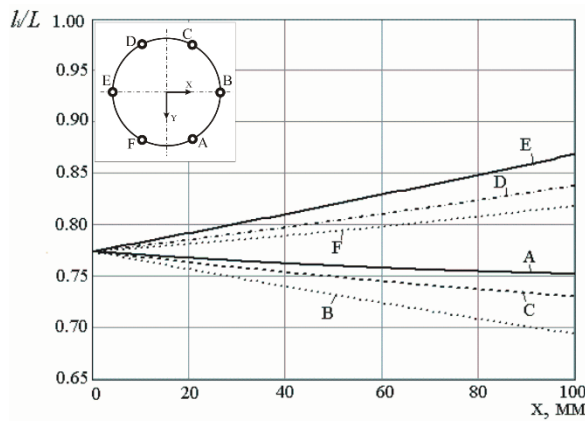
Вплив траєкторії переміщення ВО вздовж осей X та Y на зміну довжини кінематичних ланок наведено на рис. 10.3 та 10.4.



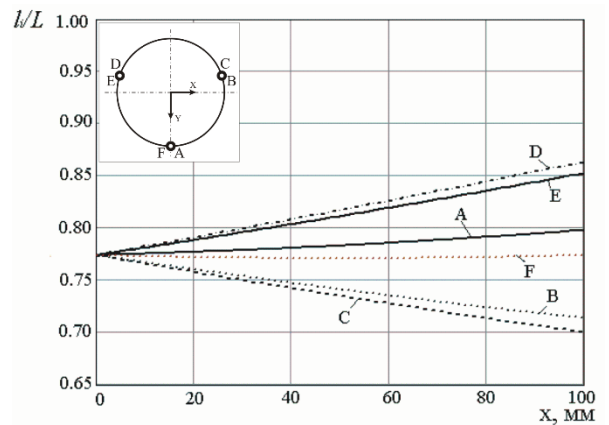
Траєкторія переміщення ВО



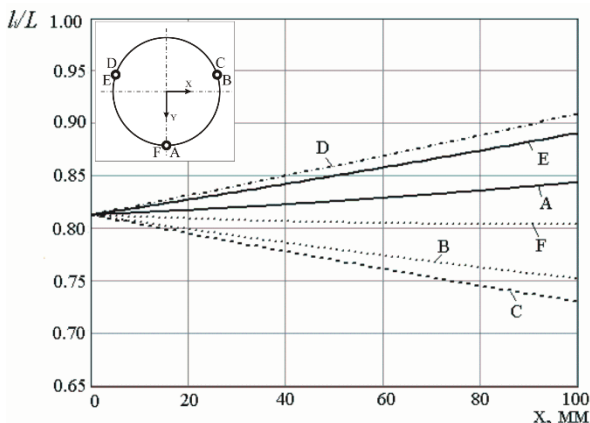
$N \times S = 6 \times 6$



$N \times S = 6 \times (3 \times 2)$



$N \times S = (3 \times 2) \times 6$



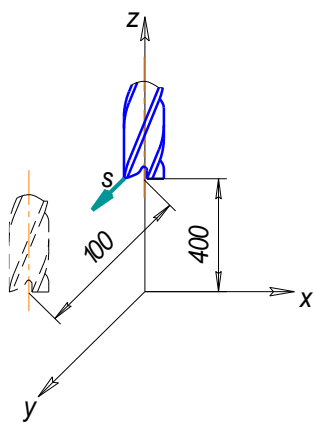
$N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$

Рис. 10.3. Зміна довжини кінематичних ланок при переміщенні ВО вздовж осі X

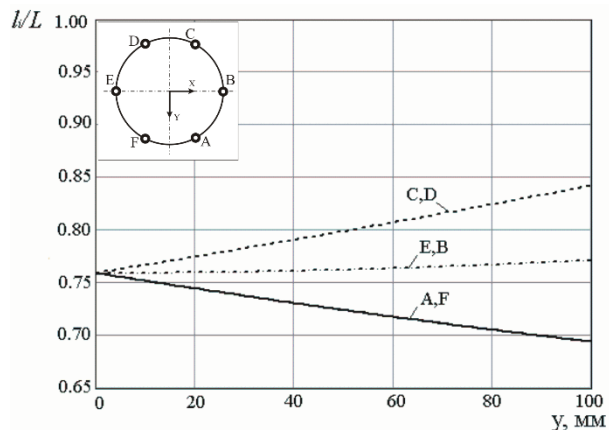
З отриманих залежностей можна зробити такі висновки:

1. При переміщенні ВО відносно осі X (коли має місце співпадання вісі з опорою ланки) кожна кінематична ланка змінює довжину за відповідним законом для кожної компоувальної схеми верстата: для компонок структур $N \times S = 6 \times 6$ і $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$ довжини кінематичних ланок E, D і F збільшуються, а

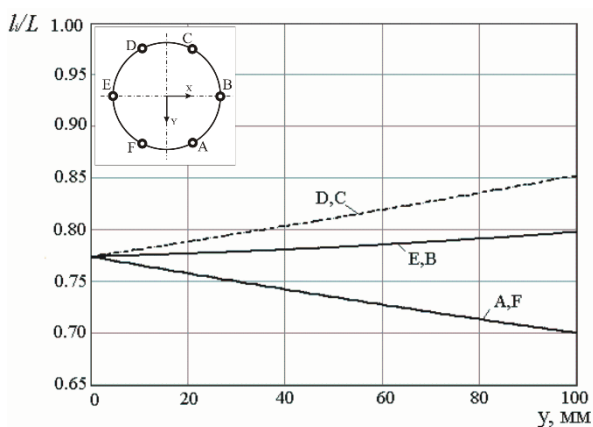
довжини ланок А, С і В зменшуються. Причому інтенсивніше змінюється довжина кінематичних ланок В та Е; для компонок структур $N \times S = (3 \times 2) \times 6$ і $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$ спостерігається збільшення довжини кінематичних ланок Е, D, F, а довжини ланок С і В зменшуються.



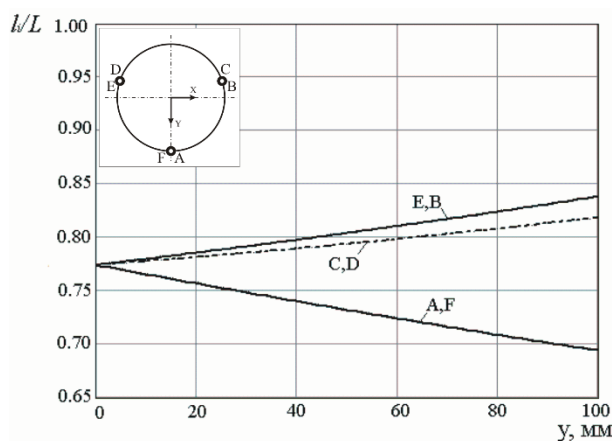
Траекторія переміщення ВО



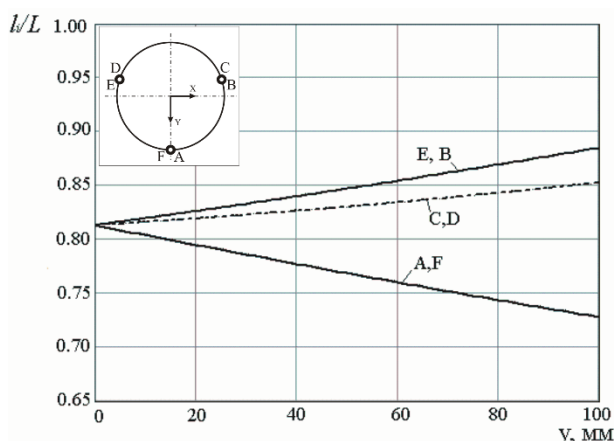
$N \times S = 6 \times 6$



$N \times S = 6 \times (3 \times 2)$



$N \times S = (3 \times 2) \times 6$



$N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$

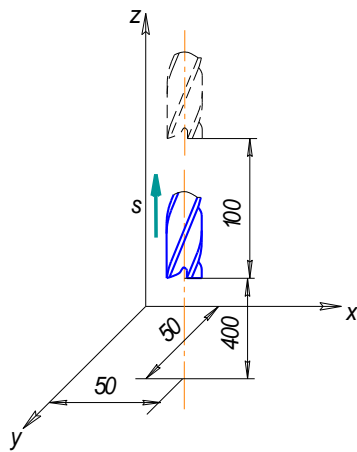
Рис. 10.4. Зміна довжини кінематичних ланок при переміщенні ВО вздовж осі Y

2. При переміщенні ВО відносно осі Y, яка проходить посередині між опорними шарнірами кінематичних ланок, відбувається їх розподіл на три групи (С і D; В і Е; А і F), що мають аналогічну залежність зміни довжини. Для

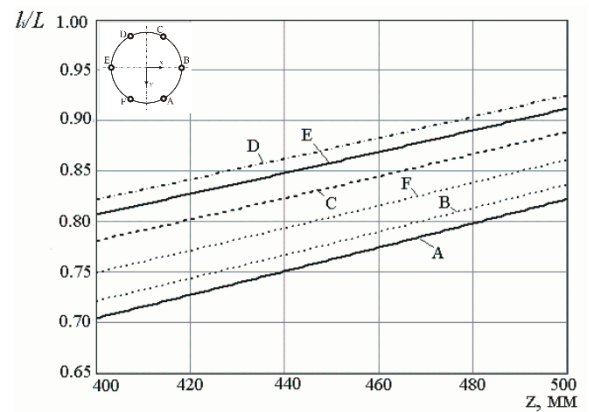
компоновок верстатів структур $N \times S = 6 \times 6$ і $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$ довжини кінематичних ланок С, D та В, Е збільшуються, а довжини ланок А, F зменшуються.

Наведена зміна довжини кінематичних ланок обумовлюється напрямком переміщення ВО, кількістю опорних шарнірів на основних елементах верстата-гексапода та розташуванням кінематичних ланок у його просторі, що залежить від структури компоновки $N \times S$.

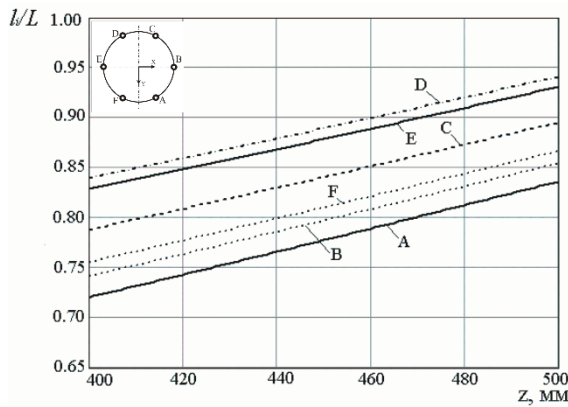
Залежність зміни довжини кінематичних ланок від переміщення ВО у просторі, коли має місце неспівпадання напрямку руху з віссю симетрії гексапода, наведена на рис. 10.5.



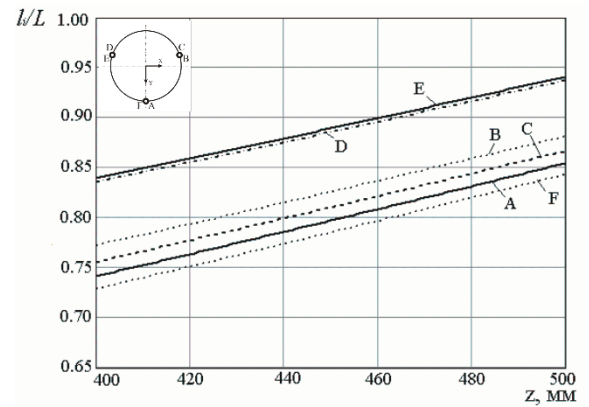
Траекторія переміщення ВО



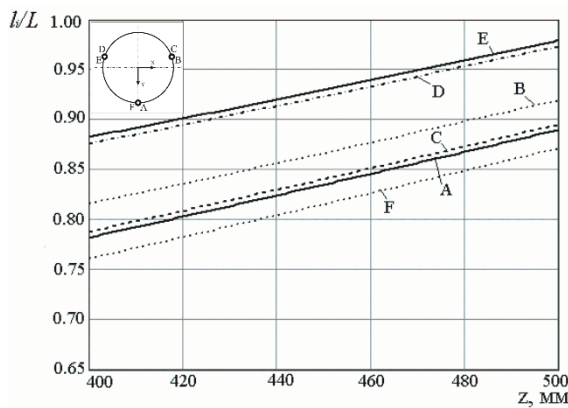
$N \times S = 6 \times 6$



$N \times S = 6 \times (3 \times 2)$



$N \times S = (3 \times 2) \times 6$

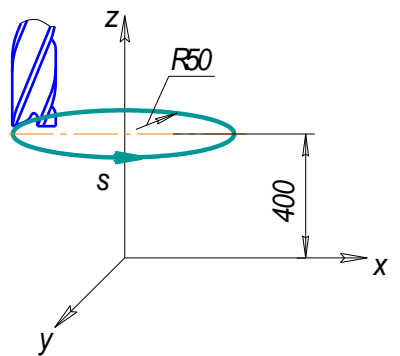


$N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$

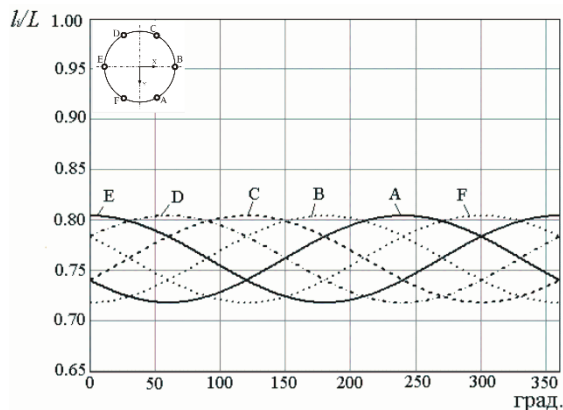
Рис. 10.5. Зміна довжини кінематичних ланок при вертикальному переміщенні ВО у просторі верстата

При переміщенні ВО у вертикальному напрямку у просторі верстата зміна довжин кінематичних ланок відбувається аналогічно з тенденцією збільшення.

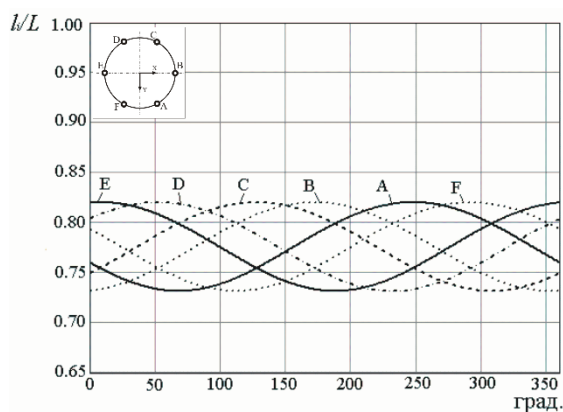
Зміна довжини кінематичних ланок при коловому переміщенні ВО наведена на рис. 10.6 та 10.7.



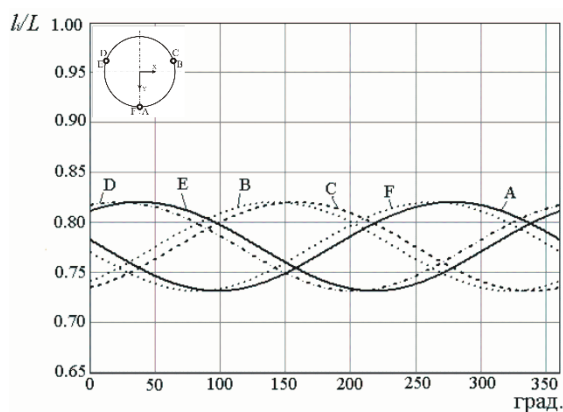
Траекторія переміщення ВО



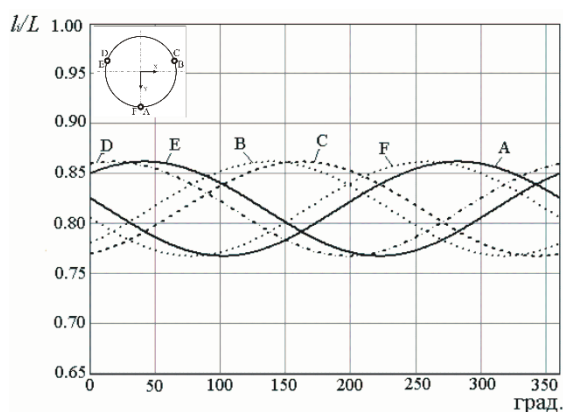
$$N \times S = 6 \times 6$$



$$N \times S = 6 \times (3 \times 2)$$

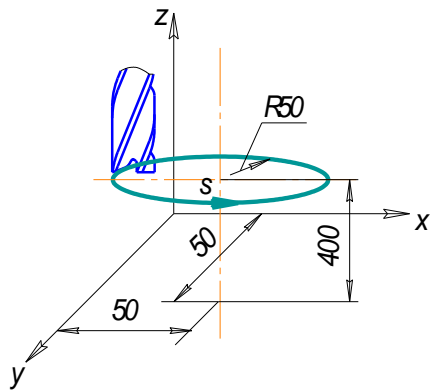


$$N \times S = (3 \times 2) \times 6$$

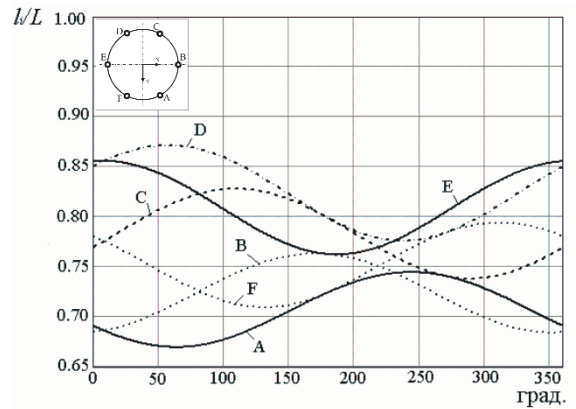


$$N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$$

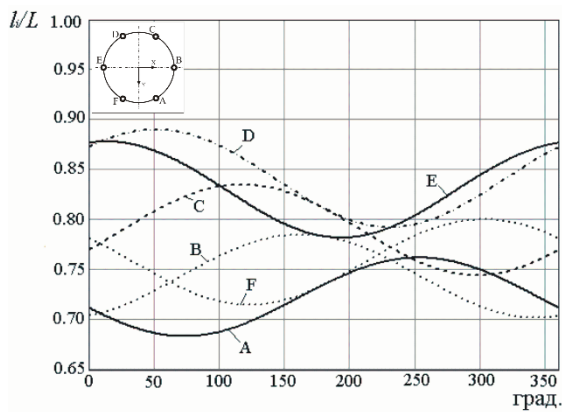
Рис. 10.6. Зміна довжини кінематичних ланок при коловому переміщенні ВО відносно осі Z



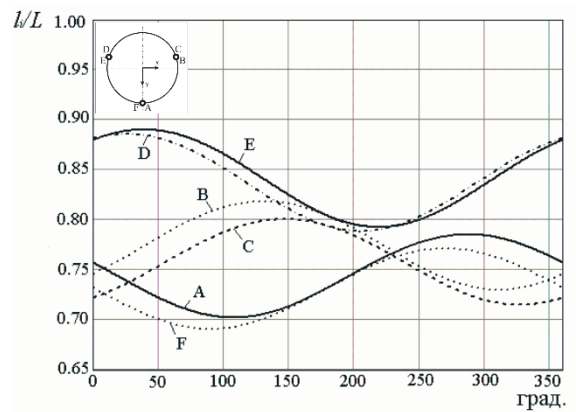
Траекторія переміщення ВО



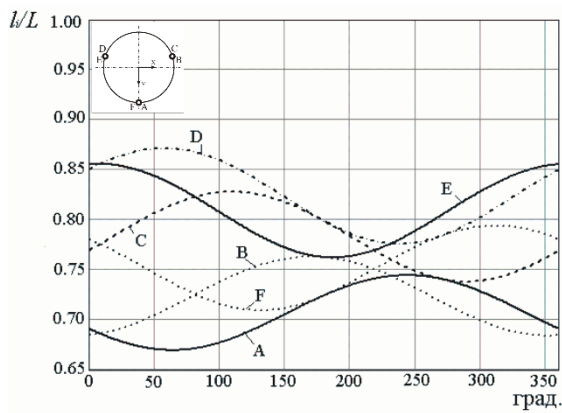
$N \times S = 6 \times 6$



$N \times S = 6 \times (3 \times 2)$



$N \times S = (3 \times 2) \times 6$



$N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$

Рис. 10.7. Зміна довжини кінематичних ланок при коловому переміщенні ВО у просторі

При коловому переміщенні ВО спостерігається зміна довжини кожної кінематичної ланки за синусоїдальним (косинусоїдальним) законом при одночасній зміні кроків синусоїди, незалежно від прийнятої компоновальної схеми.

Графіки на рис. 10.6 побудовані при коловому переміщенні ВО (радіус $R = 50$ мм) на висоті $z = 400$ мм, а на рис. 10.7 – при додатковій умові, що вісь кола, по якому переміщується ВО, зміщена на величину 50 мм відносно осей X та Y.

Отже, можна зробити висновок, що кожному фіксованому положенню ВО у межах РП відповідає конкретна величина довжини кожної кінематичної ланки. Таким чином, змінюючи їх довжини за відповідними законами, можна

перемістити ВО у задану точку РП верстата-гексапода та виконати необхідний рух інструмента для здійснення запланованої обробки деталі.

10.2. Дослідження просторових рухових характеристик верстатів-гексаподів

Верстати-гексаподи характеризуються специфічною конфігурацією РП та змінним характером його параметрів (рис. 10.8, а), що в значній мірі визначає функціональні рухові можливості ВПК.

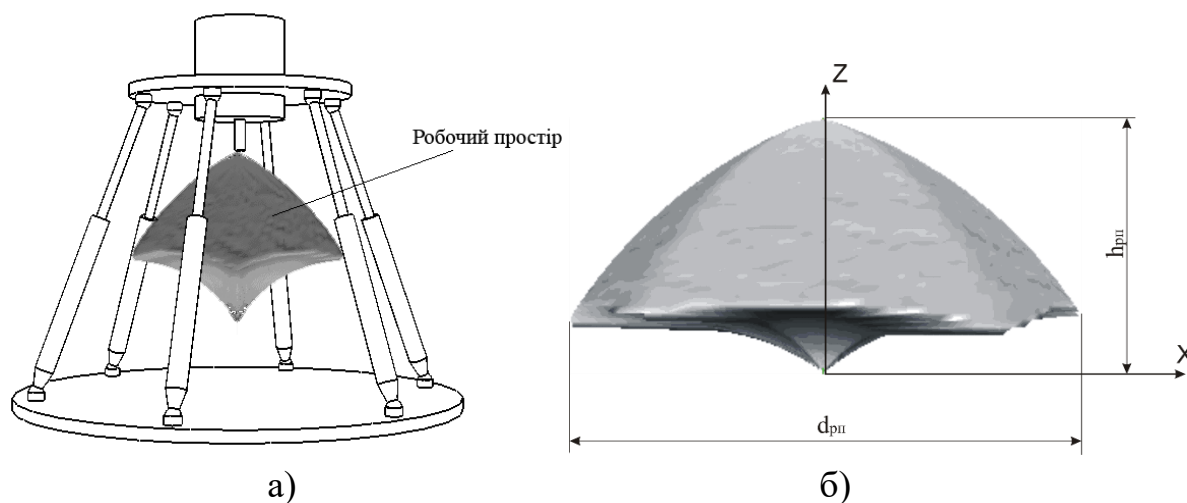


Рис. 10.8. Робочий простір верстата-гексапода:
а) розташування; б) параметри

Результати попередніх теоретичних досліджень показують, що на форму, параметри, розташування та об'єм РП впливають компоувальна схема верстата (структура $N \times S$), довжини кінематичних ланок та їх рухи, співвідношення діаметрів ВО і несучої системи, а також параметри розміщення ріжучого інструмента. Основні параметри РП, які необхідно дослідити – це його форма, висота $h_{рп}$, діаметр $d_{рп}$ описаного навколо РП кола та об'єм v (рис. 10.8, б).

Розглянемо вплив на параметри РП верстата-гексапода кожного параметра окремо.

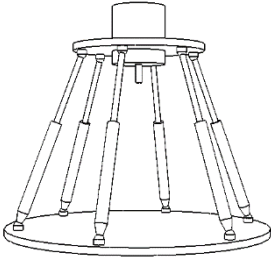
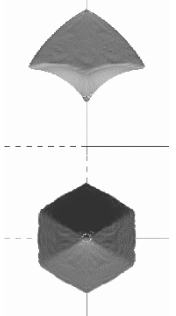
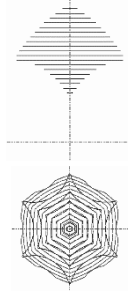
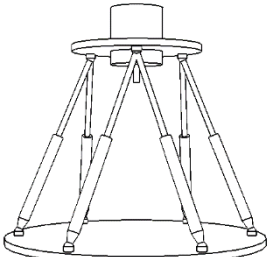
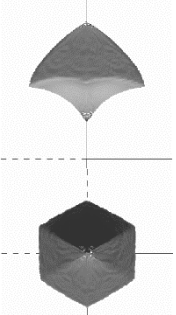
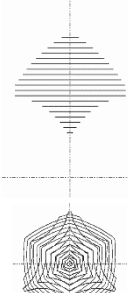
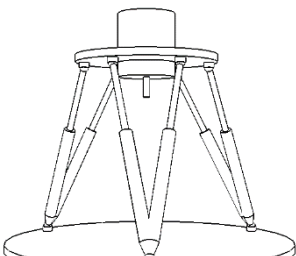
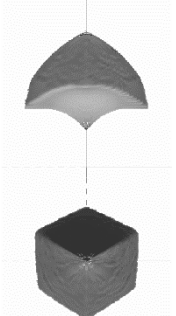
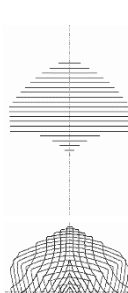
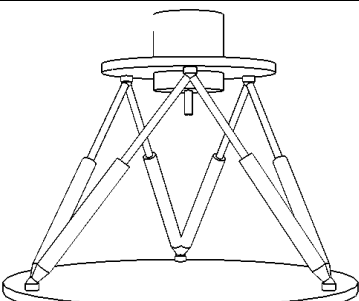
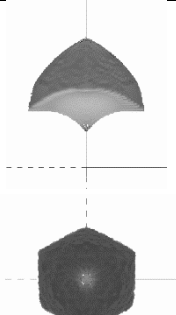
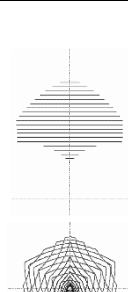
10.2.1. Вплив компоувальної схеми верстата-гексапода на параметри робочого простору

Компоувальна схема верстата характеризується кількістю груп опорних шарнірів кінематичних ланок, які змонтовані на несучій системі та ВО, що визначається структурою компоувки $N \times S$ [19, 30].

Узагальнені компоувальні схеми відомих верстатів-гексаподів відрізняються взаємним розташуванням кінематичних ланок у конструкції ВПК та відповідною різноманітністю форми робочого простору (табл. 10.1).

Таблиця 10.1

Залежність форми РП від компоувальної схеми верстата

Компоувальна схема та її структура	Робочий простір	
	об'ємна форма	у вигляді ліній рівня
 $N \times S = 6 \times 6$		
 $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$		
 $N \times S = (3 \times 2) \times 6$		
 $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$		

При дослідженнях верстатів-гексаподів з різними компоувальними схемами, їх РП визначалися як об'ємна форма та у вигляді ліній рівня (поперечних перерізів) з метою коректного порівняння досліджуваних параметрів. Наведені форми РП показують, що зміна його розмірів та конфігурації відбувається по-різному, залежно від компоувальної схеми верстата.

Кожна компоувальна схема верстата-гексапода утворює відповідну форму РП з різними параметрами, що характеризується коефіцієнтом рухових можливостей в об'ємі (v/V), який визначається відношенням реального об'єму РП до теоретично можливого.

Найбільший об'єм РП мають верстати, виконані за структурою $N \times S = 6 \times 6$, а найменший – верстат за структурою $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$ (рис. 10.9). Але верстат-гексапод, виконаний за компоувальною схемою структури $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$, має найбільшу висоту РП при найменшій величині діаметра, а верстат структури $N \times S = 6 \times 6$ має найменшу висоту та досить значну величину діаметра РП. Таким чином, зменшення кількості груп опорних шарнірів на несучій системі та ВО зменшує об'єм РП: $N \times S = (3 \times 2) \times 6$ – в 1,11 рази, $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$ – в 1,20 рази, $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$ – в 1,42 рази порівняно зі структурою $N \times S = 6 \times 6$.

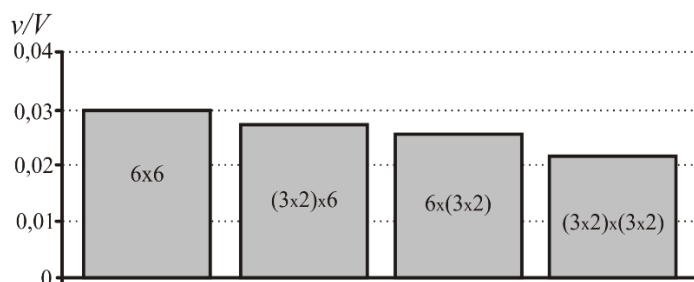


Рис. 10.9. Залежність рухових можливостей гексаподів в об'ємі від компоувальної схеми

Отже, можна зробити висновок, що для обробки деталей у вигляді високого циліндра ($H > D$) доцільно застосовувати компоувальну схему верстата структури $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$, а для обробки деталей типу дисків ($H < D$) – верстати-гексаподи зі структурою $N \times S = 6 \times 6$. Верстати-гексаподи, створені за іншими запропонованими компоувальними схемами ($N \times S = (3 \times 2) \times 6$ та $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$) мають значення параметрів та об'єму РП у діапазоні між розглянутими вище компоувальними схемами верстатів.

10.2.2. Вплив діапазону зміни довжини кінематичних ланок на параметри робочого простору

Поточне положення ВО під час обробки різноманітних поверхонь деталей забезпечується відповідною зміною довжини кожної кінематичної ланки

залежно від геометричної форми та просторового положення оброблюваних поверхонь, що визначає реалізацію необхідних траєкторій формоутворюючих рухів інструмента. При виконанні математичного моделювання та експериментальних досліджень довжина кінематичних ланок змінювалася від $l = 500$ мм до $L = 800$ мм. Враховуючи забезпечення необхідної жорсткості кінематичних ланок та мінімальних пружних деформацій стрижневої просторової конструкції МПС як основного компонента верстата-гексапода, слід зауважити, що співвідношення l/L не повинне перевищувати значення 0,5 при використанні кінематичних ланок телескопічного виконання при довжині напрямної втулки, яка не менша 0,2l.

Збільшення величини переміщення кінематичних ланок обумовлює зміну форми та параметрів РП (рис. 10.10) та збільшення його об'єму (рис. 10.11, а) [19, 30].

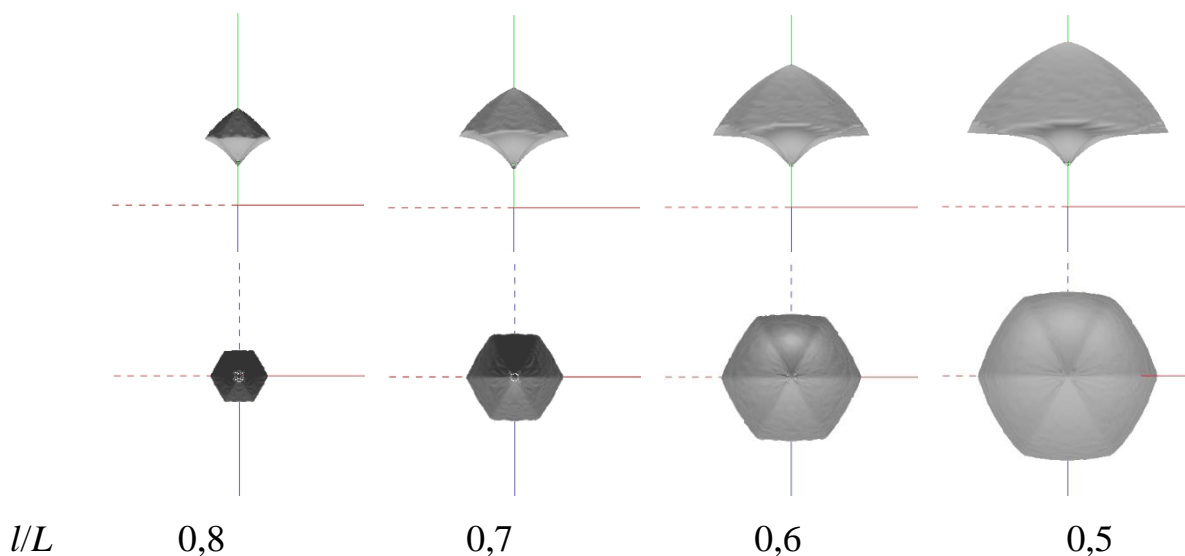
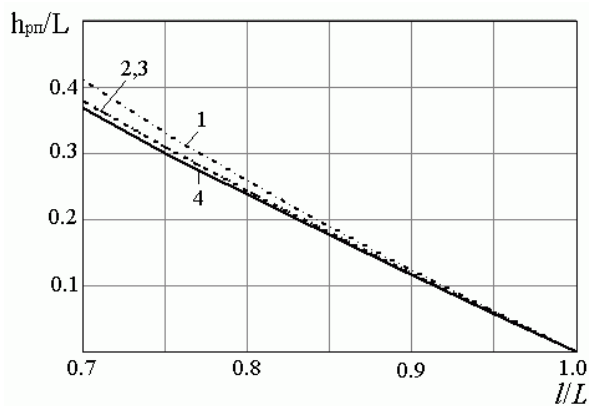


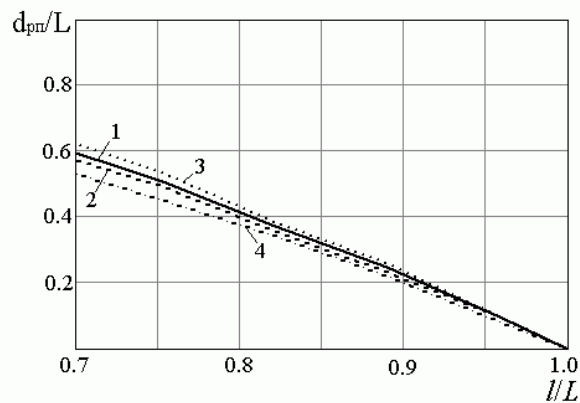
Рис. 10.10. Залежність форми і розмірів РП від діапазону зміни довжини кінематичних ланок (l/L)

Збільшення об'єму РП при збільшенні діапазону зміни довжини кінематичних ланок відбувається за рахунок збільшення його діаметра (d_{rp}) та висоти (h_{rp}) (рис. 10.11, б, в). Позначення на графіках: 1 – залежність для верстата структури $N \times S = 6 \times 6$; 2 – $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$; 3 – $N \times S = (3 \times 2) \times 6$; 4 – $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$.

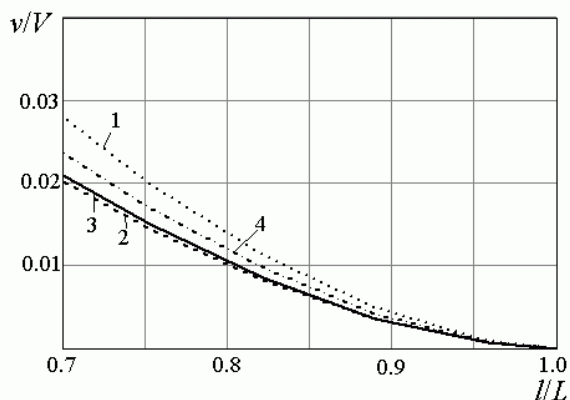
При збільшенні діапазону зміни довжини кінематичних ланок від 0,7 до 1,0 співвідношення діаметра РП та максимальної довжини кінематичної ланки (d_{rp}/L) зменшується майже у 0,6 раза для всіх компоновок, а співвідношення висоти РП до максимальної довжини кінематичної ланки (h_{rp}/L) – майже у 0,4 раза. Поряд з цим інтенсивно зменшується коефіцієнт рухових можливостей в об'ємі (v/V) – від 0,03 раза (для гексапода структури $N \times S = 6 \times 6$) до 0,02 (для гексаподів структур $N \times S = (3 \times 2) \times 6$ та $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$) (рис. 4.19, в).



а)



б)



в)

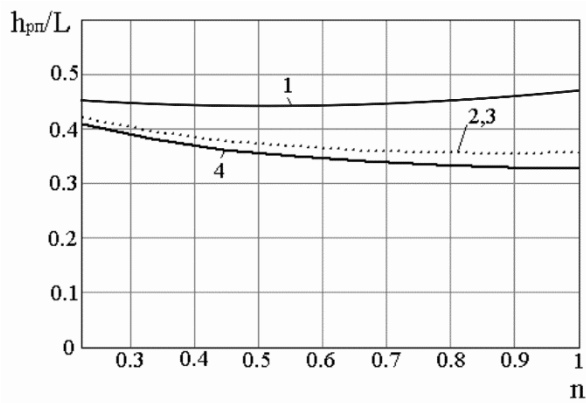
Рис. 10.11. Залежність параметрів робочого простору від діапазону зміни довжин кінематичних ланок (l/L): а) зміна висоти РП; б) зміна діаметра РП; в) зміна об'єму РП

10.2.3. Вплив співвідношення розмірів ВО та несучої системи на параметри робочого простору

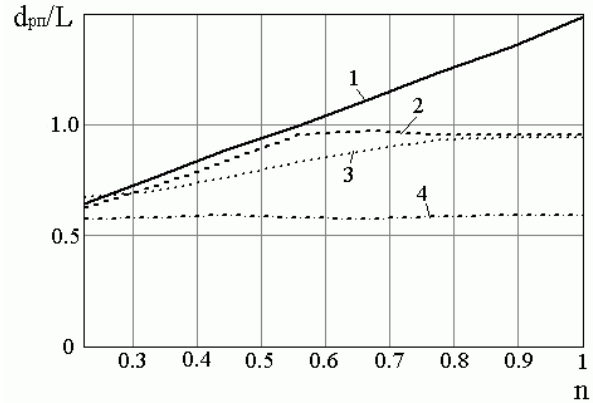
На параметри РП впливає співвідношення розмірів ВО та несучої системи (n), які визначаються діаметрами кіл розташування відповідних опорних шарнірів (рис. 10.12).

Результати проведених досліджень показують, що при збільшенні діаметра ВО до розміру несучої системи спостерігається незначне зменшення висоти РП для гексаподів структур $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$; $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$ та $N \times S = (3 \times 2) \times 6$, а для структури $N \times S = 6 \times 6$ має місце його невелике збільшення [21, 30].

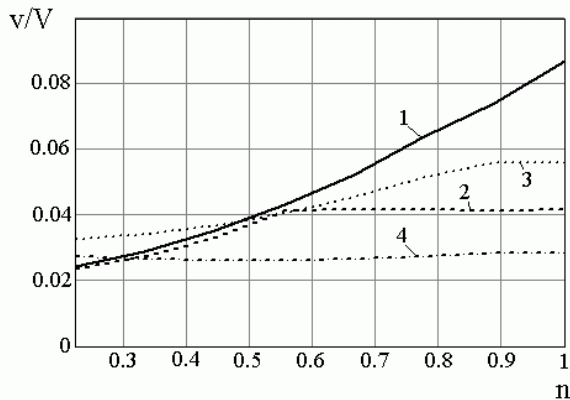
Зміна розмірів ВО має більший вплив на d_{rp} . Для гексапода структури $N \times S = 6 \times 6$ при збільшенні n від 0,2 до 1,0 співвідношення d_{rp}/L лінійно збільшується від 0,6 до 1,5. Робочий простір гексапода структури $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$ не змінює діаметра d_{rp} при збільшенні n . Робочий простір гексапода структури $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$ спочатку збільшує діаметр до досягнення значення $d_{rp}/L = 0,9$ (що відповідає $n = 0,55$), а при подальшому збільшенні n зміна діаметра РП не відбувається. Аналогічно поводить себе і РП гексапода структури $N \times S = (3 \times 2) \times 6$, а саме співвідношення d_{rp}/L збільшується до 0,9 ($n = 0,8$), після чого залишається незмінним.



а)



б)



в)

Рис. 10.12. Залежність параметрів РП від співвідношення розмірів платформ (n): а) залежність висоти РП; б) залежність діаметра РП; в) залежність об'єму РП

Зміна коефіцієнта ν/V відбувається подібно до зміни діаметра РП: для гексапода структури $N \times S = 6 \times 6$ – збільшується (від 0,025 до 0,09), для гексапода структури $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$ – залишається майже незмінним, а для структур $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$ та $N \times S = (3 \times 2) \times 6$ – збільшується до 0,04 (що відповідає $n=0,55$) та 0,055 ($n=0,9$) відповідно, після чого залишається незмінним при подальшому збільшенні значення n .

Таким чином, співвідношення розмірів ВО та несучої системи найбільше впливає на параметри РП гексапода структури $N \times S = 6 \times 6$ і майже не викликає зміни розмірів РП гексапода структури $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$. Оптимальне співвідношення розмірів ВО та несучої системи для гексапода структури $N \times S = 6 \times (3 \times 2)$ буде $n=0,55$, а для структури $N \times S = (3 \times 2) \times 6$ – у межах $n=0,8 \div 0,9$.

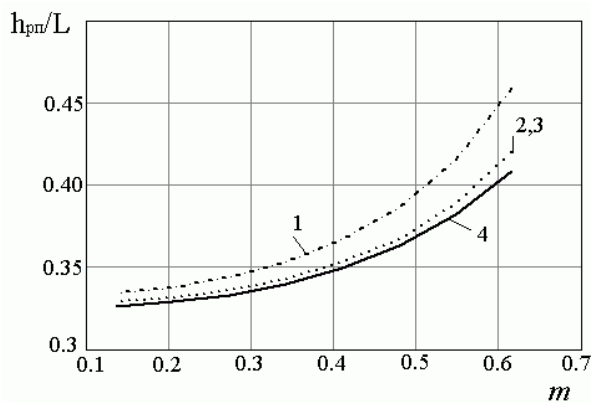
10.2.4. Вплив співвідношення розміру несучої системи до максимальної довжини кінематичної ланки на параметри робочого простору

Ще одним параметром, який впливає на геометричні характеристики РП, є співвідношення розміру несучої системи (а) та максимальної довжини кінематичної ланки (L):

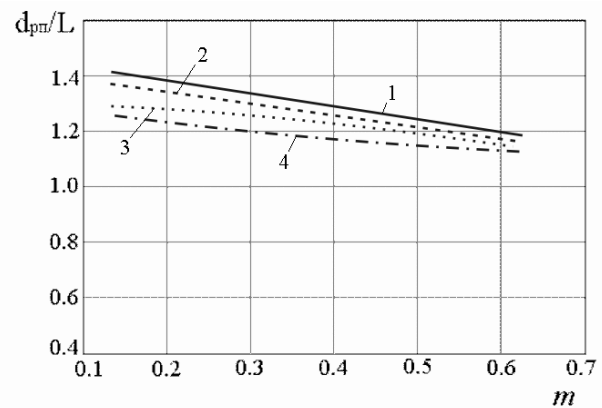
$$m = \frac{a}{L}$$

Теоретичні дослідження показують, що при збільшенні m від 0,15 до 0,6 збільшується і висота РП (рис. 10.13, а): для гексапода структури $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$ співвідношення $h_{рп}/L$ змінюється від 0,34 до 0,46, для інших структур – від 0,33 до 0,41.

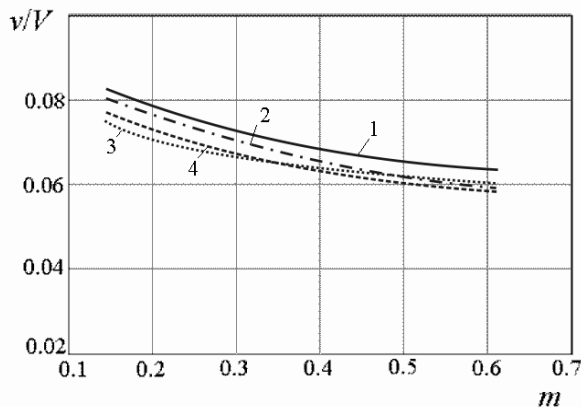
Одночасно відбувається і зміна діаметра (рис. 10.13, б): співвідношення $d_{рп}/L$ для гексапода структури $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$ зменшується від 1,4 до 1,2, а для інших структур – приблизно від 1,3 до 1,19.



а)



б)



в)

Рис. 10.13. Залежність параметрів РП від співвідношення розміру несучої системи до максимальної довжини кінематичної ланки (m): а) залежність висоти РП; б) залежність діаметра РП; в) залежність об'єму РП

Зміна форми та розмірів РП при збільшенні m викликає зміну коефіцієнта рухових можливостей гексапода у просторі (v/V), який зменшується від 0,081 до 0,062 для гексапода структури $N \times S = (3 \times 2) \times (3 \times 2)$ та приблизно від 0,08 до 0,06 – для гексаподів інших структур (рис. 10.13, в).

ГЛАВА 11

РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ПРОЕКТУВАННЮ ВЕРСТАТІВ-ГЕКСАПОДІВ ТА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

11.1. Загальні рекомендації з проектування

Проектування верстатів-гексаподів, з урахуванням їх специфічних властивостей – це досить складна системна задача, вирішення якої полягає у встановленні узгодженого взаємозв'язку між конструкторсько-геометричними параметрами номенклатури оброблюваних деталей, методами обробки, схемами формоутворення поверхонь, кількістю, величиною і напрямками координатних рухів ВО, а також компоувальною схемою і конструктивним виконанням основних елементів багаторухомої верстатної системи.

Необхідно також узгодити основні принципи та етапи проектування верстатів традиційної компоновки з особливостями структурно-модульної будови верстатів-гексаподів. Аналіз результатів проведених досліджень, а також практичний досвід, набутий під час проектування та виготовлення фізичних моделей верстатів-гексаподів за різними компоувальними схемами і конструктивним виконанням, дозволили узагальнити та сформулювати такі практичні рекомендації щодо їх проектування:

1. Функціонально-технологічні можливості й технічні характеристики верстатів-гексаподів формулюються на підставі аналізу конструкторсько-геометричних параметрів номенклатури оброблюваних деталей, визначення технологічних методів обробки поверхонь та схем їх формоутворення з урахуванням максимальної інтеграції методів обробки деталей визначеної номенклатури на одному верстаті з мінімальним їх перевстановленням.

2. Обґрунтування кінематичної структури та компоувальної схеми верстата-гексапода, що характеризує кількість, напрям та величину координатних переміщень ВО, а також взаємне розташування кінематичних ланок, кількість їх опорних шарнірів та груп розташування на основних елементах верстата є ітераційним процесом, який складається зі структурного і кінематичного аналізу та синтезу компоувальних рішень.

Кінематичний аналіз є першою стадією проектування верстатів-гексаподів, який передбачає визначення залежності зміни довжини кінематичних ланок від поточного положення ВО.

Під час розробки кінематичних і структурних схем верстатів-гексаподів слід дотримуватися таких умов:

- необхідно уникати паралельності трьох і більше кінематичних ланок;
- не допускається розташування на одній прямій більше двох опорних шарнірів;

- необхідно уникати розташування усіх кінематичних ланок у двох площинах;
- не допускається перетин в одній точці більше трьох кінематичних ланок;
- слід уникати розташування в одній площині більше трьох кінематичних ланок.

Недотримання наведених рекомендацій може створювати особливі положення верстата-гексапода, при яких спостерігається втрата однієї або кількох ступенів вільності, що негативно впливає на його працездатність.

Аналіз структурно-модульних схем верстатів-гексаподів показує, що вони складаються з визначеної кількості відповідних модулів конкретного функціонального призначення, зміна послідовності яких не допускається.

Слід відмітити, що незалежно від компоувальної схеми та функціональних можливостей усі верстат-гексаподи повинні мати три обов'язкових модулі: головного руху (МГР); кінематичних ланок із двома опорними шарнірами та відповідними механізмами зміни довжини кінематичних ланок; несучої системи (МНС) для монтажу визначених модулів, а для верстатів-гексаподів з керованими параметрами РП – модуль додатково вбудованих напрямних (МН) та модуль зміни координат опорних шарнірів кінематичних ланок несучої системи.

Достатній та обов'язковий комплект модулів необхідно доповнити відповідними системами, що забезпечуватимуть сервісні умови функціонування верстатів (системи управління координатними переміщеннями ВО; системи контролю та діагностики процесу функціонування; системи автоматичної зміни інструмента, а також системи видалення стружки та змащування).

Система координат ВПК є основною, відносно якої визначається положення його компонентів та здійснюється програмування процесу формоутворення поверхонь. Для програмування обробки деталей на верстатах-гексаподах необхідно врахувати такі рекомендації:

- траєкторії переміщень ВО програмуються у системі координат верстата;
- початок систем координат верстата, деталі та ВО суміщаються і розташовуються на осі геометричної симетрії верстата (вісь z) з однаковими знаками напрямків відповідних координатних осей;
- кожне переміщення ВО повинне починатися з нульової точки, яка розташована на осі симетрії верстата;
- розташування базових точок деталі та ВО повинне відповідати існуючим рекомендаціям програмування обробки деталей для верстатів з ЧПУ традиційної компоновки;
- об'єкт обробки розташовується у межах РП верстата залежно від конструктивної форми деталі.

11.2. Рекомендації щодо вибору основних конструктивних параметрів верстатів-гексаподів

На підставі загальних рекомендацій щодо проектування верстатів-гексаподів виконано систематизацію етапів їх проектування з конкретизацією задач, які вирішуються на кожному з них.

Ієрархічні рівні визначають основні етапи та перелік конкретних задач, які виконуються на зазначених верстатах, а також логічний зв'язок дій, що спрямовані на створення послідовної методики проектування раціональної структурно-модульної будови та конструктивного виконання верстатів-гексаподів.

Проведені теоретичні дослідження, що отримали експериментальне підтвердження, лягли в основу інженерної методики проектування основних конструктивних елементів верстатів-гексаподів. Проектування та розрахунок основних елементів останніх здійснюється відповідно до запропонованих етапів (табл. 11.1).

Основними конструктивними елементами верстата-гексапода, що підлягають проектуванню та розрахунку, є:

- кінематичні ланки (l_{\min}, L);
- виконавчий орган (D_B);
- несуча система (D_H).

Взаємозв'язок параметрів ВО, несучої системи та кінематичних ланок формує параметри робочого простору (D_{pp} і H_{pp}).

11.3. Особливості модульної будови верстатів з паралельною кінематикою

Найбільш прогресивним є модульне виконання конструкцій верстатів з паралельною кінематикою. Таке виконання дозволяє створювати ВПК за найбільш короткий час при мінімальній їх вартості. Це, в першу чергу, визначається малою кількістю складових частин (модулів), які формують різноманітні конструкції. До них слід віднести [28, 30]:

- кінематичні ланки (штанги) з приводами (мехатронні вузли);
- опорні вузли;
- платформи (рухомі та нерухомі);
- виконуючий (робочий) вузол.

Етапи проектування верстатів-гексаподів

Мета виконання етапів	Реалізація етапів проектування	Результати виконання етапів
1	2	3
1. Формулювання функціональних і технологічних можливостей верстата та його технічних характеристик	1.1. Аналіз конструктивно-технологічних характеристик номенклатури деталей, які обробляються на верстаті. 1.2. Групування номенклатури деталей за критеріями подібності: – геометричної форми поверхонь; – граничними розмірами деталей та їх поверхонь; – технологічними методами обробки; – матеріалу деталей. 1.3. Визначення сукупності технологічних методів обробки поверхонь номенклатури деталей. 1.4. Розрахунок елементів режимів різання лімітуючих технологічних переходів	– Параметри робочого простору (D_n, H_n); – діапазон частот обертання шпинделя (n_{min}, n_{max}); – діапазон подач (S_{min}, S_{max}); – потужність приводів головного руху та координатних переміщень виконавчого органа.
2. Обґрунтування структурної схеми та компоновки верстата	2.1. Визначення сукупності схем формоутворення поверхонь номенклатури деталей; 2.2. Уточнення кількості та напрямків координатних рухів виконавчого органа;	– Кількість та розташування кінематичних ланок; – структурна схема верстата; – компоновальна схема верстата.

1	2	3
	<p>2.3. Обґрунтування структурної схеми верстата та вибору відповідного механізму паралельної структури;</p> <p>2.4. Уточнення компоновальної схеми верстата.</p>	
<p>3. Кінематичний аналіз механізму паралельної структури як основного компонента верстата-гексапода</p>	<p>3.1. Аналіз рухових можливостей механізму паралельної структури з метою визначення залежності зміни довжини кінематичних ланок від реалізації формоутворюючих рухів виконавчого органа під час функціонування верстата.</p>	<p>– Граничні розміри довжини кінематичних ланок (l_{min}, l_{max});</p> <p>– розміри нерухомої та рухомої платформ гексапода (D_n, D_p);</p> <p>– бібліотеки підпрограм обробки елементарних ділянок поверхонь номенклатури деталей.</p>
<p>4. Конструювання та розрахунок основних компонентів верстата</p>	<p>4.1. Проектування та розрахунок шпиндельного вузла;</p> <p>4.2. Проектування та розрахунок виконавчого органа;</p> <p>4.3. Проектування та розрахунок кінематичних ланок;</p> <p>4.4. Проектування опорних шарнірів кінематичних ланок;</p> <p>4.5. Проектування несучої системи верстата.</p>	<p>– Параметри шпиндельного вузла;</p> <p>– координати розташування опорних шарнірів на виконавчому органі ($D_{ув}$) та їх конструктивне виконання;</p> <p>– координати розташування опорних шарнірів на несучій системі ($D_{ун}$, $H_{ун}$) та їх конструктивне виконання;</p> <p>– основні розміри та конструктивне виконання кінематичних ланок.</p>

1	2	3
5. Обґрунтування вибору допоміжних систем, які забезпечують сервісні умови функціонування верстата	5.1. Вибір системи програмного забезпечення обробки поверхонь деталей; 5.2. Вибір систем контролю, діагностики, змащування та видалення стружки.	– Характеристики відповідних систем та особливості їх виконання й функціонування.

Якщо сформувати цю елементну базу, то можна швидко скласти верстат з комплекту визначених модулів згідно з їх цільовим призначенням. Для цього потрібно мати регламентацію їх конструктивних параметрів. Найбільш доцільно це вирішити на основі використання базового стандарту «ГОСТ 6636-69 (СТ СЭВ 514-77). Нормальные линейные размеры». Даний стандарт широко використовується для регламентації основних параметрів різного обладнання, в тому числі і металорізальних верстатів, їх технологічного оснащення тощо. За цим стандартом визначаються розміри довжин, діаметрів, висот тощо по переважним геометричним рядам R5, R10, R20, R40. При цьому першість повинна надаватися рядам з більшою градацією. Таким чином, модульну будову конструкцій ВПК також доцільно виконувати на основі зазначеного стандарту. Для цього потрібно визначити основні параметри кожного модуля та їх градацію. Зокрема, рухомі ланки (рис. 11.1) оцінюються такими розмірами:

- $l_{\text{шн}}, l_{\text{шр}}$ – довжина нерухомої та рухомої частин кінематичної ланки;
- $d_{\text{шн}}, d_{\text{шр}}$ – діаметр нерухомої та рухомої частини кінематичної ланки;
- $l_{\text{о}}, l_{\text{ор}}, l_{\text{он}}$ – загальна довжина опори та її рухомої і нерухомої частин;
- $l_{\text{п}}, d_{\text{п}}$ – довжина та діаметр основних частин приводу;
- $L_{\text{ш.max}}, L_{\text{ш.min}}$ – максимальна та мінімальна довжина кінематичної ланки;
- $L_{\text{шр}}$ – величина руху кінематичної ланки.

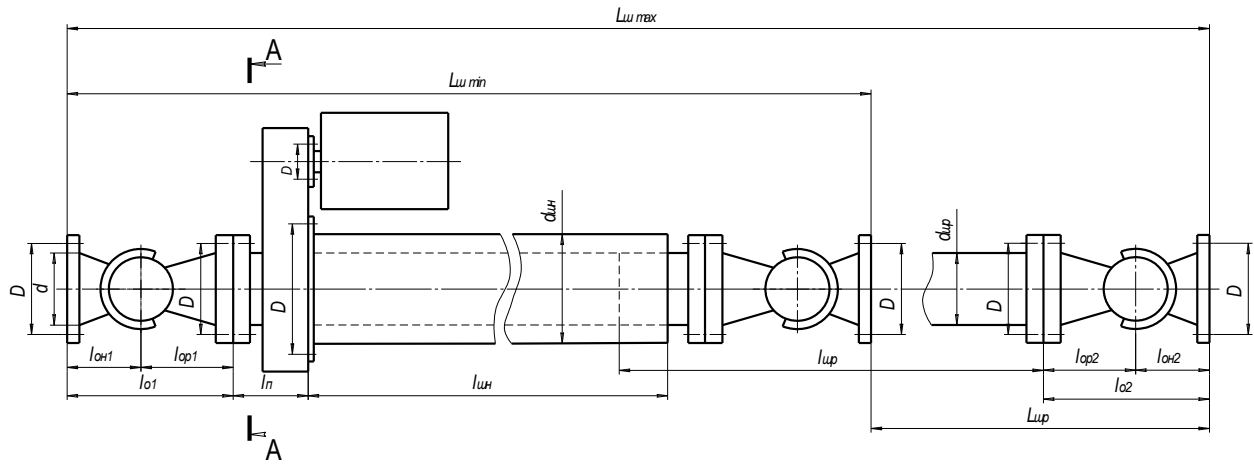


Рис. 11.1. Конструктивна схема та основні розміри кінематичної ланки

Наведена схема спрощено представляє кінематичну ланку, на якій показано її принципове виконання із зазначенням розмірів.

За основу вибору параметрів кінематичних ланок слід приймати величину їх переміщення ($L_{шп}$), що обумовлено технічним призначенням ВПК, та діаметр рухомої частини ($d_{шп}$) як складову, яка визначає особливості конструктивного виконання кінематичних ланок. Їх градацію доцільно обирати за рядами R5 (основний) та R10 (додатковий) (табл. 11.2).

Наведену градацію можна продовжувати як у напрямку зменшення, так і, особливо, у сторону збільшення. Згідно з прийнятими параметрами ($L_{шп}$, $d_{шп}$) та з урахуванням особливостей конструктивного виконання кінематичних ланок і приводу обираються розміри їх нерухомої частини ($l_{шн}$, $d_{шн}$). Оскільки ці залежності значно обмежені особливостями конструктивного виконання, то для можливого зменшення розмірів нерухомої частини кінематичних ланок ($l_{шн}$, $d_{шн}$) їх градацію доцільно вибирати за рядами:

- R10 (основний ряд зі знаменником 1,25);
- R20 (додатковий ряд зі знаменником 1,12);

Параметри опорних шарнірів (l_o , $l_{оп}$, $l_{он}$) визначаються їх конструкцією, а тому з метою зменшення загальних лінійних розмірів кінематичних ланок їх доцільно обирати з більш дрібною градацією (за рядами R10 та R20).

Загальний мінімальний розмір штанг ($L_{ш.мін}$) повинен узгоджуватися з відповідно прийнятими рядами R10 та R20, а максимальний розмір

$$L_{ш max} = l_{о1} + l_n + l_{шн} + l_{о2} + L_{шп} = L_{ш min} + L_{шп}$$

також повинен прийматись відповідно до рядів R10 (основний) і R20 (додатковий).

Важливою умовою модульного виконання конструкцій ВПК є забезпечення стикування (з'єднання) їх складових частин між собою. Це можливо при наявності з'єднувальних фланців, які дозволяють успішно

вирішити поставлену задачу. При неможливості прямого стикування елементів ВПК необхідно передбачити такі основні способи:

1. Використання перехідних (проміжних) фланців, які дозволяють з'єднувати модулі з їх постійними фланцями різних розмірів.
2. Використання фланців, які мають регламентований набір отворів (пазів), що дозволить приєднання до них інших фланців.

Таблиця 11.2

Градація основних параметрів кінематичних ланок

Діаметр рухомої частини кінематичної ланки ($d_{шр}$)	R5	10		16		25		40		63		100	
	R10	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Рух кінематичної ланки ($L_{шр}$)	R5	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
	R10	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
	R5	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
	R10	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
	R5	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	R10	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32
	R5	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
	R10	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
	R5	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63
	R10	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80
	R5	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
	R10	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125

Вирішення питання з'єднання елементів конструкцій кінематичних ланок та інших модулів ВПК повинно забезпечувати: надійне їх з'єднання між собою; необхідне взаємне розташування та точність положень; простоту конструкції; зручність з'єднання та ін.

Виконання з'єднань модулів вимагає забезпечення відповідності між конструктивними параметрами стикуючих елементів. У цьому плані найбільш важливим є співвідношення координат приєднувальних отворів та їх розмірів, а також створення умов для з'єднання елементів конструкції стандартними болтами, гвинтами та гайками.

Найбільш прийнятним виконанням з'єднувальних фланців є використання круглої форми (виконання 1), де координати приєднувальних отворів задаються діаметром (D_3) та кутом (α). Приклад одного з фланців по перерізу А-А наведено на рис. 11.2. Це виконання поділяється на два інші:

- виконання 1.1 – приєднувальні отвори d_0 без різі;
- виконання 1.2 – приєднувальні отвори з різзю M .

Другим варіантом виконання фланців може бути прямокутна форма (виконання 2). При такій формі фланців координатні розміри приєднувальних отворів устанавлюються лінійними міжцентровими розмірами – A . Такий варіант фланців подібно до вищенаведеного також можна розділити на два варіанти:

- виконання 2.1 – приєднувальні отвори d_0 без різі;
- виконання 2.2 – приєднувальні отвори з різзю M .

Оскільки в кінематичній ланці має місце ряд стикування її елементів, а також з'єднання фланців опор з нерухомою та рухомою плитами ВПК, то в ряді випадків доцільним можуть бути й інші її виконання (рис. 6.3), які відрізняються як формою фланців, так і кількістю з'єднувальних отворів. Наприклад, можлива трикутна форма (рис. 6.3, а) фланця (вик. 3) з трьома отворами, без різі (вик. 3.1) та з різзю (вик. 3.2) відповідно.

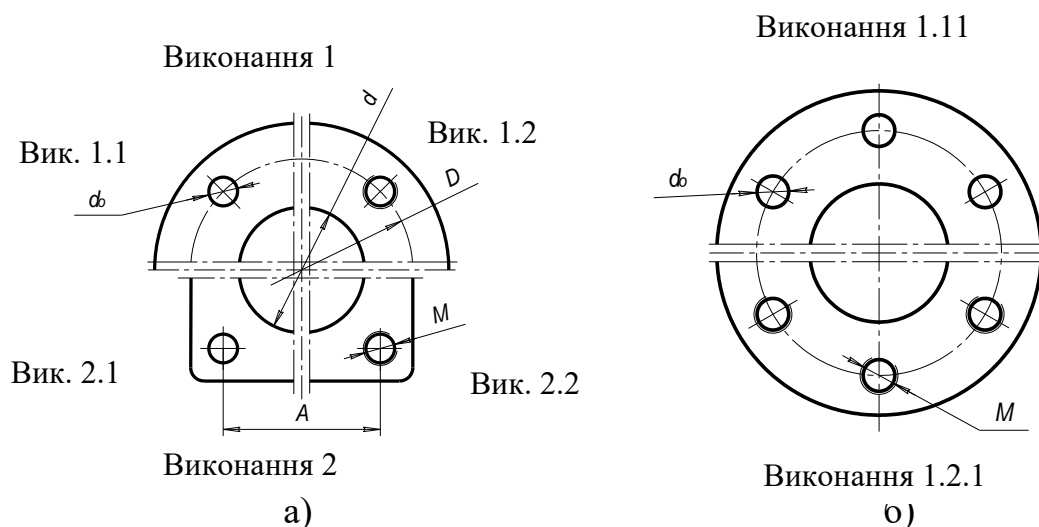


Рис. 6.2. Загальне позначення виконання з'єднувальних фланців

Іншим варіантом може бути прямокутна форма (рис. 11.3, б) фланця з подібними виконаннями: 4.1 та 4.2. Як уже відзначалось, іншим різновидом виконання фланців є кількість з'єднувальних отворів. При збільшенні кількості з'єднувальних отворів у виконанні 1 від 4-х (рис. 11.2, а) до 6-ти (рис. 11.2, б) в позначенні такого фланцю додається цифра «1» (виконання 1.1.1 або 1.2.1). Подібним чином можуть бути представлені інші варіанти виконання фланців.

Так, для виконання 3 при попарному збільшенні отворів (рис. 11.3, в) варіанти їх виконання відповідно будуть: 3.1.1 та 3.2.1.

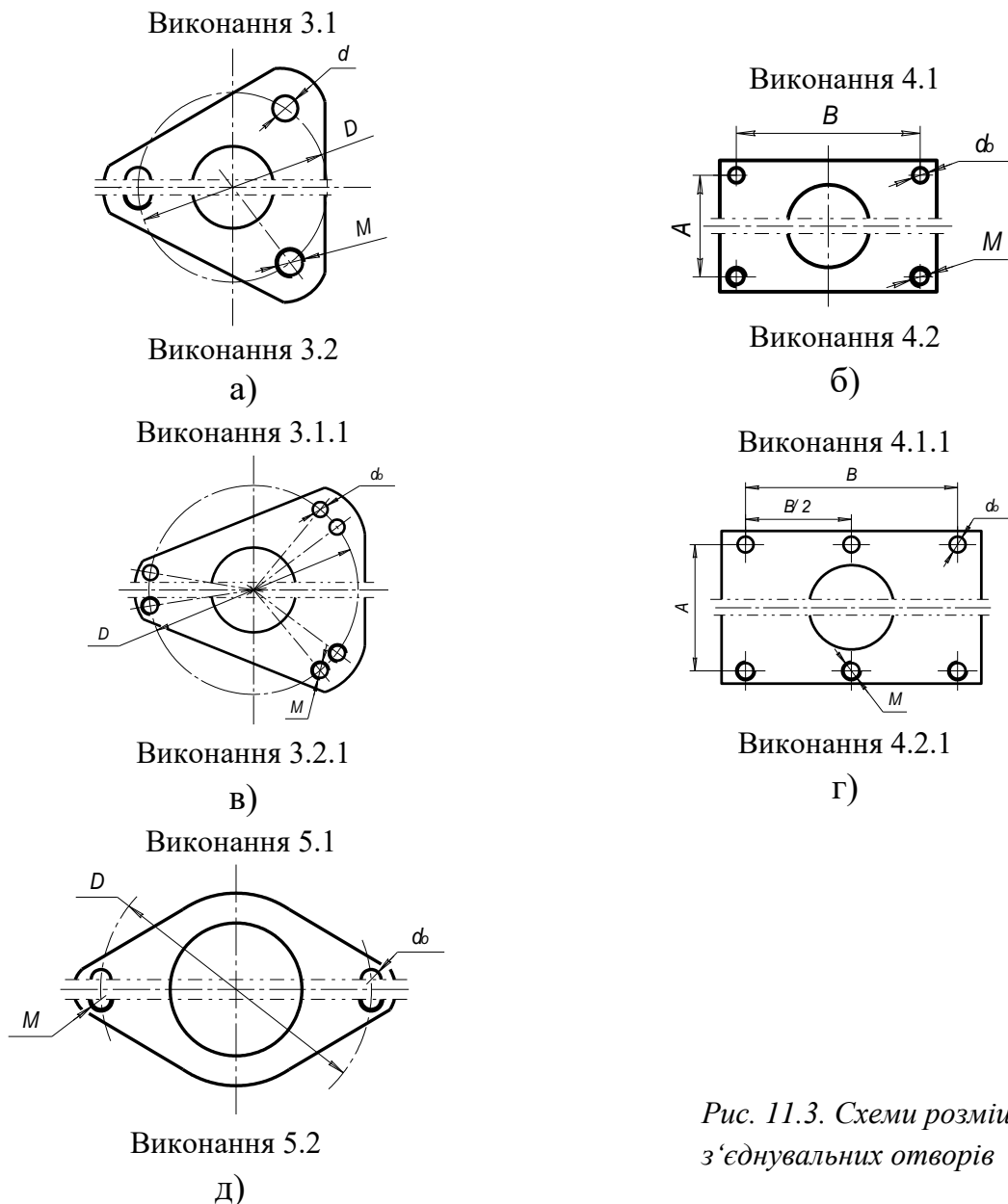


Рис. 11.3. Схеми розміщення з'єднувальних отворів

Для прямокутних фланців з 6-ма отворами (рис. 11.3, г) виконання будуть: 4.1.1 та 4.2.1. Для наведених та подібно до інших виконань фланців (рис. 11.3, д) визначені мінімально допустимі їх розміри. Вихідною умовою є значення базового діаметра стикуючого елемента d , яке залежно від конструкції елемента ($d_{\text{шн}}$; $d_{\text{шр}}$ і ін.) повинне бути узгоджене з рядами R10 та R20. За цих умов створено рекомендовану градацію з'єднувальних елементів ВПК, які наведені в табл. 11.3.

Градація з'єднувальних фланців модулів ВПК

d, мм		Д, мм	А, мм	d _o , мм	М
R10	R20				
10		18	12	3,1	М3
	11,2	20	14	3,1	М3
12,5		22	14	4,2	М4
	14	25	16	4,2	М4
16		25	18	4,2	М4
	18	28	20	4,2	М4
20		32	25	5,2	М5
	22,4	36	25	5,2	М5
25		40	28	6,3	М6
	28	42	30	6,3	М6
31,5		45	32	6,3	М6
	35,5	45	36	6,3	М6
40		56	40	8,4	М8
	45	60	42	8,4	М8
50		65	45	8,4	М8
	63	80	56	10,4	М10
80		90	63	10,4	М10
	90	100	71	10,4	М10
100		112	80	10,4	М10

Наступна важлива умова формування модульних конструкцій ВПК полягає в реалізації стикування кінематичної ланки з нерухомою та рухомою платформами. Вирішення цього питання доцільно також здійснювати приєднанням одного із вищенаведених варіантів фланців опор кінематичних ланок до відповідних елементів верстата (несучої системи або ВО), тому регламентація їх виконання визначається кількістю, виконанням та розташуванням приєднувальних опор кінематичних ланок. Зазначені умови забезпечують формування доцільних варіантів конструкцій основних елементів для модульного виконання ВПК.

Найбільш типові виконання платформ несучої системи та ВО наведено на рис. 11.4. Так, виконання 1 відповідає структурі верстата-гексапода 6×6 і регламентується діаметром приєднувальних фланців штанг D_n , кутом положення опор α , діаметром розміщення отворів приєднувальних фланців D та розмірами приєднувальних отворів d_0 чи M .

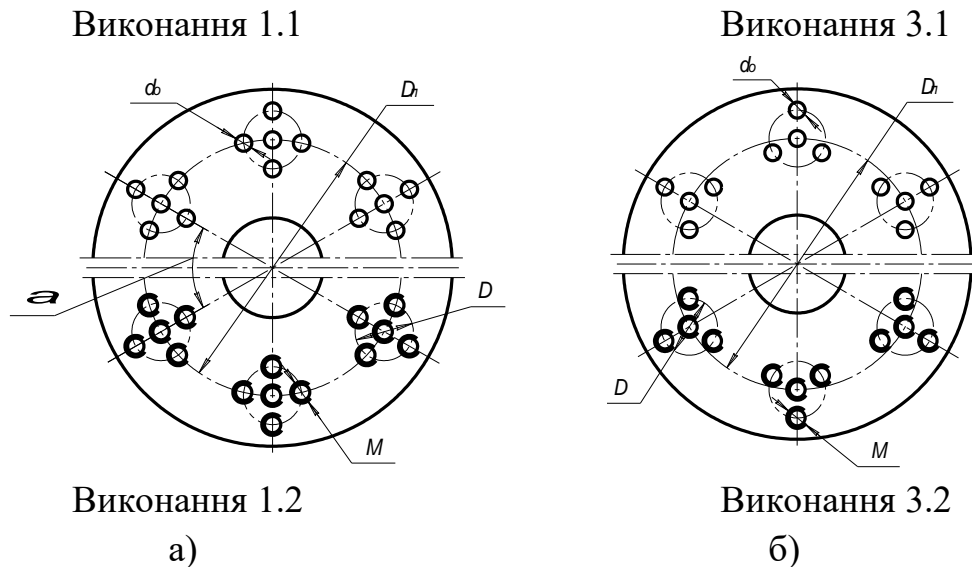


Рис. 6.4. Регламентация виконання платформ несучої системи та ВО

Якщо будуть використовуватись інші варіанти з'єднувального фланця, наприклад, виконання 3.1 чи 3.2, то платформа матиме вигляд, наведений на рис. 11.4, б. Аналогічно можуть бути представлені й інші варіанти залежно від використовуваних фланців у кінематичних ланках. Наведені розміри D , d_0 , M на платформах повинні співпадати з такими ж розмірами приєднувальних фланців. Додатково повинен регламентуватися й розмір приєднання центру фланців D_n , який також доцільно обирати із рядів: R5 – основні; R10 – додаткові.

Наведена регламентація розмірів елементної бази ВПК створює основу для організації їх модульного виконання, що дозволяє ефективніше виконувати розробку такого обладнання та його впровадження у виробництво.

11.4. Прогресивні компоувальні рішення верстатів з паралельною кінематикою

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження параметрів РП верстатів-гексаподів дозволили сформулювати рекомендації щодо реальної можливості керування формою, розмірами та розташуванням РП шляхом зміни у визначених межах конструктивних параметрів основних компонентів верстата. На цій основі виконана розробка ряду нових варіантів гексаподів. Так, з метою розширення РП верстатів-гексаподів шляхом керування їх конструктивними параметрами пропонується компоувальна схема верстата (Пат. № 54936 А України 7 В23Q1/00) (рис 11.5) з додатково вбудованими напрямними, що розташовані під кутом до осі його геометричної симетрії.

Верстат складається з несучої системи 1, виконаної у вигляді шестигранної призми, на кожній грані якої змонтовано додаткові напрямні 5, та рухомого

виконавчого органа 2. Несуча система 1 і виконавчий орган 2 шарнірно поєднані шістьма кінематичними ланками 3 постійної довжини, на кінцях яких закріплені опорні шарніри 4. Опорний шарнір (розташований на несучій системі) за відповідним законом переміщується відносно напрямної 5, забезпечуючи зміну відстані між несучою системою та ВО, аналогічно до зміни довжини телескопічної кінематичної ланки.

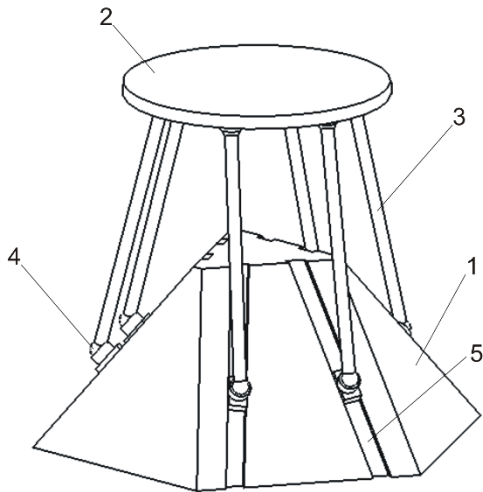


Рис. 11.5. Верстат-гексапод

Відповідні формоутворюючі та установчі рухи ВО реалізуються шляхом одночасного узгодженого переміщення опорних шарнірів 4 уздовж напрямних 5.

Розташування напрямних під кутом до осі геометричної симетрії робочого столу забезпечує значно швидше реагування на зміну поточного положення ВО у просторі, ніж при використанні горизонтально або вертикально розташованих напрямних.

Запропонована конструкція має значно менші габаритні розміри, ніж відомі столи-гексаподи, що дозволяє інтегрувати її у верстатну систему.

Відомі верстати-гексаподи мають фіксовані координати розташування опорних шарнірів на несучій системі, що обумовлює постійні параметри РП, закладені під час їх проектуванні. Подібне компоновальне рішення обмежує номенклатуру деталей за критерієм габаритних розмірів, які на ньому обробляються, а також обумовлює неефективне співвідношення між об'ємами й параметрами робочого та загального простору верстата.

Інший варіант керування параметрами РП реалізує верстат-гексапод (Пат. № 54937 А України 7 В21D 5/0), що наведений на рис. 11.6.

Верстат складається з нерухомої несучої системи 1, виконавчого органу 3 та шести кінематичних ланок 5 змінної довжини.

Несуча система виконана у вигляді диска, у центрі якого розташований верстатний стіл 2 для базування та закріплення об'єкта виробництва. Під кутом 120° розташовані три групи здвоєних напрямних 8, уздовж яких переміщуються опорні шарніри 7 кінематичних ланок. Радіально розташовані напрямні

призначені для додаткової зміни поточного положення ВО у просторі. Телескопічні кінематичні ланки складаються з двох частин: нерухомої 6, шарнірно з'єднаної з напрямними 8, та рухомої 5, шарнірно пов'язаної з рухомих виконавчим органом 3, на якому змонтований привод головного руху 4.

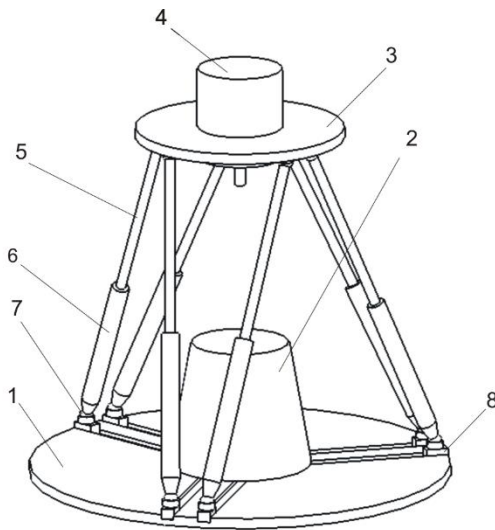


Рис. 11.6. Верстат-гекспод з керованими параметрами робочого простору

Задані формоутворюючі рухи ВО реалізуються шляхом одночасної та узгодженої зміни довжини кінематичних ланок в обмеженому діапазоні переміщень залежно від конструктивного виконання кінематичної ланки. З метою переміщення ВО за межі РП необхідно додатково перемістити опорні шарніри 7, пов'язані з напрямними 8, у радіальному напрямку. При цьому вісь симетрії РП зміщується у заданому напрямку. Величина переміщення кожного з шести опорних шарнірів залежить від конструкторсько-геометричних параметрів деталей, що обумовлює зміну форми, розмірів та розташування РП.

Отже, запропоновані конструкції верстатів-гексаподів дозволяють розширити їх функціональні можливості шляхом керування параметрами РП.

11.5. Ефективність впровадження верстатів-гексаподів

Оцінка ефективності впровадження та раціонального використання верстатів-гексаподів у виробництві визначається шляхом порівняння технологічних можливостей, технічних характеристик, конструктивного виконання, продуктивності та вартості з існуючими сучасними моделями верстатів традиційної компоновки.

11.5.1. Порівняння функціонально-технологічних можливостей

Для порівняльного аналізу технологічних можливостей прийняті сучасні найпоширеніші верстати: гексапод мод. G500 фірми GEODETIC (Великобританія) та обробний центр мод. VF-1 фірми HAAS (Бельгія), технічні характеристики яких наведені у табл. 11.4.

Таблиця 11.4

Технічні характеристики верстатів

Технічні параметри	Верстат-гексапод мод. G500	Обробний центр мод. VF-1
Кількість керованих координат	6	3
Переміщення, мм: по X / по Y / по Z	500 / 500 / 420	508 / 406 / 508
Частота обертання шпинделя, хв ⁻¹	30000	7500
Робочі подачі, м/хв	20	16,5
Прискорені подачі, м/хв	30	20
Точність позиціонування, мм	0,002	0,005
Нахил вісі шпинделя, град.	±25	0
Габаритні розміри, м	2,3×2,7×1,8	2,8×3,2×2,67
Об'єм, м ³ : верстата робочого простору	6,2 0,105	8,9 0,196
Коефіцієнт використання робочого простору	0,01	0,007
Потужність двигунів, кВт	4,0	15,0
Вартість, тис. грн.	420	442

Аналіз технічних характеристик верстатів показує, що верстати-гексаподи мають значно ширші функціонально-технологічні можливості порівняно з верстатами традиційної компоновки внаслідок реалізації ВО шестикоординатного переміщення та можливістю нахилу його осі до 25° відносно координатних осей, що дозволяє виконати повну обробку деталі складної фасонної форми на одному верстаті без її перебазування, що значно скорочує час на міжопераційне транспортування та допоміжний час операції.

Мінімальна маса рухомих елементів гексапода (ВО і кінематичні ланки) уможливорює впровадження надшвидкісної обробки деталей ($n_{\text{шп}}=30000\div 80000$ хв⁻¹ та $S=20\div 100$ м/хв), що суттєво зменшує основний час обробки та підвищує продуктивність у 3÷10 разів залежно від кількості поверхонь деталі, які обробляються.

Геометрична симетрія компоновки, замкненість кінематичних ланок, виконаних у вигляді просторової стрижневої ферми, які створюють жорстку

конструкцію, мінімальна кількість основних елементів гексапода та модульна будова підвищують точність позиціонування ВО і поліпшують динамічні характеристики верстата-гексапода при значно менших витратах на конструкторсько-технологічну підготовку їх виробництва, впровадження та експлуатацію.

Отже, верстати-гексаподи мають більшу ефективність застосування у виробництві, ніж верстати традиційної компоновки.

11.5.2. Оцінка економічної ефективності використання верстатів-гексаподів

Економічна ефективність використання верстатів-гексаподів оцінюється шляхом порівняння собівартості обробки річного випуску деталі-представника («корпус», рис. 11.7) на верстаті-гексаподі мод. G500 та обробному центрі мод. VM-2 в умовах нашого виробництва.



Рис. 11.7. Приклад деталі для обробки на верстаті-гексаподі

Економічний ефект від виробництва та використання гексапода визначається за формулою

$$E = C_1 \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{1/T_1 + E_n}{1/T_2 + E_n} + \frac{(I_1 + I_2) - E_n(K_2 - K_1)}{P_{ам} + E_n} - C_2,$$

де C_1 , C_2 – ціна базового і нового верстатів; B_2/B_1 – коефіцієнт, що враховує зростання продуктивності гексапода порівняно з обробним центром; T_1 , T_2 – термін служби обробного центру та гексапода; I_1 , I_2 – річні експлуатаційні витрати споживача за варіантами; K_1 , K_2 – капіталовкладення споживача по обробному центру та гексаподу в розрахунку на річний об'єм продукції; E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень; $P_{ам}$ – частка відрахувань на амортизацію обладнання.

Економічний ефект від використання верстатів-гексаподів при обробці використаної в роботі деталі-представника складає:

$$E = 442000 \cdot 1.24 + \frac{(27420 - 16240) - 0.16 \cdot (59960 - 61180)}{0.31} - 420000 = 12307 \text{ грн.}$$

Таким чином, величина очікуваного економічного ефекту від упровадження верстатів-гексаподів при обробці заданої деталі-представника складає 12307 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аверьянов О. И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ. М. : Машиностроение, 1987. 228 с.
2. Агрегатно-модульне технологічне обладнання : навч. посібник для ВНЗ у 3-х част. Частина 1. Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання / Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Кириченко А. М. та ін.; під ред. Ю. М. Кузнецова. Кіровоград, 2003. 422 с.
3. Агрегатно-модульне технологічне обладнання : навч. посібник для ВНЗ у 3-х част. Частина 2. Проектування та дослідження вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання / Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Кириченко А. М. та ін.; під ред. Ю. М. Кузнецова. Кіровоград, 2003. 286 с.
4. Агрегатно-модульне технологічне обладнання : навч. посібник для ВНЗ у 3-х част. Частина 3. Агрегатно-модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення / Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Кириченко А. М. та ін.; під ред. Ю. М. Кузнецова. Кіровоград, 2003. 507 с.
5. Веселовська Н.Р., Струтинський В.Б., Зелінська О.В. Перспективи розвитку гнучких комп'ютерно-інтегрованих виробничих систем. *«Наукові нотатки»: Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»)*, Луцьк: Луцький державний технічний університет, 2009. Вип. №25, част. 1. С.53-64.
6. Астанин В.О., Сергиенко В.М. Исследование металлорежущего станка нетрадиционной компоновки. *Станки и инструмент*. 1993. № 3. С. 5-8.
7. Кузнецов Ю.М., Скляр Р.А. Прогнозування розвитку технічних систем: Під ред. Ю.М. Кузнецова. ТОВ «ЗПОК» ПП «ГНОЗИС», 2004. 323 с.
8. Валявський І.А. Комп'ютерне моделювання робочого простору верстата-гексапода. *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. Запоріжжя, ЗНТУ, 2003. №2. С. 109-114
9. Валявський І. А. База даних для прогнозування розвитку технологічного обладнання з паралельною кінематикою. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : збірник наук. праць*. Кіровоград : КДТУ, 2003. Вип. 15. С. 370-375.
10. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Тенденції розвитку верстатів паралельної структури. *Вісник Сумського державного університету*. 2003. № 2 (48). С. 18-22.
11. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: навчальний посібник для ВНЗ. / Валявський І.А, Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Скляр Р.А.; під ред. Ю. М. Кузнецова. Кіровоград, 2004. 449 с.

12. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Математичне моделювання положення вихідного органу l -координатного механізму. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : збірник наук. праць*. Кіровоград:КДТУ, 2003. Вип. 12. С. 223-229.
13. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Графічне моделювання робочого простору верстата-гексапода. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: збірник наук. праць*. Кіровоград:КДТУ, 2003. Вип. 13.
14. Валявський І.А., Кропівний В.М. Класифікація технологічного обладнання з паралельною кінематикою. *Вісник КДПУ*. Кременчук:КДПУ, 2005. Вип. 1 (30). С. 74-77.
15. Валявський І.А., Кропівний В.М. Структурна ідентифікація компоновок матеріалообробних верстатів з паралельною кінематикою. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : збірник наук. праць*. Кіровоград: КДТУ, 2005. Вип. 16. С. 128-134.
16. Валявський І. А. Особливості проектування верстатів-гексаподів. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : збірник наук. праць*. Кіровоград: КНТУ, 2007. Вип. 18. С. 82-85.
17. Валявський І.А., Павленко І.І. Теоретичне дослідження особливих положень верстатів-гексаподів. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. Кіровоград : КНТУ, 2008. Вип. 38. С. 238-243.
18. Валявський І.А., Кириченко А.М. Дослідження робочого простору верстатів-гексаподів. *Вісник ЖДТУ. Серія «Технічні науки»*. № 3 (46). 2008. С. 10-16.
19. 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 сільсько-господарських машин. Загально-державний міжвідомчий науково-технічний збірник*. Кіровоград: КНТУ, 2015. Вип. 45, ч. 1. С. 115-120.
20. Валявський І.А., Павленко І.І., Гнатюк А.О. Інтегральний робочий простір верстатів-гексаподів. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кіровоград: КНТУ, 2010. Вип. 23. С. 100-107.
21. Валявський І.А. Дослідження впливу конструктивних параметрів верстатів-гексаподів на їх просторові рухові характеристики. *Всеукраїнський*

науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». Вінниця, 2015. №1 (91). С. 98-102.

22. Валявський І.А., Шапошник В.Ю. Кінематичний аналіз верстата з паралельною кінематикою типу Дельта. *Збірник наукових праць КНТУ (техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація)*. Кіровоград: КНТУ, 2013. Вип. 26. С. 78-81.

23. Валявський І.А., Мельніченко М.М., Кропівний В.М. Кінематичний аналіз механізмів паралельної структури типу дельта. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. Кіровоград: КНТУ, 2012. Вип. 42, ч. 1. С. 221-224.

24. Валявський, І. А., Кожанов В.С. Кінематично-структурні схеми верстатних систем з паралельною кінематикою типу «Дельта». *Наукові записки: зб. наук. пр.* Вип. 11, ч. 1. Кіровоград: КНТУ, 2011. С. 138-140.

25. Валявський, І. А., Павленко І. І., Здоровенко В. В. Методика вибору раціональної модульної будови кінематичних ланок верстатів з паралельною кінематикою. *Наукові записки: зб. наук. пр.* Кіровоград: КНТУ, 2011. Вип. 11, ч. 1. С. 174-176.

26. Валявський І. А., Павленко І. І., Здоровенко В. В. Модульна будова кінематичних ланок технологічного обладнання з паралельною кінематикою. *Наукові записки: зб. наук. пр.* Кіровоград: КНТУ, 2011. Вип. 11, ч. 1. С. 16-19.

27. Валявський І.А., Сачок С.А. Методика проведення експериментальних досліджень параметрів та форми робочого простору верстата з паралельною кінематикою типу «Дельта». *Наукові записки: зб. наук. пр.* Кіровоград: КНТУ, 2011. Вип. 11, ч. 1. С. 143-147.

28. Валявський І.А., Павленко І.І. Особливості модульної будови верстатів з паралельною кінематикою. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* Кіровоград: КНТУ, 2010. Вип. 40, ч. 2. С. 128-133.

29. Валявський І. А., Шматько С.С. Порівняльний аналіз будови механізмів паралельної структури з механізмами традиційної компоновки. *Наукові записки: зб. наук. пр.* Кіровоград: КНТУ, 2011. Вип. 11, ч. 1. С. 141-143.

30. Валявський І.А. Розширення функціональних можливостей верстатів-гексаподів шляхом визначення їх раціональних конструктивних параметрів: дис. на здобуття наук. ступеня к-та техн. наук: 05.03.01 / Кіровоградський нац. техн. ун-т. Кіровоград, 2010. 213 с.

31. Заїка С.М., Кириченко А.М. Точність верстатів із плоскими механізмами паралельної структури. *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*. Суми : СумДУ, 2010. № 4. С. 19-23.

32. Кузнєцов Ю.М. Сучасний стан, перспективи розвитку і виробництва металорізальних верстатів в Україні. *Вісті Академії інженерних наук України*, 2011. №1(41). С.2-10.
33. Врагов Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков : основы компонетики. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
34. Кузнєцов Ю.М., Степаненко О.О., Манжола М.Ю. Алгоритм створення математичного апарату для керування верстатами з паралельною кінематикою. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2012. № 2. С. 32-36
35. К решению прямой задачи о положениях l -координатных механизмов / В. А. Глазунов, А. Ш. Колискор, Б. И. Модель и др. *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 1991. №2. С. 100-105.
36. Дайч Д.М., Арзуманян К.С., Колискор А.Ш. Расчет и проектирование l -координатных роботомодулей для автоматизации производства. *Автоматизация производства на основе промышленных роботов и гибких производственных систем : тез. докл. конференции*. Иркутск : ИПИ, 1984. С. 44-47.
37. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник. К.: Наукова думка, 2002. 660 с.
38. Теорія механізмів і машин. Частина 1: навчальний посібник / Укл. Пирогов В.В., Філімоніхін Г.Б., Невдаха Ю.А.. Кропивницький: ЦНТУ, 2017. 88 с.
39. Кириченко А.М. Вплив діапазону кутів повороту шарнірних опор на об'єм робочого простору верстата-гексапода. *Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки»*. Чернігів : ЧДТУ, 2011. № 3(51). С. 58-62.
40. Кириченко, А.М., Козаченко Ю.А. Аналіз компоновок верстатного обладнання з комбінованою кінематикою. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кіровоград : КНТУ, 2005. Вип. 16. С. 162-169.
41. Колискор А. Ш. Разработка и исследование промышленных роботов на основе l -координат. *Станки и инструмент*. 1982. № 12. С. 21-24.
42. Кириченко, А. М. Динаміка рухомої платформи верстата паралельної структури з незамкненими гвинтовими приводами зміни довжини штанг. *Технологічні комплекси*. Луцьк : ЛНТУ, 2013. №1(7). С.146-150.
43. Костюк В.І., Спину Г.О., Ямпольський Л.С. Робототехніка. К.: Вища школа, 1994. 446 с.

44. Кириченко А.М., Струтинський В.Б. Просторова жорсткість обладнання з паралельною кінематикою. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні* : зб. наук. пр. Житомир : ЖДТУ, 2010. Вип. 8. С. 88-97.

45. Динамічний аналіз супортної системи токарного верстата на основі механізмів паралельної структури типу "Гексаглайд" / Кузнєцов Ю.М., Подольський М.І., Дмитрієв Д.О., Русанов С.А. *Наукові нотатки*. 2013. Вип. 41(2). С. 69-73

46. Кузнєцов Ю.М., Крижанівський В.А., Склярів Р.А. Сучасний стан, прогнозування і перспективи розвитку верстатів з паралельною кінематикою. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні: зб. наукових праць*. ЖДТУ, 2005. Вип. 1. С. 320-333.

47. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О. Візуалізація формоутворюючих рухів механізмами паралельної структури в верстатах нових компоновок. *Вісник ТДТУ*. 2008. № 1.

48. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О. Моделювання технологічних рухів в верстатах паралельної структури при обробці складнопрофільних поверхонь. *Современные технологии в машиностроении* : зб. наукових праць НТУ «ХПИ». 2008. Вип. 1.

49. Кузнєцов Ю.Н., Дмитриев Д.Н., Диневич Г. Проектирование токарных многоцелевых станков с механизмами параллельной структуры. *Вестник НТУУ «КПИ» : машиностроение*. 2008. № 53.

50. Кузнєцов Ю. М. Світові тенденції і перспективи розвитку верстатобудування в Україні. *Зб. наук. праць за матеріалами науково-методичної конф. «Вища освіта – 2006»*. 2007. С. 45-55.

51. Кузнєцов Ю.Н. Влияние направляющих механизмов параллельной структуры на компоновку станков нового поколения. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць*. Краматорськ, вип. №22, 2007. С. 56-61.

52. Кузнєцов Ю.Н., Дмитриев Д.А. Декомпозиция движений штанг постоянной длины в станках с параллельной кинематикой. *Тр. конф. «Научное пространство Европы – 2008»*. Х. : Роснаука, 2008.

53. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О. Програмно-математичний апарат керування виконавчим органом багатокоординатних верстатів. *Автоматика, автоматизация и электротехнические комплексы*. Херсон, 2008.

54. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О., Диневич Г.Ю. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури/ Під ред. Ю.М. Кузнєцова. Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. 456 с.

55. Кириченко А.М. Експериментальне вимірювання жорсткості моделі гексапода. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. Тернопіль: ТНТУ, 2012. № 2 (66). С. 114-120.

56. Кириченко, А. М., Заїка С.М., Федотьев А.М. Особливі положення плоских механізмів паралельної структури. *Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук : КДУ, 2010. Вип. 5 (64), ч. 1. С. 94-99.

57. Кириченко, А. Особливості кінематики гексапода з карданними опорами та гвинтовими приводами ланок. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. Тернопіль : ТНТУ, 2011. Т. 16, № 2. С. 83-88.

58. Кириченко А.М., Зайїка С.М. Визначення силових характеристик приводів обладнання з механізмами паралельної структури. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук : КДПУ, 2008. Вип. 5 (52), ч. 2. С. 50-53.

59. 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. 2010. № 59. С. 205–210.

60. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. Кіровоград : КНТУ, 2007. 420 с.

61. Павленко І.І. Структура промислових роботів. Кіровоград : КІСМ, 1998. 100 с.

62. Павленко І.І. Рухові характеристики промислових роботів. Кіровоград : КДТУ, 2000. 124 с.

63. Павленко И. И. Кинематика кисти промышленных роботов. *Вестник машиностроения*. 1979. №3. С. 11-14.

64. Павленко И. И. Кинематическая структура промышленных роботов. *Изв. ВУЗов «Машиностроение»*. 1977. № 9. С. 25-28.

65. Павленко И. И. Основные показатели двигательных возможностей роботов. *Вестник машиностроения*. 1980. № 4. С. 9-11.

66. Павленко І.І., Валявський І.А. Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кіровоград : КНТУ. 2008. Вип. 21. С. 128-134.

67. Павленко І.І., Валявський І.А. Оцінка рухових можливостей гексаподу в напрямку, перпендикулярному до осі його симетрії. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кіровоград : КНТУ. 2009. Вип. 22. С. 3-10.

68. Павленко І.І., Валявський І.А. Дослідження впливу конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості верстата з паралельною кінематикою. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. Кіровоград, 2008. Вип. 38. С. 284-288.

69. Пестунов В. М., Стеценко О.С. Нові механізми технологічного устаткування. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кіровоград: КНТУ, 2007. Вип. 18.

70. Струтинський В.Б., Кириченко А.М. Інваріанти просторової жорсткості обладнання з паралельною кінематикою. *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця : ВНАУ, 2010. № 1(57). С. 63-67.

71. Струтинський В.Б., Кириченко А.М. Математичний апарат векторів шостого порядку для розрахунків жорсткості просторових механізмів паралельної структури. *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*. Суми : СумДУ, 2010. № 2. С. 142-154.

72. Струтинський В.Б., Кириченко А.М. Кінематичні залежності верстата з механізмом паралельної структури «біглайд». *Вібрації в техніці та технологія*. Вінниця : ВНАУ, 2008. № 1. С. 45-50.

73. Струтинський В.Б., Кириченко А.М. Ідентифікація геометричних параметрів механізмів паралельної структури з ланками змінної довжини. *Технологічні комплекси*. Луцьк : ЛНТУ, 2011. № 2(4). С. 62-67.

74. Струтинський В.Б., Кириченко А.М. Оцінка деформативності ланок змінної довжини обладнання з паралельною кінематикою. *Наукові нотатки: міжвуз. зб. (за напрямком "Інженерна механіка")*. Луцьк : ЛДТУ, 2009. Вип. 25, ч. 1. С. 357-362.

75. Струтинський В.Б., Кириченко А.М. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури. *Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Серія : Машинобудування" : зб. наук. пр.* 2009. № 57. С. 198–207.

76. Кузнецов Ю.М., Рожко О.І., Рожко Ж.А. Вплив схем розташування і навантаження біглайда на його статичну жорсткість. *Технологічні комплекси*. Луцьк, 2013. №1. С. 158-165.

77. Струтинський В. Б. Тензорні математичні моделі процесів та систем: підручник. Житомир : ЖДТУ, 2005. 635 с.

78. Струтинський В.Б., Кравець О.М., Самі (Мох'д Амін) Мох'д Іхміш. Спеціальні математичні моделі для оцінки динамічної точності механізмів паралельної кінематики. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кіровоград: КНТУ, 2005. Вип. 16. С. 44-51.

79. Кузнецов Ю.М., Дмитрієв Д.О., Фіранський В.Б., Степаненко О.О. Реалізація концепції каркасних компоновок верстатів з механізмами паралельної структури. *Наукові вісті НТУУ «КПІ» : міжнародний науково-технічний журнал*. 2012. № 1(81). С. 104–111.

80. Дмитрієв Д.О. Компоновки і кінематика свердлильно-фрезерних верстатів з механізмами паралельної структури. *Вісник Національного*

технічного університету України "Київський політехнічний інститут", серія машинобудування, 2010. Т.59. С. 129-134.

81. Дмитрієв Д.О. Застосування методу R-функцій для опису кінематики просторових механізмів з замкненими шарнірно-стрижневими системами. *Вестник Херсонського національного технічного університета*. Херсон: ХНТУ, 2010. Вып. 1(37). С. 44–55.

82. Черновол М.І., Валявський І.А., Кириченко А.М. Експериментальне вимірювання пружних переміщень виконавчого органа верстата-гексапода. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. Кіровоград: КНТУ, 2008. Вип. 38. С. 119-125.

83. Кузнецов Ю.М., Фиранський В.Б., Дмитрієв Д.О. Каркасні компоновки свердлильно-фрезерних верстатів з механізмами паралельної структури. *Науковий журнал "Технологічні комплекси"*. 2010. - №1. С. 10-16.

84. Дмитрієв Д.О. Компонетика верстатів з механізмами паралельної структури. *Науковий журнал "Технологічні комплекси"*. 2011. №3. С. 61-73.

85. Дмитрієв Д.О., Фиранський В.Б. Експериментальні дослідження пружних характеристик стрижневої ланки механізмів паралельної структури. *Вестник Херсонського національного технічного університета*. Херсон: ХНТУ, 2011. Вып. 1(40). С. 53-60

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

87. A geometric algorithm for the computation of the constant-orientation workspace of 6-rus parallel manipulators. *Proceedings of DETC'00, ASME 2000 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Baltimore, Maryland, September 10-13, 2000.

88. Application of laser feedback metrology to a hexapod test strut. *Proceedings of the 1998 ASPE Annual Meeting*, St. Louis, MO, October 25-30, 1998.

89. Bombin C., Ros L., Thomas F. On the computation of the direct kinematics of parallel spherical mechanisms using bernstein polynomials. *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference of Robotics & Automation*, Seoul, Korea, May 21-26, 2001.

90. Bonev I.A., Ryu J. Workspace analysis of 6-prrs parallel manipulators based on the vertex space concept. *Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences*, September 12-15, 1999, Las Vegas, Nevada.

91. Applications of the nist robocrane / Bostelman R., Albus J., Dagalakis N., Jacoff A., Gross J. *Proceedings of the 5th International Symposium on Robotics and Manufacturing*, Maui, HI, August 14-18, 1994.

92. Bricard R. Demonstration elementaires de proprietes fondamentales du tore. *Nouvelles annales de mathematiques*, 1924, p. 308-313

93. Brown J.W. Shuttle remote manipulator system workstation. *Proceedings Congress International Ergonomic Association*. 1976. P. 149-153.
94. Denavit J.J. Analysis of Mechanisms Based on 2x2 Matrices of Dual Numbers. *VDI-Berichte*, 1958. B.29. P. 81–89.
95. Design and accuracy evaluation of high-speed and high precision parallel mechanism. / Koseki Y., Arai T., Sugimoto K., Takatuji T., Goto M. *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Vol. 3, 1998, pp. 1340-1345.
96. Falco, J.A., Kent, E.W. Virtual manufacturing tools for collaborative exploration of hexapod machine capabilities and applications. *Proceedings of the 19th International CIRP Design Seminar on Multimedia Technologies for Collaborative Design & Manufacturing*, Los Angeles, CA, 10/8–10/97.
97. Fichter E. Stewart platform-based manipulation General theory and practical construction. *Intern. J. Robot, Res.* 1986. #2. p. 165–190.
98. Gough, V.E., Whitehall, S.G. Universal tyre test machine. *Proceedings of the FISITA Ninth International Technical Congress*. May, 1962. pp. 117–137.
99. Guilin Yang, I-Ming Chen, Wee Kiat Lim, Song Huat Yeo. Design and kinematic analysis of modular reconfigurable parallel robots. *Proceedings of the 1999 IEEE, International Conference on Robotics & Automation*, Detroit, Michigan, May 1999.
100. Honegger M., Brega R., Schweitzer G. Application of a nonlinear adaptive controller to a 6 dof parallel manipulator. *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, San Francisco, CA, April 2000.
101. Huang Z., Wang J. Instantaneous motion analysis of deficient-rank 3-dof parallel manipulator by means of principal screws. *Proceedings of A Symposium Commemorating the Legacy, Works, and Life of Sir Robert Stawell Ball, Upon the 100th Anniversary of A Treatise on the Theory of Screws*, July 9-11, 2000, University of Cambridge, Trinity College.
102. Hunt K. Prismatic Paris in Spatial Linkages. *Journ. of mechanisms*. 1967. v. 2. #2. P. 213–230.
103. Huynh P. Kinematic performance comparison of linear type parallel mechanisms application to the design and control of a hexaslide. *5th International Conference On Mechatronics Technology (Icmt2001)*, June 6-8, 2001, National University Of Singapore.
104. Huynh P. Kinematic performance evaluation of linear type parallel mechanisms. *Sixth International Conference On Control, Automation, Robotics And Vision (Icarcv 2000)*, 5-8 December 2000, Marina Mandarin, Singapore.
105. Keler M. Analyse und Synthese raumlicher, spharischer und ebener Getriebe in dual-komplexer Darstellung. *Feinwerktechnik*, 1970. B.74. H.8. C. 341-351.

106. Kim Han S., Kim Bong J., Choi Yong J. Kinematic calibration for redundant legs of a stewart platform. *Proceedings of the 32nd ISR(International Symposium on Robotics)*, 19-21 April, 2001.
107. Kim Han S., Choi Yong J. The kinematic error bound analysis of the stewart platform. *Journal of Robotic Systems*. 17 (1) , 2000, pp. 63-73.
108. Kim Han Sung, Tsai Lung-Wen. Design optimization of a cartesian parallel manipulator. *Proceedings of DETC'02 ASME 2002 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference*, Montreal, CANADA, September 29 . October 2, 2002.
109. Kim Han Sung, Tsai Lung-Wen. Kinematic synthesis of spatial 3-rps parallel manipulators. *Proceedings of DETC'02, ASME 2002 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference*, Montreal, CANADA, September 29, October 2, 2002.
110. Kim Han Sung, Choi Yong J. The analysis of forward/inverse force transmission capabilities of the stewart platform. *Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences*, September 12-15, Las Vegas, Nevada.
111. Kinematic calibration of a hexapod machine tool by using circular test / Yukitoshi Ihara, Takahiro Ishida, Yoshiaki Kakino, Ziyi Li, Tetsuya Matsushita, Masao Nakagawa. *Proceedings of the 2000 Japan-USA Flexible Automation Conference*, July 23-26. Ann Arbor, Michigan, 2000.
112. Analysis and control of redundant parallel manipulators / Liu G.F., Wu Y.L., Wu X.Z., Kuen Y.Y., Li Z.X. *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference of Robotics & Automation*, Seoul, Korea, May 21-26, 2001.
113. Majou F., Wenger Ph., Chablat D. Design of a 3 axis parallel machine tool for high speed machining: the orthoglide. *IDMME 2002*, Clermont-Ferrand, France, May 14-16, 2002.
114. Merlet J. Force-feedback control of parallel manipulators. *Proc. IEE Intern. Conf. Robot and Automat.* Philadelphia. Wash. (D.C.), 1988. Vol. 3. P. 1484–1989.
115. Modeling configuration space and singularities of parallel mechanisms. *International Conference on Mechatronics Technology*, 6 - 8 June 2001, Singapore, Pg. 298-303.
116. Naisbitt, John. *Megatrends: Ten New Directions for Transforming our Lives*. New York: Warner Books Inc., 1982.
117. On the dynamics of parallel manipulators. *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Seoul, Korea, May 21-26, 2001, p. 3766-3771.
118. Orientation workspace analysis of 6-dof parallel manipulators. *Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences*, September 12-15, 1999, Las Vegas, Nevada.

119. Parallel kinematic machine research at nist: past, present, and future. *First European-American Forum on Parallel Kinematic Machines Theoretical Aspects & Industrial Requirements*, Aug. 31 - Sept. 1, 1998, Milan, Italy.

120. Perez A., McCarthy J.M. Dual quaternion synthesis of a parallel 2-tptr robot. *Proceedings of the WORKSHOP on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators*, October, 34,2002, Quebec City, Quebec, Canada.

121. Ping Ji, Hongtao Wu. A closed-form forward kinematics solution for the 6–6 stewart platform. *IEEE Transactions On Robotics And Automation*. Vol. 17. No. 4, August 2001. Page 522–526.

122. Powell I., Miere B. The kinematic analysis and simulation of the parallel topologymanipulator. *Marconi Rev.*1982.Vol.45.#226.P. 121-138

123. Rathbun G. Commensurate positioning of a stepmotor actuated Stewart platform. *VII World Congr. IFToMM*. Sevilla,1987.P. 1481-1484.

124. Simulation tools for collaborative exploration of hexapod machine capabilities and applications. *Proceedings of the 1997 International Simulation Conference and Technology Showcase*, Auburn Hills, MI, September 29 - October 3, 1997.

125. Song Se-Kyong, Kwon Dong-Soo. New methodology for the forward kinematics of 6-dof parallel manipulators using tetrahedron configurations. *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*. Seoul, Korea, May 21-26, 2001.

126. Zomanov V., Sotirov Z. Structures and kinematics of Parallel topology manipulatoring systems. *Intern. Symp. on Desp. and Synthesis*. Tokyo, 1984. P. 453-458.

ВИНАХОДИ

127. Верстат: пат. 52723 Україна: МПК В23В 41/00. № u201001443; заявл. 12.02.2010. Опубл. 10.09.2010; Бюл. № 17. 2 с.

128. Верстат: пат. 35361 Україна, МПК В23В 41/00. № u200805562 ; заявл. 29.04.2008 ; опубл. 10.09.2008 ; Бюл. № 17.

129. Верстат: пат. 33456 Україна, МПК В23Q 1/00. № u200801447 ; заявл. 04.02.2008 ; опубл. 25.06.2008 ; Бюл. № 12.

130. Верстат: пат. 27361 Україна, МПК В23D 5/00. № u200707172 ; заявл. 25.06.2007 ; опубл. 25.10.2007 ; Бюл. № 17

131. Модуль лінійного переміщення: пат.73495. МПК В23Q5/00, В23С 1/00. № U201202956; Заявл. 13.03.2012; опубл. 25.09.2012, бюл.№18.

132. Установка для вимірювання розподілу осьового зусилля між штангами верстата з МПС: пат. 122397 Україна, МПК В23Q 17/00, G01L 5/00. № u201705721; заявл. 09.06.2017; опубл. 10.01.2018; Бюл. № 1. 5 с.

133. Шпиндельний вузол металорізального верстата: пат. 133286 Україна, МПК В23В 19/00, В23В 47/04, В23G 1/18, В23Q 15/007. № u201811331; заявл. 19.11.2018; опубл. 25.03.2019; Бюл. № 6. 3 с.

134. Штанга змінної довжини: пат. 70002 Україна, МПК В23Q 3/00, В23В 31/00. № u201112836; заявл. 01.11.2011; опубл. 25.05.2012; Бюл. № 10. 4 с.

135. Верстат з комбінованою кінематичною структурою: пат. 122703 Україна, МПК В23Q 5/00, В23Q 5/32. № u201707219; заявл. 10.07.2017; опубл. 25.01.2018; Бюл. № 2. 4 с.

136. Верстат з паралельною кінематикою: пат. 148653 Україна, МПК В23В 41/00. № u202101754; заявл. 05.04.2021; опубл. 01.09.2021; Бюл. № 35. 4 с.

137. Верстат: пат. 3035А Україна: МПК В23В41/00. №200306521; Заявл. 11.06.03. Опубл. 15.10.04, Бюл. №10. 2 с.

138. Верстат: пат. 35360 Україна, МПК В23D 5/00. № u200805560; заявл. 29.04.2008; опубл. 10.09.2008; Бюл. № 17. 2 с.

139. Верстат: пат. 35586 Україна, МПК В23D 5/00. № u200805540; заявл. 29.04.2008; опубл. 25.09.2008; Бюл. № 18. 2 с.

140. Верстат: пат. 44556 Україна, МПК В23В 41/00. № u200903558; заявл. 13.04.2009; опубл. 12.10.2009; Бюл. № 19. 2 с.

141. Верстат: пат. 67445 Україна, МПК В23Q 7/00. № u201107981; заявл. 24.06.2011; опубл. 27.02.2012; Бюл. № 4. 2 с.

142. Верстат-гексапод: пат. 54937 А Україна: МПК В21D 5/0. № 2002054273; заявл. 24.05.02; опубл. 17.03.03; Бюл. № 3. 2 с.

143. Верстат-гексапод: пат. 63432 Україна, МПК В23Q 1/00. № u201102729; заявл. 09.03.2011; опубл. 10.10.2011; Бюл. № 19. 2 с.

144. Верстат-гексапод: пат. 63437 Україна, МПК В23Q 1/00. № u201102757; заявл. 09.03.2011; опубл. 10.10.2011; Бюл. № 19. 2 с.

145. Верстат-гексапод: пат. 63442 Україна, МПК В23Q 1/00. № u201102762; заявл. 09.03.2011; опубл. 10.10.2011; Бюл. № 19. 2 с.

146. Верстат-гексапод: пат. 64804 Україна, МПК В23Q 1/00. № u201102723; заявл. 09.03.2011; опубл. 25.11.2011; Бюл. № 22. 2 с.

147. Верстат-гексапод: пат. 88988 Україна, МПК В23Q 1/00. № u201312200; заявл. 18.10.2013; опубл. 10.04.2014; Бюл. № 7. 4 с.

148. Механізм з паралельною кінематикою: пат. 148658 Україна, МПК В23В 41/00. № u202101884; заявл. 09.04.2021; опубл. 01.09.2021; Бюл. № 35. 4 с.

149. Механізм лінійних переміщень: пат. 44754 Україна: МПК F16H 25/22. №u200905087; Заявл. 22.05.09; Опубл. 12.10.09, Бюл. № 19. 2 с.

150. Механізм паралельної структури з дуговою напрямною привода повороту шпинделя: пат. 131333 Україна, МПК В23G5/02. № u201807712; заявл. 09.07.2018; опубл. 10.01.2019; Бюл. № 1. 4 с.
151. Механізм паралельної структури: пат. 146761 Україна, МПК В23G 5/02. № u 202005056; заявл. 04.08.2020; опубл. 17.03.2021 ; Бюл. № 11. 4 с.
152. Опорний шарнір: пат. 69999 Україна, МПК F16C 11/00. № u201112822; заявл. 01.11.2011; опубл. 25.05.2012; Бюл. № 10. 4 с.
153. Поперечний супорт токарного верстата з числовим програмним керуванням: пат. на корисну модель 112829 Україна, МПК В23В 21/00. № u201607857; заявл. 15.07.2016; опубл. 26.12.2016; Бюл. №24. 4 с.
154. Привід переміщення вихідного органа верстата з шістьма штангами: пат. 112828 Україна, В23Q 5/00. № u201607855; заявл. 15.07.2016; опубл. 26.12.2016; Бюл. № 24. 4 с.
155. Привод переміщення вихідного органа верстата з п'ятьма штангами: пат. 114304 Україна, В23Q 5/00. № u201607831; заявл. 15.07.2016; опубл. 10.03.2017; Бюл. № 5. 4 с.
156. Привод переміщення вихідного органа верстата з чотирма штангами: пат. 114306 Україна, В23G 5/02. № u201607833; заявл. 15.07.2016; опубл. 10.03.2017; Бюл. № 5. 4 с.
157. П'ятикоординатний механізм паралельної структури з трьома напрямними: пат. 131326 Україна, МПК В23Q 5/00. № u201807696; заявл. 09.07.2018; опубл. 10.01.2019; Бюл. № 1. 4 с.
158. Робочий орган п'ятикоординатного верстата: пат. на корисну модель 84552 Україна, F16C 11/08. № u201304945; заявл. 17.04.2013; опубл. 25.10.2013; Бюл. № 20. 4 с.
159. Стіл: пат. 54936 А Україна: МПК В23Q1/00. № 20020544270; заявл. 24.05.02; опубл. 17.03.03, Бюл. № 3. 2 с.
160. Mechanical Manipulator. Pat. US 5,857,815. Pub. Jan. 12, 1999
161. Hand Controller. Pat. US 4,216,467. Pub. Aug. 5, 1980
162. Six-Axis Machine Tool. Pat. US 5,028,180. Pub. Jul. 2, 1991
163. Parallel Kinematic Structure For Spatial Positioning Devices And Method Of Initializing Same. Pat. US 5,797,191. Pub. Aug. 25, 1998
164. Compensating System For Hexapod. Pat. WO 99/55488 B23Q 1/54. Pub. 04.11.99
165. Triangular Gimbal. Pat. US 6,240,799 B1. Pub. Jun. 5, 2001
166. Composite Mechanism Multi-Axis Machine Tool. Pat. US 6,048,143. Pub. Apr. 11, 2000
167. Method And Apparatus For Performing Work Operations On A Surface Of One Or More Lenses. Pat. US 5,980,360. Pub. Nov. 9, 1999
168. Six Axis Machine Tool. Pat. US 5,388,935. Pub. Feb. 14, 1995

169. Systems And Methods Employing A Rotary Track For Machining And Manufacturing. Pat. US 6,196,081 B1. Pub. Mar. 6, 2001
170. Method For Calibrating A Parallel Manipulator. Pat. WO 99/55497 B25J 9/16. Pub. 04.11.99
171. Six Degrees Of Freedom Micromanipulator. Pat. US 4,819,496. Pub. Apr. 11, 1989
172. Machine Tool Having Parallel Structure. Pat. US 5,715,729. Pub. Feb. 10, 1998
173. Machine Tool Vibration Isolation System. Pat. US 5,538,373. Pub. Jul. 23, 1996
174. Improvements Relating To Airframe Manufacturing. Pat. US WO 99/12698 B23Q 1/54, B64F 5/00. Pub. 18.03.99
175. Space Frame For A Machine Tool. Pat. US 5,556,242. Pub. Sep. 17, 1996
176. Programmable Positioner For The Stress-free Assembly Of Components. Pat. US 5,987,726. Pub. Nov. 23, 1999
177. Automatic Assembly Machine And Method Utilizing Six-Axis Positioning Device. Pat. US 6,041,500. Pub. Mar. 28, 2000
178. Hexapodal Machining Center. Pat. US 6,241,437 B1. Pub. Jun. 5, 2001
179. Device With At Least One Movement Unit. Pat. US 6,059,703. Pub. May 9, 2000
180. Linear Drive. Pat. US 6,285,098 B1. Pub. Sep. 4, 2001
181. Machine Tool With Adjustable Strut Assembly. Pat. US 5,906,461. Pub. May 25, 1999
182. Parallel Mechanism For Multi-Machining Type Machining Center. Pat. US 6,135,683. Pub. Oct. 24, 2000
183. Parallel Kinematics Machine. Pat. WO 00/45991 B23Q 1/54. Pub. 10.08.00
184. Method And Apparatus For Aligning And Connecting Semiconductor Components To Substrates. Pat. US 6,211,960 B1. Pub. Apr. 3, 2001
185. Mobile Truss Testing Apparatus. Pat. US 6,233,604 B1. Pub. May 1, 2001
186. Improvements Relating To Mechanical Manipulators. Pat. WO 97/47428 B23Q 1/54, B25J 17/02. Pub. 18.12.97
187. Strut Structure And Rigid Joint Therefor. Pat. US 5,568,993. Pub. Oct. 29, 1996
188. Six-Axis Machine Tool. Pat. US 4,988,244. Pub. Jan. 29, 1991
189. Motion simulator. Pat. US 3,295,224. Publ. Jan. 3, 1967.
190. Amusement devices. Pat. US 1,789,680. Publ. Jan. 20, 1931.
191. Spray painting machine. Pat. US 2,213,108. Publ. Aug. 26, 1940.
192. Hexapod Machining Centre. Pat. WO 98/09769 B23Q 1/54. Pub. 12.03.98
193. Improvements Relating To Airframe Manufacturing. WO 99/12698 B23Q 1/54 B64F 5/00. Pub. 18.03.99

ДОДАТКИ

Додаток А

Використання просторових механізмів паралельної структури

Галузь використання	Функціональні можливості просторових механізмів з паралельною структурою					Коефіцієнт використання функціональних можливостей, К
	Підвищена жорсткість	Висока точність позиціонування / вимірювання	Парирування дії низькочастотних коливань і ударів від основи до платформи /	Генерування низькочастотних коливань від основи до платформи / від платформи до основи	Вібродіагностика стану об'єкта	
Металообробне технологічне обладнання	+	+ / +	+ / +	+ / +	+	1,0
Медична техніка	-	+ / +	- / -	- / -	-	0,25
Маніпулятори робототехнічних систем	+	+ / -	- / -	- / -	-	0,25
Вимірювальні системи	±	+ / -	- / -	- / -	-	0,19
Випробовувальні системи	+	+ / -	- / -	- / -	-	0,25
Авіаційні тренажери	+	± / -	- / -	+ / -	-	0,31
Активна опора гелікоптера	+	+ / -	- / -	- / -	-	0,25
Спортивні тренажери	+	± / -	- / -	+ / -	-	0,31
Просторова активна система стабілізації кузова автомобіля	+	± -	+ -	- / -	-	0,31
Просторові активні системи кутової стабілізації судової платформи	+	+ / -	- / -	- / -	-	0,25
Опорні системи зеркальних радіотелескопів	+	+ / -	- / -	- / -	-	0,25
Системи активної віброізоляції бортового технологічного обладнання космічного апарату	-	- / ±	+ / -	- / -	-	0,19
Системи високоточної автоматичної стиковки космічного апарата	+	+ / +	+ / -	- / +	-	0,63
Системи активної віброізоляції і високоточного наведення космічних радіотелескопів	+	+ / +	+ / +	+ / +	+	1,0

Примітка: плюс – функціональна можливість використовується повністю; мінус – не використовується; плюс, мінус – використовується не повністю

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою

Фірма-виробник (країна)	Модель	Характеристика
1	2	3
Металообробне обладнання		
CHIRON, Tuttlingen (Німеччина)	CHIRON VISION	5-координтаний фрезерний верстат з структурою "ножиці"
CMW, Rozières-sur-Mouzon (Франція)	CMW 300	5-координтаний фрезерний модуль (класичний гексапод)
DECKEL MAHO, Pfronten (Німеччина)	TRICENTER DMT 100	5-координатний фрезерний верстат (трипод з двохкоординатною головою)
DS-TECHNOLOGIE (Німеччина)	DS-TECHNOLOGY HEAD	3-координатний фрезерний модуль (трипод)
ETH ZÜRICH (Швейцарія)	HEXAGLIDE	Гексапод з лінійними двигунами
FATRONIK (Іспанія)	ULYSES	3-координатний фрезерний верстат
FOOKE (Німеччина)	TRIOMAXX	Трипод
GEODETIC (Англія)	G500	5-координатний фрезерний верстат-гекспод
GIDDINGS & LEWIS (США)	VARIAX	5-координатний фрезерний верстат-гекспод
HECKERT (Німеччина)	KINEMATIC SKM 400	3-координатний верстат-трипод
HEXEL (США)	TORNADO 2000	6-координатний фрезерний верстат
HONDA (Японія)	HVS-5000	3-координатний обробний центр
HULLER HILLE (Німеччина)	HULLER HILLE HHV	3-координатний фрезерний верстат ("ножиці")
IFW-HANNOVER (Німеччина)	DUMBO	5-координатний фрезерний верстат
IFW-STUTTGART (Німеччина)	PARALIX	5-координатний фрезерний верстат
INA/IFW UNI STUTTGART (Німеччина)	HEXACT	5-координатний фрезерний модуль
INGERSOLL (США)	HOH600	5-координатний фрезерний верстат-гекспод
ISW UNI STUTTGART (Німеччина)	LINAPODIII	5-координатний верстат
ITIA,CNR, Mailand and CE.S.I Milan (Італія)	CELERIUS	5-координатний фрезерний верстат
JSC LAPIK (Росія)	TM 1000	6-координатний прецизійний обробний центр
KRAUSECO / MAUSER (Австрія)	QUICKSTEP HS500	3-координатний верстат ("дельта" з лінійними двигунами)
METROM (Німеччина)	MILLING MACHINE P800	Пентапод з 5 штангами змінної довжини
MIKROMAT/IWU CHEMNITZ (Німеччина)	6X	5-координатний фрезерний верстат-гекспод

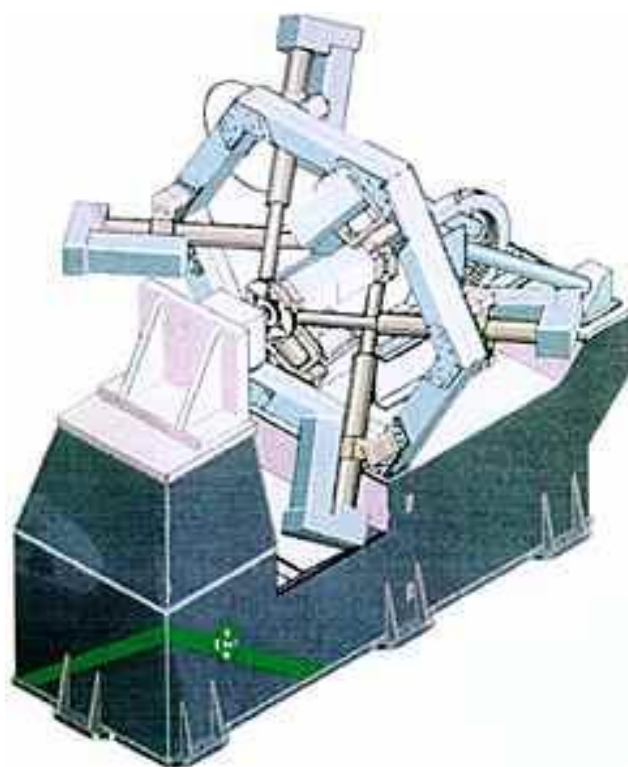
MIKRON (Німеччина)	BAZ HPM800 (Silberpfeil)	3-координатний фрезерний верстат
MIKRON (Німеччина)	TRIAGLIDE	3-координатний фрезерний верстат
SMT TRICEPT (former: Neos) (Швеція)	TRICEPT TMC 805	5-координатний верстат
SMT TRICEPT (former: Neos) (Швеція)	TRICEPT TM805	5-координатний фрезерний верстат
OKUMA (Японія)	COSMO CENTER PM-600	6-координатний фрезерний верстат-гекспод
PATHFINDERS, INCORPORATED (США)	HEXVANTAGE MACHINE	5-координатний фрезерний верстат
RENAULT-AUTOMATION (Франція)	URANE SX	3-координатний фрезерний верстат
SEOUL NATIONAL UNIVERSITY (Корея)	ECLIPSE	5-координатний обробний центр
SIA/CAS (Китай)	SIA/CAS	5-координатний фрезерний верстат
SIEMENS/GEODETIC (Швейцарія)	SIEMENS G1000	5-координатний фрезерний верстат-гекспод
TOYODA (Японія)	HEXAM	5-координатний фрезерний верстат
WZL AACHEN (Німеччина)	DYNA-M	3-координатний фрезерний верстат
Обробні центри, роботи		
HITACHI SEIKI (Японія)	PA35	Обробний центр
IFH TU BRAUNSCHWEIG (Німеччина)	PAROS 4	4-координатний робот
IFW UNI HANNOVER (Німеччина)	GEORG V	5-координатний верстат для лазерної обробки
INDEX (Німеччина)	INDEX V100	3-координатний верстат ("дельта")
ITIA,CNR, Mailand (Італія)	ACROBAT	6-координатний гексапод
ITIA,CNR, Mailand (Італія)	DRAGONFLY	5-координатний робот (трипод з 2-координатною головою)
ITIA,CNR, Mailand and MASMEC Bari (Італія)	DRAGONFLY2	5-координатний робот (трипод з однокоординатною головою)
MULTICRAFT (США)	MULTICRAFT 560	6-координатний робот
SMT TRICEPT (former: Neos) (Швеція)	TRICEPT TR600	5-координатний робот
REICHENBACHER (Німеччина)	PEGASUS	3-координатний верстат для деревообробки ("дельта")
UNIVERSITY OF ILLINOIS (США)	ULTRASONIC GRINDER	Шліфувальний верстат-трипод
ZFS UNI STUTTGART (Німеччина)	HEXADIODE	Верстат для лазерної обробки
Роботи		
ABB-ROBOTICS (Швеція)	FLEXPICKER	4-координатний високошвидкісний робот
DEMAUREX (Швейцарія)	DELTA	4-координатний високошвидкісний робот

Продовження додатку Б

1	2	3
FANUC (Японія)	F-100i	6-координатний робот
IFH TU BRAUNSCHWEIG (Німеччина)	PORTYS	3-координатний робот
IFW UNI HANNOVER (Німеччина)	PALIDA	Високошвидкісний робот з лінійними двигунами
TOYODA (Японія)	HEXA ROBOT	6-координатний робот
UMFORMTECHNIK ERFURT (Німеччина)	HEXAPOD	Система позиціонування та транспортування
UNIVERSITY OF CALIFORNIA, Riverside (США)	UNIVERSAL CARTESIAN ROBOT (UCR)	3-координатний робот
UNIVERSITY OF FLORIDA (США)	5-DOF CMM	Трипод
UNIVERSITY OF GENOVA (США)	PLASTICPKM	Робот для складальних робіт
SAVMA (Росія)	GEXAMEN	Високошвидкісний 5-координатний обробний центр
Пристрої позиціонування та орієнтації		
DR. SCHMID, München (Німеччина)	MAXL	6-координатний пристрій для позиціонування
NEPHAIST (Японія)	MAF2-2	Пристрій для позиціонування
NEPHAIST (Японія)	OPMF3-025	Ортогональний 3-координатний механізм
NEPHAIST (Японія)	PPS 2-1/5	Пристрій для позиціонування
NEPHAIST (Японія)	PRYF3-3C	Обертальний 3-координатний механізм
NEPHAIST (Японія)	SWF6B-30	6-координатний маніпулятор
HEXEL (США)	HEXAVOT	5-координатний пристрій для позиціонування
HEXEL (США)	ROTOBOT	6-координатний пристрій
HEXEL (США)	SAMM	6-координатний мікроманіпулятор
PHYSIK INSTRUMENTE (Німеччина)	M850	Пристрій-гексапод для точного позиціонування
PHYSIK INSTRUMENTE (Німеччина)	F-206	6-координатна система позиціонування
UNIVERSITY OF UTAH (США)	RSI HAND CONTROLLER	6-координатний маніпулятор
UNIVERSITY OF WYOMING (США)	UW-HEXAPOD	6-координатна система позиціонування
Вимірювальні машини		
LAPIC (Росія)	KIM750	Високоточна вимірювальна машина

Технічні характеристики технологічного обладнання з паралельною кінематикою

Додаток В.1



Верстат з паралельною кінематикою мод. HEXACT

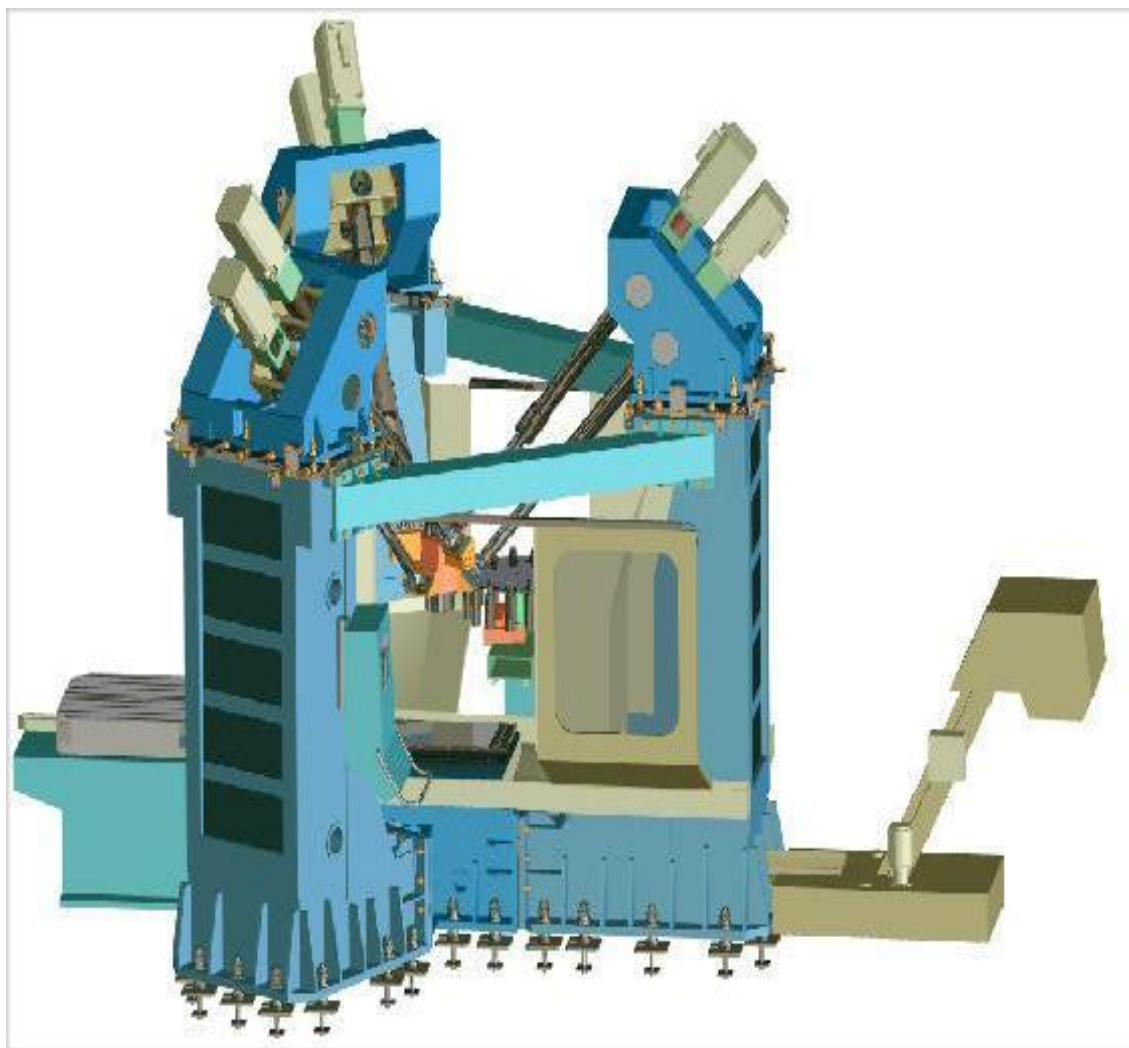
Розробник: INA / IFW UNI STUTTGART (Німеччина)

Структура: подвоєний трипод з горизонтальним розташуванням шпинделя

Застосування: п'ятикоординатне фрезерування

Точність позиціонування: 0.02 мм

Габаритні розміри: 2150 x 1700 x 2100 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. CELERIUS

Розробник: ІТІА-CNR and CE.S.I (Італія)

Структура: 6-координатний верстат з штангами змінної довжини

Застосування: 5-коорд. обробка фасонних поверхонь

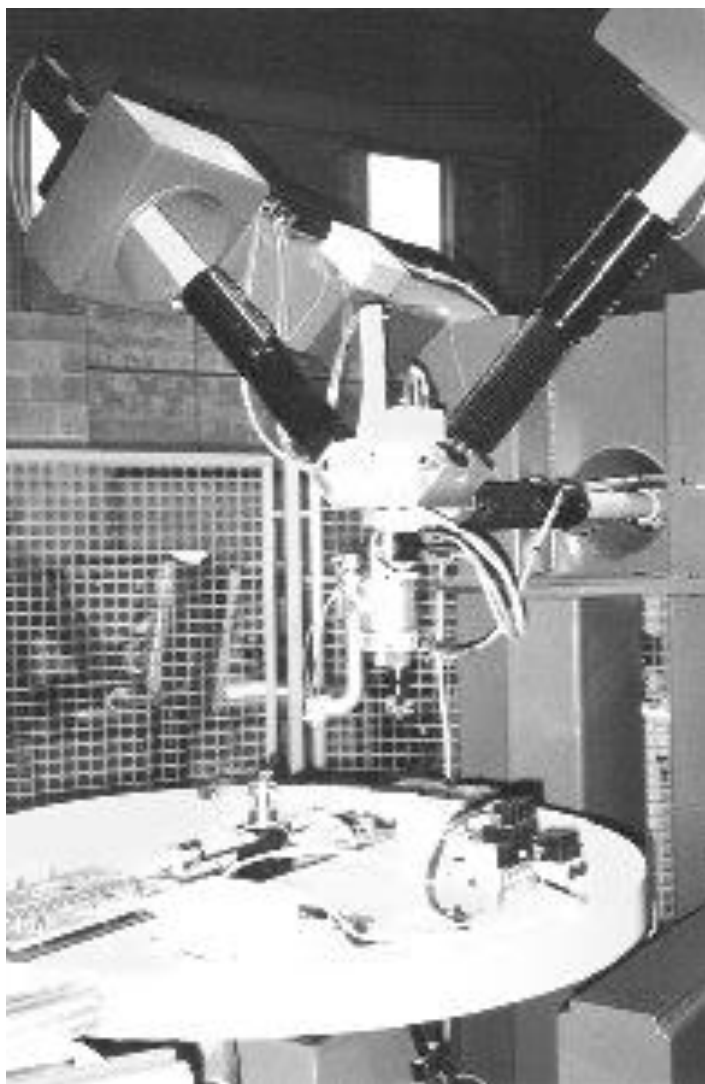
Динаміка: максимальна швидкість обробки: 60 м/хв

Прискорення лінійних переміщень: 10 м/с²

Потужність шпинделя головного руху: 20 кВт

Точність позиціонування: 0.1 мм

Робочий простір: 600 x 600 x 300 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. DRAGONFLY

Розробник: ІТІА-CNR (Мілан, Італія)

Структура: Трипод з двохкоординатною головкою

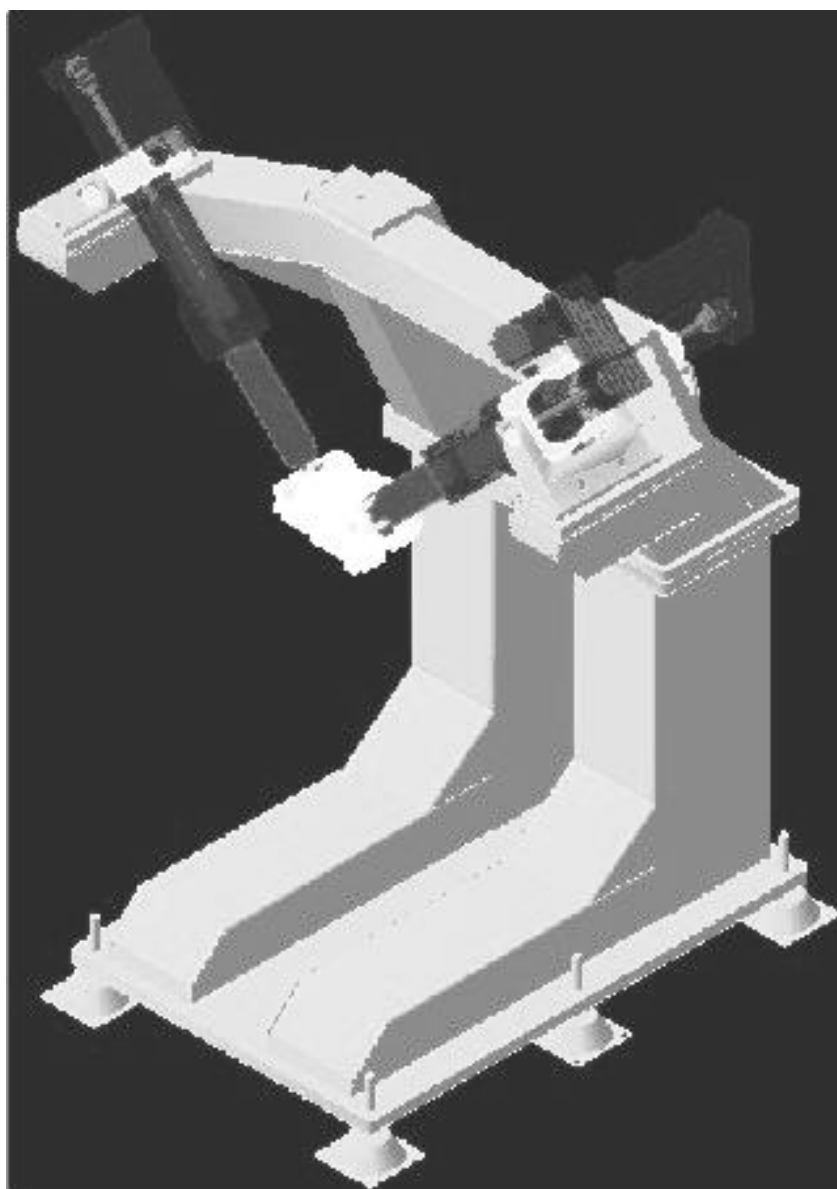
Застосування: складання, гідромеханічне різання

Динамика: максимальна швидкість обробки 30 м/хв

прискорення лінійних переміщень 5 м/с²

Точність позиціонування: 0.1 мм

Робочий простір: 500 x 300 x 200 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. DRAGONFLY 2

Розробник: ІТІА-CNR, MASMEC Bari (, Італія)

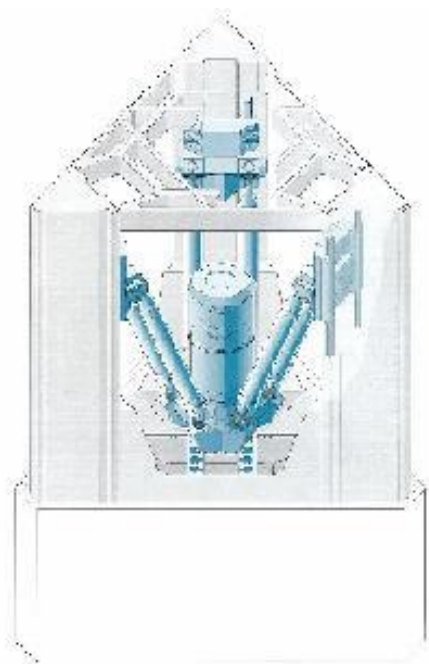
Структура: Трипод з додатковим координатним переміщенням

Застосування: складання, гідромеханічне різання

Динамика: максимальна швидкість обробки 60 м/хв
прискорення лінійних переміщень 10 м/с²

Точність позиціонування: 0.1 мм

Робочий простір: 480 x 480 x 480 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. INDEX V 100

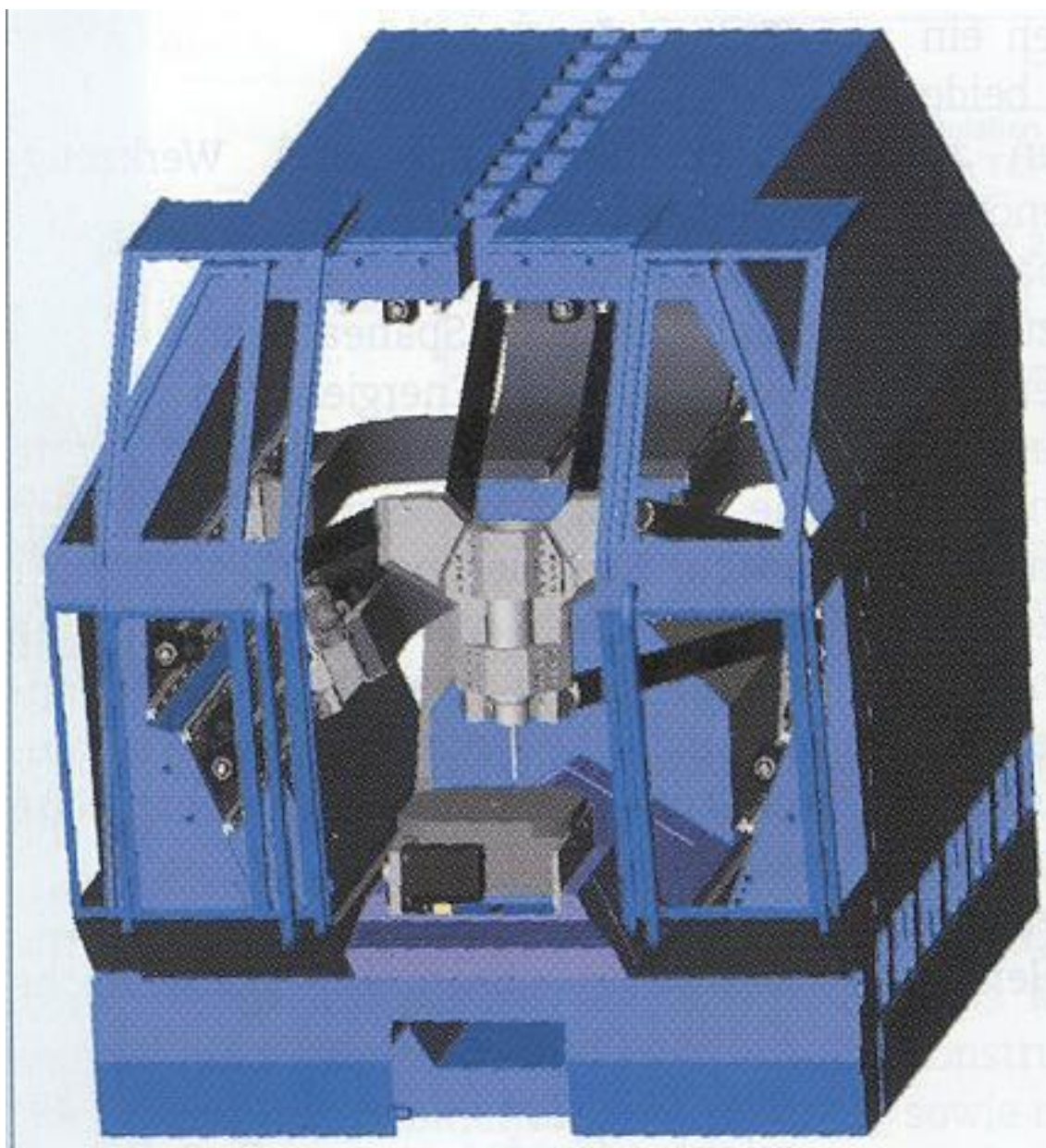
Розробник: INDEX (Німеччина)

Структура: трьохкоординатна структура з штангами постійної довжини

Застосування: трьохкоординатна токарна обробка

Швидкість головного руху: 60 м/хв

Прискорення лінійних переміщень: 1g



Верстат з паралельною кінематикою мод. PARALIX

Розробник: ZFS/ IFW, STUTTGART UNIVERSITY (Німеччина)

Структура: шестикоординатний верстат з штангами постійної довжини

Застосування: фрезерування

Швидкість головного руху: 90 м/хв

Прискорення лінійних переміщень: 2g

Робочий простір: 500 x 400 x 400 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. SIA/CAS

Розробник: Shenyang Institute of Automation, The Chinese Academy of Sciences (Китай)

Структура: чотирьохкоординатний верстат з вертикальним розташуванням шпинделя

Застосування: фрезерування

Швидкість головного руху: 30 м/хв

Прискорення лінійних переміщень: 5 м/с²

Точність позиціонування: 0.02 мм

Розміри робочого простору: 800 x 500 x 600 мм

Габаритні розміри: 2220 x 1100 x 2830 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. MULTICRAFT560

Розробник: MULTICRAFT (США)

Структура: подвоєний трипод. Шестикоординатне переміщення

Застосування: чорнова обробка заготовок

Точність позиціонування: 0.02 мм

Габаритні розміри: 700 x 1300 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. CHIRON VISION

Розробник: CHIRON (Німеччина)

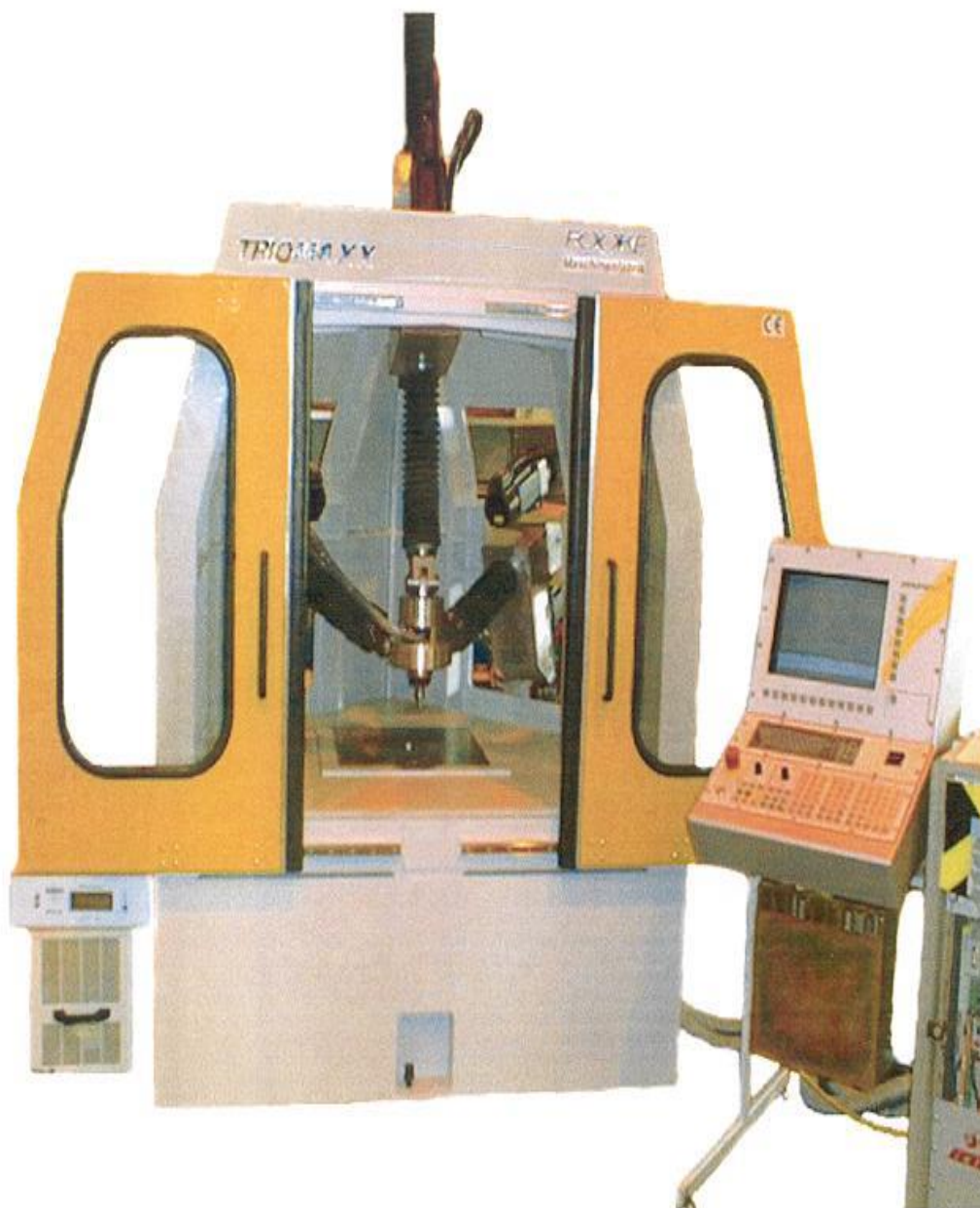
Структура: паралельна структура типу "ножиці"

Застосування: п'ятикоординатне фрезерування

Швидкість головного руху: 120 м/мин

Прискорення лінійних переміщень: 3g

Розміри робочого простору: 450 x 270 x 280 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. TRIOMAXX

Розробник: FOOKE (Німеччина)

Структура: трипод без центральної штанги

Застосування: п'ятикоординатне фрезерування

Швидкість головного руху: 30 м/хв

Прискорення лінійних переміщень: 1g

Розміри робочого простору: 500 x 500 x 400 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. ULYSES

Розробник: FATRONIC (Іспанія)

Структура: трипод

Застосування: трьохкоординатна високошвидкісна обробка

Швидкість головного руху: 50 м/хв

Прискорення лінійних переміщень: 0,5g

Розміри робочого простору: 500 x 500 x 500 мм



Верстат з паралельною кінематикою мод. DMT 100

Розробник: DECKEL MAHO (Німеччина)

Структура: трипод з 2-координатною фрезерною головкою

Застосування: фрезерування

Швидкість головного руху: 100 м/хв

Прискорення лінійних переміщень: 2g



Верстат з паралельною кінематикою мод. HEXAM
Розробник: TOYODA (Японія)

Структура: п'ятикоординатний верстат

Застосування: фрезерування

Швидкість головного руху: 100 м/хв

Прискорення лінійних переміщень: 1 g

Точність позиціонування: 0.005 мм

Розміри робочого простору: 400 x 400 x 350 мм