

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

На правах рукопису

УДК 621.9.06

СТРУТИНСЬКИЙ СЕРГІЙ ВАСИЛЬОВИЧ

**ФУНКЦІОНАЛЬНО-ОРІЄНТОВАНА ЕЛЕМЕНТНА БАЗА
ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДІВ**

05.02.02. -Машинознавство

дисертація на здобуття науково ступеня
доктора технічних наук

Науковий консультант
доктор технічних наук, професор
Яхно Олег Михайлович

Київ 2017

Зміст

Вступ.....	6
1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ СИСТЕМ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДІВ	11
1.1 Оцінка ролі елементної бази при проектуванні систем гідро- і пневмоприводу, параметричне представлення пристроїв та допоміжного обладнання систем приводів в елементних базах.....	11
1.2 Роль типових схемних рішень та їх агрегування в засобах проектування при використанні елементних баз.....	21
1.3 Аналіз типових рішень в інструментальних засобах проектування приводів, а також розробка системного підходу до проектування систем приводів за умов забезпечення їх ефективності та функціональної працездатності.....	29
1.3.1 Теоретичні дослідження елементів та типових схемних рішень в інструментальних засобах проектування приводів.....	29
1.3.2 Підходи до проектування систем приводів та їх ефективність щодо забезпечення функціональної працездатності систем	32
1.3.2.1 Шарніри рідинного тертя.....	36
1.3.2.2 Пружно-деформовані шарніри.....	40
Мета і задачі досліджень.....	45
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ ЕЛЕМЕНТНИХ БАЗ ТА ЇХ ПОКАЗНИКІВ В СИСТЕМАХ ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДІВ.....	52
2.1 Формування елементних баз систем гідро- і пневмоприводів з пошаровою функціональною спрямованістю, представлення елементів та типових рішень в елементних базах, зв'язок з експлуатаційними показниками та функціональними можливостями об'єктів проектування.....	52

2.2 Обґрунтування комплексу параметричних, функціональних і комутаційних показників узагальненого компонента елементної бази систем гідро- і пневмоприводів.....	69
2.3 Теоретичні дослідження функціональної спадкоємності елементів і систем та визначення підґрунтя до створення функціонально-орієнтованої елементної бази для задач проектування гідро- і пневмоприводів.....	81
3 ФУНКЦІОНАЛЬНЕ СПРЯМУВАННЯ В ПРИЙНЯТИХ СИСТЕМНИХ РІШЕННЯХ ТА ЗАСОБАХ ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДІВ	108
3.1 Вимоги до елементів та схемних рішень систем приводів.....	108
3.2 Допоміжні пружні пристрої та елементи систем приводів.....	127
3.3 Елементна база технічних засобів пневмоприводу з сильфонними пневмоциліндрами.....	140
3.4 Елементна база систем пневмоприводів із шланговими пневмодвигунами.....	157
4 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ФОРМУВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ЕЛЕМЕНТНИХ БАЗ СИСТЕМ ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДІВ	170
4.1 Елементна база технічних засобів гідроприводу	170
4.2 Тензорні та нечітко визначені (розмиті, fuzzy) характеристики пристроїв розробленої елементної бази систем приводів.....	187
4.3 Елементна база технічних засобів пневмоприводу.....	202
5 РОЗРОБКА ФУНКЦІОНАЛЬНО - ОРІЄНТОВАНОЇ ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ СИСТЕМ ПРИВОДІВ З МОЖЛИВИМ ОБ'ЄДНАННЯМ ФУНКЦІЙ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДУ ТА ЦІЛЬОВИМ ВИКОРИСТАННЯМ В РІЗНОМАНІТНОМУ ОБЛАДНАННІ.....	222

5.1 Фізично різнорідні пристрої гідропривода у вигляді магнітних сферичних шарнірів із феромагнітною рідиною та їх робочі процеси ...	222
5.2 Функціонально-орієнтована елементна база гідро- і пневмоприводів, в якій застосовано феромагнітний металполімерний композит	241
5.3 Елементна база, яка включає фізично різнорідні інерційні пристрої, що використовують гідравлічне тертя в якості рушійної сили	259
6 РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ПРОЕКТУВАННЮ ТА ПРАКТИЧНОМУ ВИКОРИСТАННЮ ФУНКЦІОНАЛЬНО-ОРІЄНТОВАНОЇ ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ СИСТЕМ ГІДРО - ПНЕВМОПРИВОДІВ	280
6.1. Рекомендації по визначенню інерційних властивостей систем приводів побудованих на новій функціонально-орієнтованій елементній базі	280
6.2. Забезпечення динамічних характеристик систем приводів побудованих на новій елементній базі з використанням лінійних моделей	289
6.3. Вплив нелінійностей характеристик та особливостей запропонованої функціонально-орієнтованої елементної бази з урахуванням динамічних процесів функціонування просторових систем приводів	306
6.4. Реалізація функціонально-орієнтованих компонентів елементних баз, особливості використання фізично-різнорідного обладнання.....	324
6.5. Експериментальна перевірка та оцінка ефективності результатів дослідження.....	335
ВИСНОВКИ	341
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	345

Додаток D1. РОЗРОБКА ТА АПРОБАЦІЯ ДОСЛІДНИХ ЗРАЗКІВ СИСТЕМ ПРИВОДІВ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ ЗАПРОПОНОВАНОЇ ТЕОРІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ІННОВАЦІЙНОЇ ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ.....	365
D 1.1. Застосування розроблених методів теорії проектування при розробці інноваційних систем приводів на основі сплавів із пам'яттю форми.....	365
D1.2. Пропозиції по створенню принципово нових самоформуєчих систем приводів із змінною структурою	372
D 1.3. Розширення методів теорії проектування в напрямку розробки автономних систем приводів, які переміщуються змінюючи своє положення чи конфігурацію	380
D 1.4. Особливості робочих процесів систем приводів із інерційними рушіями, що переміщуються кантуванням	385
Додаток D2.АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ	394

Вступ

Актуальність теми. Створення прогресивного технологічного обладнання потребує застосування нової елементної бази систем гідро- і пневмоприводів. Обумовлюється це тим, що існуючі функціональні можливості приводів та системи регулювання швидкодії та зміни руху їх елементів, в тому числі і точність встановлення на певну позицію при виконання тої чи іншої операції, не в повній мірі задовольняють сучасним вимогам. Рішення проблеми, що є актуальною науково-технічною задачею і має важливе значення для розвитку науки і техніки, лежить в площині поглибленого теоретичного дослідження робочих процесів течії рідини і газу, що мають місце в пристроях гідро- і пневмоприводів, розкриття фізичної суті процесів і створення на цій основі функціонально-орієнтованої елементної бази проектування систем гідро- і пневмоприводів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження за темою дисертаційної роботи виконувалися згідно з науково - дослідною тематикою кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», зокрема в рамках науково-дослідної теми «Наукові основи розробки мехатронних просторових систем приводів та елементна база для їх реалізації» (2014р. номер реєстрації 0114U007103) яка виконувалась по гранту Президента України для підтримки наукових досліджень молодих вчених, а також в рамках госпдоговірної роботи «Розробка технічних пропозицій по підвищенню точності металорізальних верстатів шляхом мікропереміщень деталей за допомогою просторових систем приводів» (2015р. номер реєстрації 0115u003792).

Мета і задачі досліджень. Мета роботи – розроблення функціонально-орієнтованої елементної бази проектування гідро- і пневмоприводів з врахуванням впливових робочих процесів течії рідини і газу в запропонованих пристроях досліджуваних систем.

Задачі дослідження:

1. Встановити роль елементних баз в задачах проектування гідро- і пневмоприводів, дослідити процес утворення структури елементних баз та здійснити оцінку їх впливу на формування функціональних можливостей таких систем.
2. Сформулювати вимоги та передумови до визначення елементів, схемних та системних рішень для створення функціонально-орієнтованої елементної бази проектування гідро- і пневмоприводів.
3. Дослідити робочі процеси течії рідини або газу в елементах систем приводів з широкою гамою зміни їхніх конструктивних та технологічних параметрів.
4. Розробити елементну базу систем приводів з врахуванням всіх її складових.
5. Здійснити розробку рекомендацій по проектуванню просторових систем гідро- і пневмоприводів, які побудовані на новій елементній базі.
6. Створити комплекс дослідних зразків просторових систем приводів та провести їх експериментальну перевірку та апробацію з оцінкою ефекту від використання одержаних результатів досліджень.

Об'єкт дослідження - робочі процеси у компонентах функціонально-орієнтованої елементної бази проектування систем гідро- і пневмоприводів.

Предмет досліджень - основні елементи систем гідро- і пневмоприводів, які утворюють елементну базу їх проектування.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження базуються на загальноприйнятих основних законах механіки та термодинаміки і виконані із застосуванням сучасних інформаційних технологій, зокрема математичних моделей, що оперують тензорними математичними об'єктами. Експериментальні дослідження здійснені із застосуванням високоточного вимірювального обладнання та спеціально розроблених установок.

Наукова новизна дисертаційної роботи.

Вперше:

- встановлені закономірності та аналітично визначена концептуальна основа функціонально-орієнтованих елементних баз гідро- і пневмоприводів, яка враховує взаємозв'язок властивостей систем приводів та їх компонентів, схемні і конструктивні рішення та їх композиції;
- визначено структуру функціонально-орієнтованого представника елементних баз проектування систем гідро- і пневмоприводів, в якому виділено окремі групи параметрів елементів, зокрема власні, перехідні, зосереджені в елементах, спадкоємні та дисипативні, які орієнтують застосування елементної бази для реалізації певних функцій системи;
- запропоновано метод комплексного комп'ютерно-модульного моделювання та відповідного макетування систем приводів із розрахунком параметрів на основі методів Монте-Карло з можливістю виключення сингулярних положень та встановленням балансу точності системи із врахуванням невизначеності похибок.

Вдосконалено:

- методику аналізу динаміки систем шляхом використання рекомендованих динамічних моделей, що є проєкціями динамічних систем на характерні площини.

Дістало подальший розвиток:

- визначення динамічних характеристик систем приводів шляхом подання інерційних властивостей рухомого привода у вигляді нестационарного стохастичного тензорного поля із описом тензора інерції, розкладом його в ряд Тейлора із використанням тензора градієнта поля.

Практичне значення одержаних результатів полягає у:

- Розробленні нових методик визначення характеристик деформованих систем приводів, зокрема із сильфонними та шланговими приводами шляхом приведення їх до еквівалентних шарнірних систем та проектування їх на характерні площини і осі.
- Розробці рекомендацій по проектуванню систем приводів для складних просторових переміщень об'єктів машинобудування.
- Запропонованих прогресивних пристроях гідропневмоавтоматики, які в своїй сукупності являють собою функціонально-орієнтовану елементну базу на основі якої будуються високоефективні системи приводів.
- Створенні та впровадженні технічних пропозицій по поліпшенню характеристик систем приводів та методик теоретичного аналізу характеристик з рекомендаціями по їх ціленаправленому поліпшенню.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати роботи одержані автором особисто. Вони являють собою комплекс досліджень та створення принципово нової системи пристроїв, що в своїй сукупності представляють функціонально-орієнтовану елементну базу проектування гідро- і пневмоприводів із врахуванням впливових робочих процесів течії рідини і газу в запропонованих пристроях.

Апробація результатів роботи. Основні результати роботи доповідались та одержали позитивну оцінку на: 12-15 Anniversary international scientific conference UNITECH 12, UNITECH 13, UNITECH 14, (17-18 листопада 2012г., 22-23 листопада 2013г., 21-22 листопада 2014г., Gabrovo, Bulgaria); 31- й Международной научно-технической конференции «Перспективные направления развития технологи машиностроения и металлообработки» (8-9 апреля 2015 г., БНТУ, г.Минск, Республика Беларусь); XV, XVII Міжнародних науково-технічних конференціях «Прогресивна техніка та інженерна освіта» (2014 р., м. Київ, 2016 р., м. Одеса); XVII науково-технічній конференції АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (2016р., м. Харків); 6-й конференції молодих вчених і

спеціалістів «Сверхтвердые композиционные материалы и покрытия» (2012 р., м. Київ); XIV- Міжнародній науково-технічній конференції «Вібрації в техніці та технологіях» (2015р., м.Дніпропетровськ);IVта VI міжнародних конференціях «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів (2014, 2016 рр., м.Чернігів); 5-й міжнародній науково-технічній конференції «Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій (2016 р., м.Львів); міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (2014, 2015 рр., м.Вінниця); міжнародній науково-технічній конференції «Машинобудування – очима молодих» (2013 р., м. Кременчук).

Результати роботи впроваджені у виробництво та навчальний процес, що підтверджено відповідними актами.

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалась і була схвалена: на розширеному засіданні кафедри гідрогазових систем Національного авіаційного університету; на розширеному засіданні кафедри машин і обладнання технологічних процесів КНУБА; на засіданні спеціалізованого семінару машинобудівного факультету НТУ «Харківський політехнічний інститут».

Публікації за матеріалами дисертації. За матеріалами дисертації опубліковано 50 друкованих праць, із них монографія, 30 статей у фахових виданнях (із них 7 статей у закордонних виданнях, 7 статей, що входять до науко метричних баз даних), 1 патент України на винахід та 3 патенти України на корисну модель, опубліковано 15 матеріалів конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, шести розділів, висновків, списку літератури та додатків. Робота містить 297 сторінок тексту (без рисунків і таблиць), 208 рисунків, 4 таблиці, список літератури із 177 найменувань.

1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ СИСТЕМ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДІВ

1.1. Оцінка ролі елементної бази при проектуванні систем гідро- і пневмоприводу, параметричне представлення пристроїв та допоміжного обладнання систем приводів в елементних базах

Сучасне технологічне обладнання будується на основі різноманітних технічних рішень. Новим і перспективним видом обладнання є інноваційні мехатронні пристрої на основі систем приводів різного виду [29].

На сучасному етапі розвитку науки і техніки у всіх областях машинобудівного комплексу застосовуються системи гідро- і пневмоприводів. В залежності від їх призначення та об'єктів застосування, системи гідро- і пневмоприводів постійно удосконалюються, підвищується їх рівень точності, надійність та довговічність. У промисловості системи приводів виконують різні функції, зокрема функції управління положенням, позиціонування, переміщення об'єктів та інші. В літературних джерелах [12, 15, 29, 47, 73, 79, 83, 120, 149, 171, 173] описані різноманітні конструкції приводів.

Система приводів забезпечує всі рухи, які здійснюються при управлінні тими чи іншими об'єктами. Найбільш часте застосування знаходять комбіновані системи для складних просторових переміщень.

Розглянемо приклад системи з двох приводів, D1 та D2 (рис. 1.1.a). При роботі приводу D1 виконавчий орган переміщується поступально, а при функціонуванні приводу D2 виконавчий орган обертається відносно осі шарніра С.

При паралельній роботі двох приводів виконавчий орган здійснює складний рух у площині. Якщо в схему механізму ввести додаткову ланку АС (рис. 1.1 б), то зміниться компоновка механізму. В цьому випадку гідроциліндри будуть навантажені тільки осьовими силами.

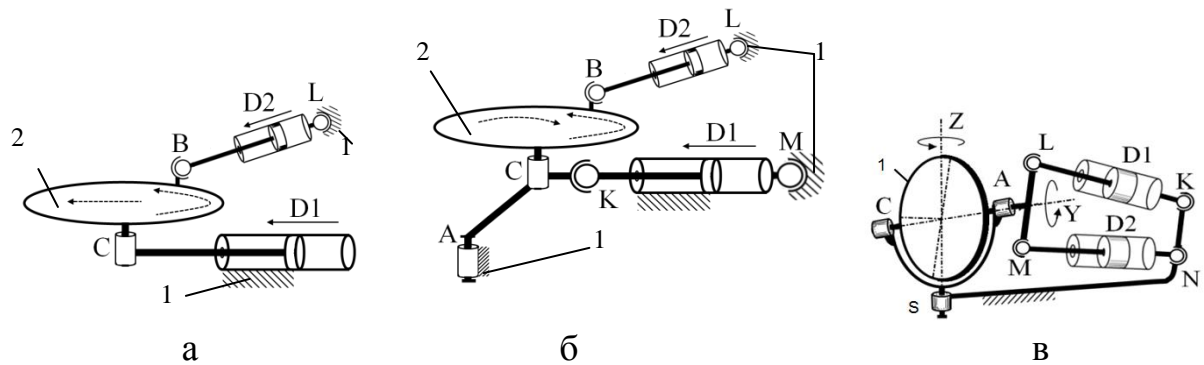


Рис. 1.1. Механізм для реалізації поступального та обертального рухів (а), схема механізму з розвантаженням штоків гідроциліндрів (б) та механізм орієнтації дзеркала (в)

Механізм орієнтації дзеркала телескопа, з двома кінематичними приводними ланцюгами (рис. 1.1 в) складається з виконавчого органу 1, двох приводних кінематичних ланцюгів CLK та CMN (гідроциліндрів) та додаткової кінематичної ланки СА. Виконавчий орган 1 шарнірно з'єднаний з несучою системою S, ланкою СА та двома гідроциліндрами D1 і 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 обертається відносно осі Y. В загальному випадку можна реалізувати будь-який закон переміщення виконавчого органу при визначеній роботі двох гідроциліндрів.

Наведений приклад показує, що розміщення приводів впливає на схему їх навантаження. При цьому основну роль відіграє кількість шарнірів системи, які разом з приводами складають її архітектуру.

В літературних джерелах відзначені особливості термінології, яка застосовується для опису систем приводів та їх основних вузлів, запропоновані елементи їх класифікації [29, 39, 45, 73, 93, 109]. Системи класифікуються [30] по числу керованих координат (рис. 1.2).

Крім архітектури кожна система приводів відрізняється своїми характеристиками, до яких можна віднести робочий простір, точність позиціонування, статичні характеристики, динамічні характеристики та інші.

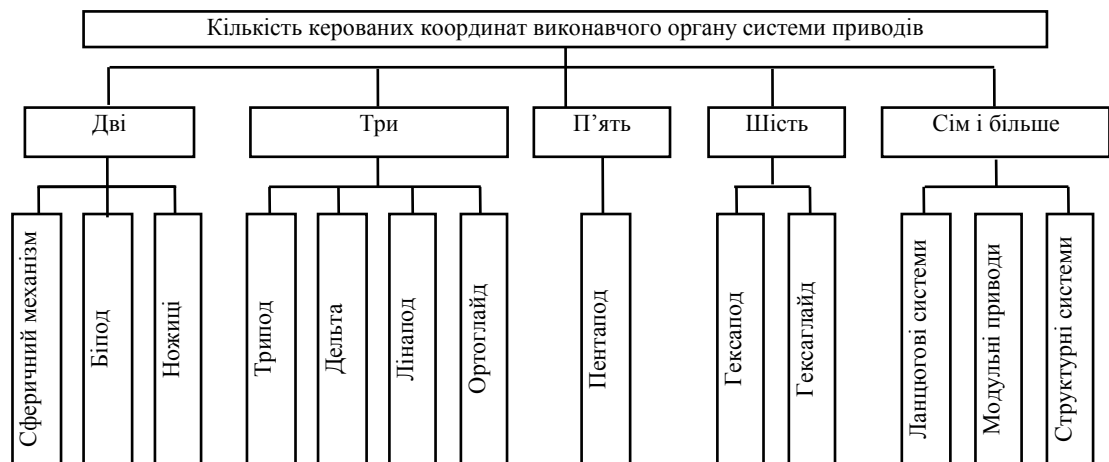


Рис. 1.2. Класифікація механізмів побудованих з використанням систем приводів для переміщень об'єктів

Незважаючи на значну кількість відомих варіантів схемних рішень практично реалізовані лише окремі з них (табл. 1.1).

Кожен з приводів у системі характеризується своїми параметрами, які залежать від його складових. Таким чином елементна база є одною з основних складових систем приводів і саме від неї залежить ефективність її роботи.

Схемне рішення та конструкція системи приводів визначається проектними параметрами: кількістю керованих координат, робочим простором, розрахунковим навантаженням, динамічними характеристиками та ін.

В таблиці представлені практично реалізовані конструктивні рішення промислового обладнання. Із наведених механізмів гідравлічний привід використано в мехатронній системі на базі гідроциліндра (позиція 1 табл. 1.1) та у просторовій системі типу гексапод фірми «Atos» (позиція 5 табл. 1.1). Інші механізми використовують електропривід.

Схемне та конструктивне рішення визначається в першу чергу кількістю керованих координат n . Для кожного n може бути розроблена

певна кількість варіантів схемних рішень системи приводів. При синтезі схемного рішення може використовуватись не лише послідовне з'єднання ланок системи, а також як послідовне так і паралельне з'єднання.

При послідовному з'єднанні ланок, що забезпечують поворотні рухи та ланок поступального переміщення, наприклад гідроциліндру (позиція 1 табл. 1.1) можемо отримати однотипні рішення модульних секційних багатокоординатних систем приводів (позиція 6 табл. 1.1) які будуть відрізнятися кількістю послідовно з'єднаних приводів.

У системах приводів паралельної структури вихідна ланка поєднується із нерухомою основою через декілька кінематичних ланцюгів, причому може використовуватись не лише паралельне з'єднання ланок (позиція 2,3,5 табл. 1.1), а і послідовне та паралельне поєднання ланок (позиція 4 табл. 1.1). Системи приводів паралельної структури характеризуються більшим різноманіттям схемних рішень, але конструктивна реалізація багатьох з них є проблематичною.

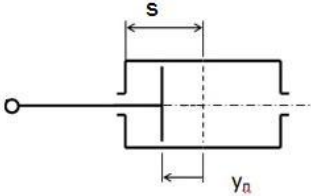
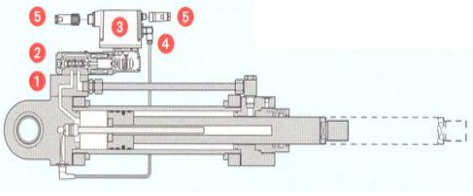
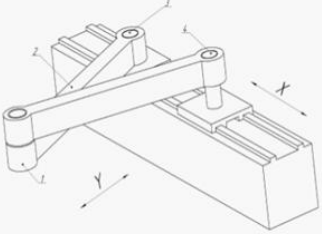
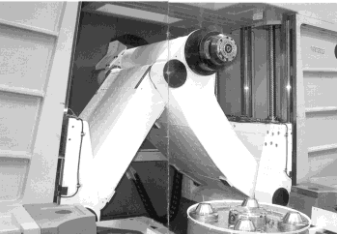
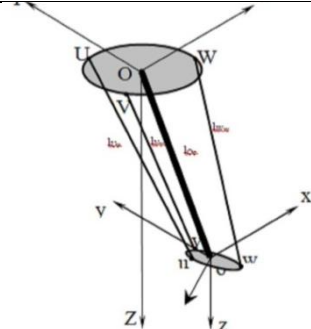
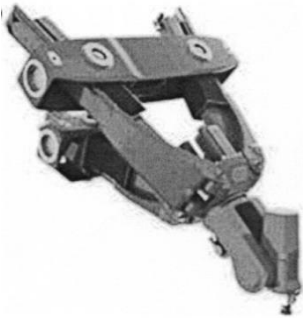
Основними складовими промислового обладнання системи приводів із мехатронним керуванням є несуча система необхідної жорсткості та шарнірні з'єднання. Елементна база, що використовується є однотипною. Окрім приводів застосовуються шарніри ковзання і кочення та напрямні ковзання з притаманними їм перевагами та недоліками.

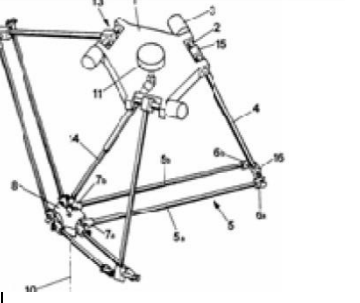

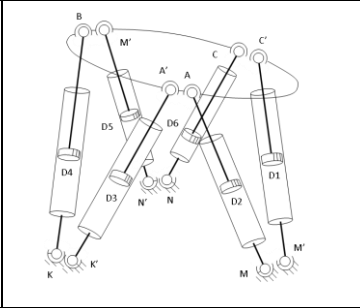

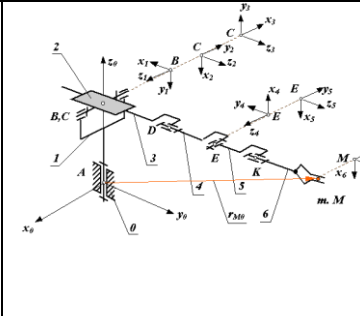
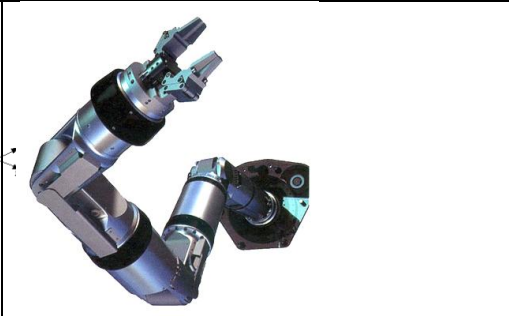
Розглянемо приклад обладнання із паралельною кінематикою типу гексапод, який має 12 шарнірних вузлів високої точності (позиція 5 табл. 1.1). Особливістю його роботи є жорсткі динамічні режими, нерівномірність руху приводів, складні закони керування і алгоритми роботи цієї мехатронної системи. Відсутність фізичного еквівалента декартової прямокутної системи координат значно ускладнює контроль точності системи.

Наявність просторових переміщень окремих вузлів і деталей, суттєвим чином ускладнює розрахунок параметрів просторових систем. Особливо складним є встановлення особливостей динамічних процесів при просторових рухах.

Таблиця 1.1

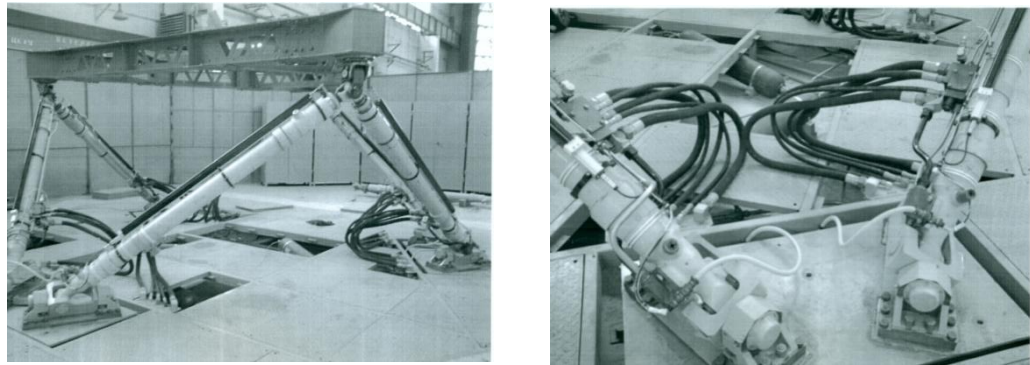
Характеристика промислового обладнання із системами приводів та його елементної бази

№ Поз.	Назва схемного рішення та кількість керованих координат	Принципова схема обладнання	Загальний вигляд системи	Характеристика елементної бази	Недоліки елементної бази
1	2	3	4	5	6
1	Мехатронна система на базі гідроциліндра із вимірювачем положення штока, $n=1$			До елементної бази відносяться напрямна ковзання та шарніри ковзання (обертове з'єднання корпус-шток)	Напрямна ковзання не забезпечує сприйняття зусилля перпендикулярного осі циліндру, чим обмежує його точність, шарніри ковзання та ущільнення створюють значні сили тертя. Через певний проміжок часу ущільнення потребують заміни.
2	V-подібний механізм «ножиці» $n=2$			Елементна база: включає високоточні напрямні кочення та шарніри на опорах кочення. Особливістю є використання жорсткої зовнішньої рами	В шарнірах кочення виникають значні напруження при вистой (у нерухомому положенні). З часом тіла кочення руйнуються. Мають місце просторові коливання виконавчого органу. З часом вісь виконавчого органу відхиляється від перпендикуляра до площини механізму.
3	Система на основі трипода $n=3$			Елементна база на основі шарнірів кочення. Використовуються приводи з передачею гвинт-гайка кочення.	Незадовільні динамічні характеристики, обумовлені значною масою системи. Незадовільні параметри стосовно шуму і вібрацій. Наявність шарнірів на опорах кочення суттєво знижує надійність роботи системи. До недоліків також можна віднести обмежений робочий простір, наявність особливих (сингулярних) положень, у яких суттєво погіршуються статичні та динамічні характеристики системи.

4	Системи 3 механізмів и типу «дельта» $n=3$			Елементна база включає підшипники кочення та сферичні шарніри ковзання	Низька точність та незначна вантажопідйомність. Розімкнена система не дає можливості визначити положення виконавчого органу у просторі. Значні габарити та маса поворотних приводів. Низька точність просторових приводів, люфти у приводах та шарнірах.
5	Механізм гексапод $n=6$			Елементна база включає карданні шарніри на підшипниках кочення та гідроприводи	Наявність значної кількості шарнірів знижує надійність системи та обумовлює незадовільні вібраційні характеристики. Шарніри відрізняються великою вартістю і мають значні габарити та масу. Розташування приводів у штангах підвищує їх масу та відповідно погіршує динаміку. Наявність приводів одного ступеня точності знижує ефективність системи та збільшує похибки позиціонування.
6	Промисловий багатокординатний робот $n=6$			У якості елементної бази використовується шарніри кочення та поворотні двигуни	Значна кількість ланок поєднаних послідовно призводить до втрати точності. Наявність великої кількості шарнірів та люфтів у них негативно впливає на динамічні характеристики. Такі системи у порівнянні з іншими схильні до виникнення коливань.

Як правило розробники такого обладнання не розкривають суті технологічних рішень вузлів і систем в цілому, а наявна інформація [8, 12, 29, 47, 79, 83, 149, 173] є недостатньою для проектування систем приводів.

Просторові системи гідроприводу широко використовуються в авіаційних тренажерах [38, 55] (рис. 1.3).



а

б

Рис. 1.3. Просторова система гідроприводів авіаційного тренажера відповідна схемі механізма-гексапода (а) та шарніри приводів (б)

В технологічному обладнанні в основному застосовуються електромеханічні приводи з передачами гвинт-гайка кочення [30]. Електродвигуни в таких приводах розташовуються або безпосередньо на корпусі привода, або виконуються в комплекті з передачею гвинт-гайка. Привід з електродвигуном розміщеним на консолі має пасову передачу із зубчастим ременем, яка служить для повороту гвинта (рис. 1.4). Недоліком даного привода є значна маса та складність конструкції. Негативним моментом є зміщення центра мас приводи відносно вісі передачі гвинт-гайка.

У якості приводів змінної довжини можуть використовуватися: лінійний електродвигун (найбільш швидкісний), гідроциліндр (відносно повільний) та гвинтова передача (відносно швидкісна, але конструктивно складна) та інші, менш розповсюджені, варіанти перетворювальних механізмів та приводів [26].

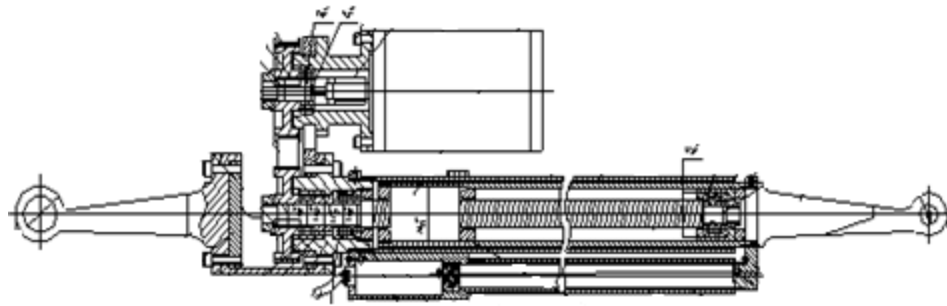
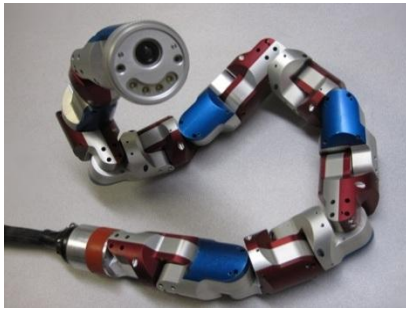


Рис. 1.4. Електромеханічний привід змінної довжини із електродвигуном встановленим на консолі

Електромеханічні приводи мають складну конструкцію та високу вартість. Основним недоліком даного виду приводів є механічний контакт деталей. Відповідно привід виступає в ролі хвильовода який передає і підсилює хвильові явища в системі приводів. Приводи мають значну масу, тіла кочення приводів внаслідок переносного руху зазнають дії прискорень Коріоліса і вертяться навколо точок контакту. Вертіння кульок приводить до підвищеного зносу передач та зниження їх працездатності. З'єднання складних приводів у просторовий механізм приводить до виникнення значних технічних проблем.

В межах робочого простору системи приводів можуть виникати зони втрати жорсткості (особливі або сингулярні положення). Це приводить до різкого погіршення працездатності устаткування[26, 100].

В окремих публікаціях [42, 44, 150] досліджено сингулярні положення механізму типу трипода. Вони виникають при певних співвідношеннях геометрії механізму [97]. В окремих випадках реалізовані системи побудовані по модульному принципу, зокрема наявні пристрої, що включають два або чотири модулі побудовані по схемі механізма-гексапода [30]. Розроблено ряд просторових систем приводів складених із однотипних модулів з'єднаних послідовно [51]. Прикладом є система приводів у вигляді шарнірної ланцюгової структури типу «робота-змій» [55] (рис. 1.5 а).



а



б

Рис. 1.5. Робот у вигляді шарнірної ланцюгової структури (а) та багатоланкова просторова система приводів для зарядки акумуляторів електромобіля (б)

Системи приводів використовуються для вирішення практичних задач маніпулювання об'єктами, наприклад в системі зарядки батарей електромобіля (рис. 1.5 б).

Подібні просторові системи приводів широко розвиваються останнім часом. Вони призначені для роботи в екстремальних умовах. Для контролю стану каналізаційних труб використовується робот МАКРО [64]. Він є модульним мультисегментним роботом, для автономного пересування у стічних трубах (колекторах) діаметром 300-600 мм. Робот МАКРО складається з шести сегментів, пов'язаних між собою п'ятьма рухомими з'єднаннями з приводом від двигуна. Це дозволяє йому повертатися при зміні напрямку руху по колектору. Він оснащений комп'ютерною системою, в якій закладена топологічна карта колектора, а програмне забезпечення дозволяє розрахувати весь шлях пересування робота від початкового пункту до кінцевого.

Одним із подібних роботів є робот "Snakebot" (США) [55]. Робот складається з однакових модулів, які з'єднуються один з одним за допомогою шарнірного з'єднання. Робот має головний комп'ютер для збору інформації та управління роботом. Кожен з модулів оснащується мініатюрним комп'ютером, який управляє рухом даного модуля за сигналами від головного комп'ютера.

Рухомий секційний робот OmniTread (США) включає 5 модулів, які утворюють ланцюгову просторову систему. Робот переміщається за рахунок гусениць, що рухаються і займають 80 відсотків поверхні корпусу. Модуль гусениці дозволяють роботів не знижувати швидкість і не зупинятися на нерівних поверхнях. Оператор керує роботом за допомогою дистанційної системи, яка також є кабелем електроживлення.

Робот має довгий приводний вал (своєрідний "хребет" змії), який приводить в рух гусениці всіх модулів. Сильфони, що знаходяться в з'єднаннях модулів, забезпечують поворот або підйом потрібного модуля. Сильфони створюють обертальний момент, достатній для підйому двох передніх або двох задніх модулів робота. Маса робота - 13 кг, висота – близько 20 см, а довжина - 132 см. Він може долати перешкоди висотою до 0,5 м.

Для прокладення волоконно-оптичних кабелів через підземні колектори, розроблені спеціальні роботи. Наприклад, робот SAM фірми "KaTeSystemAG" (Швейцарія) встановлює в колекторі спеціальні кільця, через які протягується волоконно-оптичний кабель. Робот може переміщатися в колекторах змінного перетину діаметром більше 20 см.

Модульні секційні системи приводів одержали значний розвиток і використання для розв'язку особливих задач. Вони мають широкі функціональні можливості, є компактними, відрізняються високою швидкістю та низькою матеріалоемністю. Роботи, побудовані на традиційній елементній базі, що включає шарніри на опорах кочення та електроприводи поворотного руху.

Дані елементні бази об'єднують номенклатуру пристроїв змінних типорозмірів залежних від характерних параметрів. Як правило, у якості параметрів виступають геометричні розміри та відповідні силові чи енергетичні характеристики. Аналогічним чином здійснюється представлення допоміжного обладнання. При проектуванні систем приводів

елементні бази використовують типові схемні рішення та їх агрегування, що буде розглянуто у наступному підрозділі.

1.2. Роль типових схемних рішень та їх агрегування в засобах проектування при використанні елементних баз

Відома елементна база визначає роль типових схемних рішень в задачах проектування систем приводів. На основі аналізу наявних конструкцій систем приводів встановлені типові схемні рішення елементних баз (рис. 1.6).



Рис. 1.6. Відомі типові схемні рішення систем приводів

Типові схемні рішення наявних в даний час шарнірів є основною складовою відомої функціонально-орієнтованої елементної бази. В процесі досліджень виконано аналіз наявних в даний час схемних рішень шарнірів та агрегованих з ними приводів. В якості критеріїв при порівняльному аналізі вибрані: точність позиціонування; вантажопідйомність; динамічні властивості (амплітудно-частотні характеристики); швидкісний діапазон; діапазон переміщень; жорсткість; температурний діапазон.

Системи приводів мають складну компоновку і обмежені масо-габаритні параметри. Тому в якості додаткових критеріїв, що визначають якісні показники елементної бази у вигляді шарнірів прийнято: масо-

габаритні параметри; можливість використання в просторових системах приводів; технологічність конструкції та можливість реалізації.

Найбільш поширеною в даний час і найбільш дослідженою елементною базою систем приводів є пристрої на шарнірах кочення. Використовуються шарніри і приводи на стандартних або спеціальних підшипниках кочення [26, 29]. Шарніри, які використовують стандартні підшипники кочення реалізуються в різних варіантах. Відомі шарніри з кульковими підшипниками та з роликівими підшипниками. Шарніри з попередньо навантаженими упорно-радіальними роликівими підшипниками мають високу жорсткість і захищені від забруднень (рис. 1.7 а).

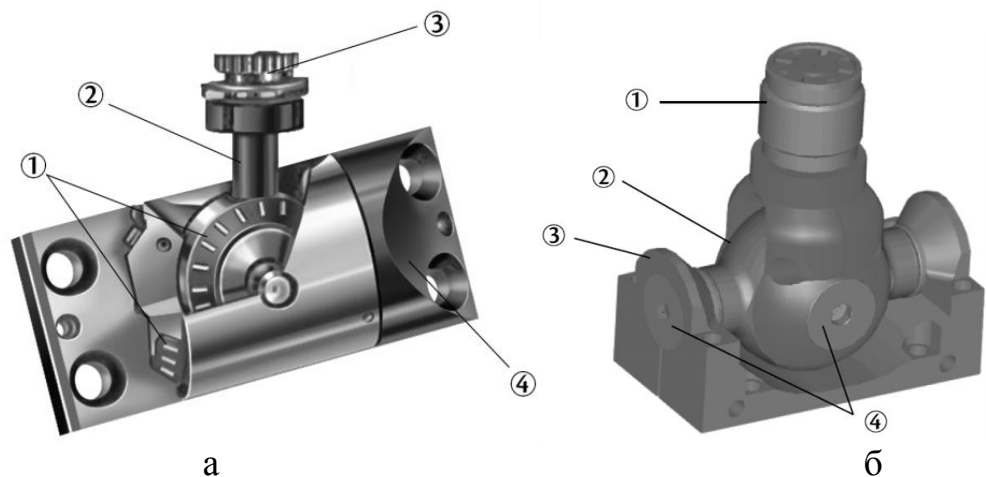


Рис. 1.7. Шарнір на роликівих підшипниках малого діаметра (а) та універсальний шарнір, що має три ступені вільності (б)

Шарнір має голчасті підшипники 1. Важіль шарніра 2 має діапазон переміщень 45. Наявна додаткова ступінь вільності з діапазоном 360°, яку забезпечує упорно-радіальний голковий підшипник 3. Корпус 4 забезпечує кут повороту шарніру 90°. Аналогічну конструкцію має шарнір відповідний патенту [142] (рис. 1.7 б).

Використовуються подвійні шарніри на стандартних підшипниках кочення (рис. 1.8).

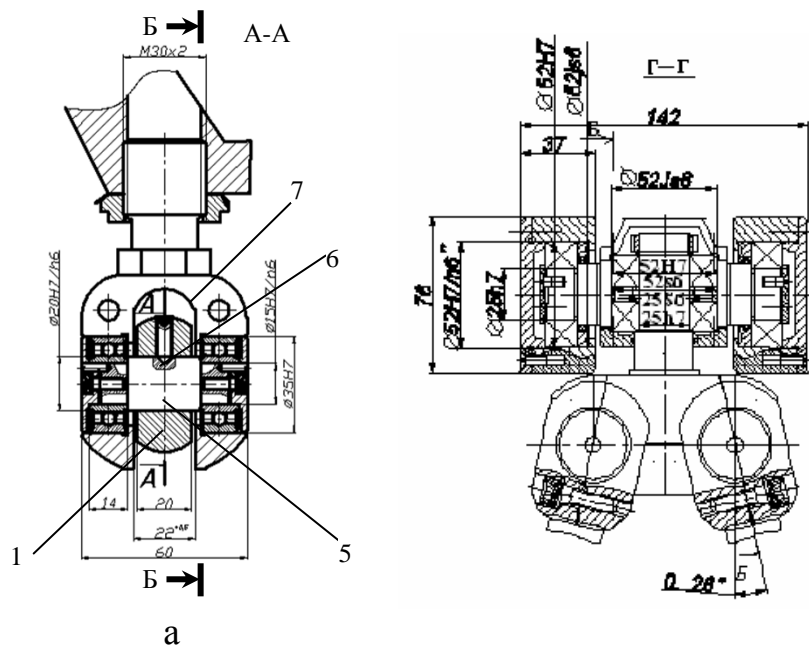


Рис. 1.8. Конструкції шарнірів в яких використані кулькові підшипники кочення: а – одноважільний; б - двохважільний

Особливістю даних шарнірів є значні габарити і маса. Є необхідність у використанні достатньо масивної і жорсткої опори шарніра.

Проведено порівняння шарнірів, які використовують підшипник кочення іншого виду. Встановлено, що дані шарніри мають: - достатню точність позиціонування 5...10 мкм; вантажопідйомність шарнірів сягає 1000 Н і вище та є достатньою; шарнір має широку полосу пропускання частот 10000 Гц і вище; швидкісний діапазон шарнірів є достатнім; діапазон поперечно-кутових переміщень є обмеженим 45° ... 90° ; жорсткість шарнірів даного типу є задовільною; шарніри допускають широкий діапазон робочих температур; масогабаритні параметри шарнірів вищі параметрів шарнірів інших типів; можливість використання даних шарнірів у просторових системах приводів є проблематичною; технологічність конструкції шарнірів даного типу є задовільною, але шарніри є складними і дорогими.

В літературних джерелах наведені різноманітні конструкції сферичних шарнірів з кульовими тілами кочення. Згідно патента [145] пристрій має особливий повноповоротний кульковий підшипник та кульковий підшипник обмеженого повороту (рис. 1.9 а).

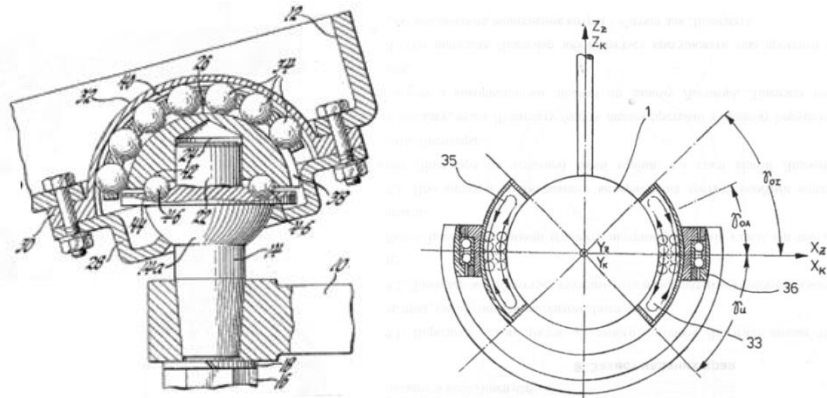


Рис. 1.9. Сферичні шарніри з кульовими тілами кочення, що мають осьові підшипники кочення та сферичні опори кочення з обмеженим поворотом

Реалізовані в якості промислових зразків сферичні шарніри з кульовими тілами кочення мають сферу, яка через тіла кочення (кульки) взаємодіє із сферичною поверхнею корпусу. Сферичні шарніри з тілами кочення будуються по двом схемам: із сепаратором та без нього (рис. 1.10). Шарнір із сепаратором має тіла кочення із фіксованим положенням.

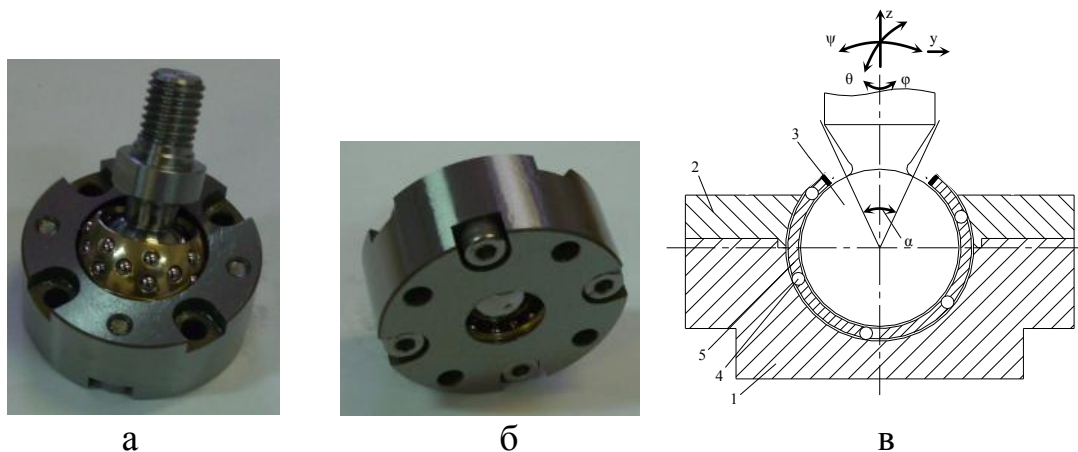


Рис. 1.10. Зовнішній вигляд згори сепараторного сферичного шарніра з кульовими тілами кочення (а), знизу (б) та його схема (в)

Положення тіл кочення визначається положенням отворів сепаратора. В безсепараторному сферичному шарнірі із тілами кочення наявні сферичні поверхні, між якими знаходяться сферичні тіла кочення [148] (рис. 1.11).

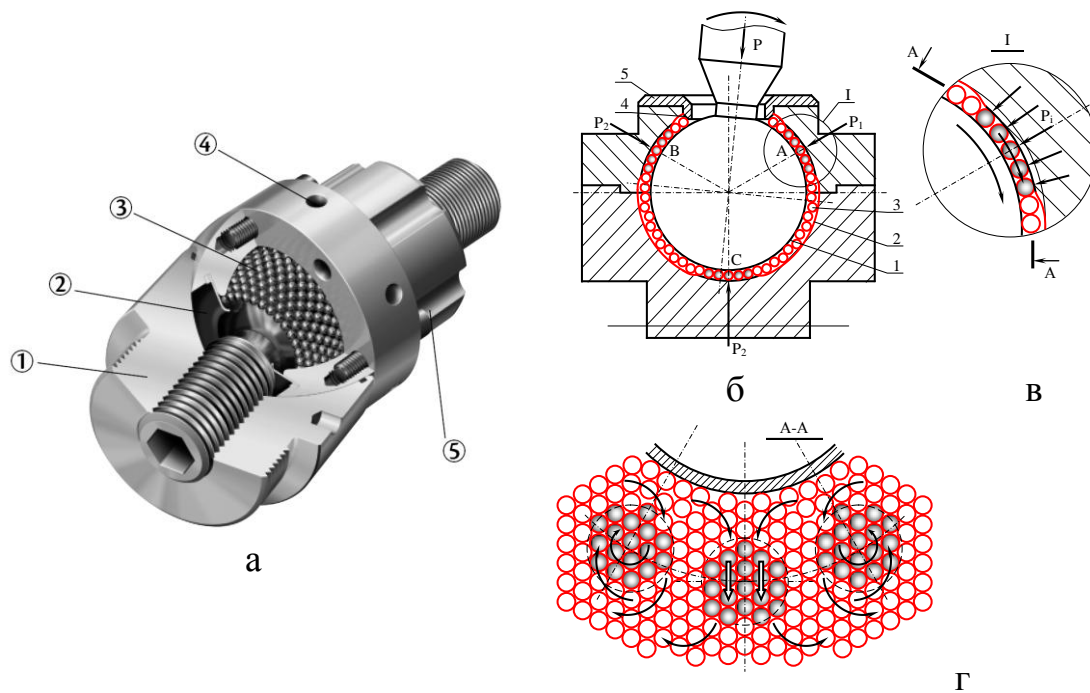


Рис. 1.11. Сферичний шарнір з кульовими тілами кочення без сепараторного типу: а – конструктивна схема; б – перетин шарніра; в – розташування несучих тіл кочення між сферичними поверхнями; г – циркуляція тіл кочення в зазорі між сферою і охоплюючою поверхнею

Сферичні шарніри із кульовими тілами кочення мають: високу точність позиціонування (1...5 мкм); вантажопідйомність даних шарнірів є обмеженою і не перевищує 100...200 Н; наявність механічного контакту спричиняє широку полосу пропускання частот (не нижче 10 кГц); шарніри забезпечують обмежений діапазон робочих швидкостей; діапазон поперечно-кутових переміщень даних шарнірів є незначним; жорсткість шарнірів є незначною; температурний діапазон є невеликим по причині можливих термічних деформацій тіл кочення; масогабаритні параметри набагато менші, ніж шарнірів, що використовують стандартні підшипники кочення; використання шарнірів у просторових системах є проблематичним і потребує спеціальних досліджень; технологічність конструкції шарніра є задовільною.

Шарніри кочення мають недоліки у відношенні динамічних властивостей. Пружний контакт в точці обумовлює значні навантаження і не забезпечує демпфування високочастотних коливань, які виникають у системі

приводів. Недостатнє демпфування коливань є причиною підвищених вібрацій і шуму при роботі системи приводів. Суттєвим недоліком шарнірів із тілами кочення є їх підвищений знос при дії переносних рухів. Тіло кочення шарніра (кулька або ролик) обертається із значною кутовою швидкістю. При наявності переносного руху тіло кочення веде себе як гіроскоп, зберігаючи напрямок вісі свого обертання. Відповідно в точці контакту тіла кочення з доріжкою має місце інтенсивний поворот (вертіння) тіла кочення. При цьому із області контакту видаляється мастило, має місце інтенсивне нагрівання області контакту. Це негативно впливає на надійність роботи шарніра кочення, знижується його точність і погіршує динамічні властивості.

Процеси впливу переносних рухів у просторових системах на працездатність шарнірів кочення є недостатньо вивченими. Окремі автори вказують на зміну характеристик шарнірів у процесі експлуатації [18, 26, 47]. Характеристики шарнірів кочення можуть бути поліпшені технологічними засобами. Однак при цьому не може бути досягнуто радикальне вдосконалення систем приводів, що мають елементну базу побудовану на основі шарнірів кочення.

Всі системи приводів, що мають шарніри, побудовані на опорах кочення, які віднесені до розглянутих груп схемних рішень мають механічний контакт ланок шарніра. Навантаження на систему приводів, яке часто має ударний і динамічний характер, сприймається точковим контактом тіла кочення з доріжкою. При обмежених переміщеннях шарніра область контакту є обмеженою і в контактному шарі виникають значні імпульсні навантаження, що приводять до погіршення параметрів, або руйнування пари кочення. Елементна база у вигляді сферичних шарнірів кочення не дозволяє проектувати нові системи приводів і даний напрямок розробок елементної бази не можна вважати перспективним.

До типових схемних рішень відносяться агреговані та комбіновані технічні рішення сферичних шарнірів. Підшипники шарнірів агрегатуються з системою вимірів точного кутового положення шарнірів [141] (рис. 1.12).

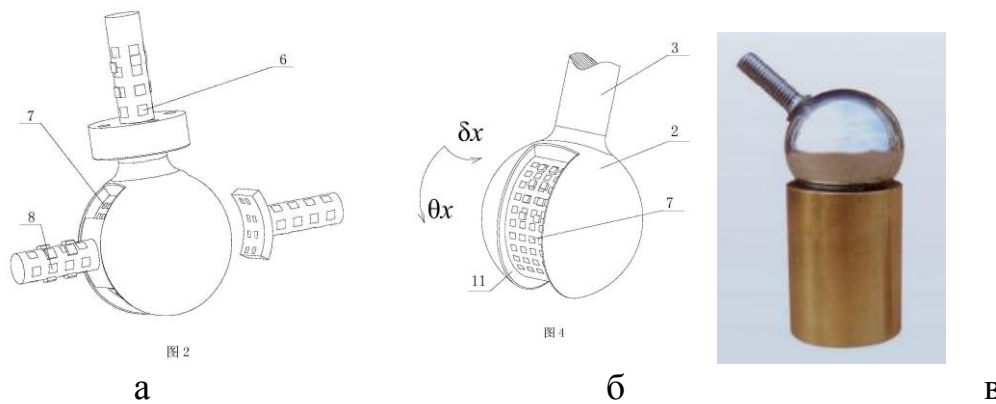


Рис. 1.12. Комбіноване технічне рішення сферичного шарніра в якому агреговані крокові двигуни та система вимірів кутових координат шарніра (а, б) та магнітний сферичний шарнір ковзання (в)

Дане рішення дає можливість реалізувати ефективний сферичний шарнір. Його недоліком є складність конструкції, значні сили тертя та обмежені швидкості переміщення. До комбінованих схемних рішень відносяться карданні шарніри з додатковими сферичними шарнірами ковзання, що мають центруючу сферу.

Дана конструкція забезпечує більш високу точність, ніж карданний шарнір. Недоліком є необхідність гарантованого змащення та складність конструкції шарніра. Недоліками є досить великі габарити та маса шарніра. Шарнір має значні люфти і зазори. Люфти і зазори компенсуються у конструкції комбінованого карданного шарніра із пружною вставкою [4].

В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що агреговані і комбіновані технічні рішення на основі сферичних шарнірів ковзання не можна використовувати як типову елементну базу гідро- та пневмоприводів. Їх недоліком є вузький діапазон поперечно-кутових переміщень.

Збільшений діапазон поперечно-кутових переміщень мають комбіновані магнітні сферичні шарніри ковзання. Перспективною

конструкцією є шарнір, що має кільцевий магніт та феромагнітну сферу [26] (рис. 1.12 в).

Для зменшення сил тертя в магнітному шарнірі застосовується бронзова вкладка яка контактує зі сферою. Дане конструктивне рішення є перспективним, але потребує проведення досліджень та доопрацювання. Комбіновані схемні рішення шарнірів в ряді випадків перевищують показники інших типів шарнірів.

В результаті аналізу встановлено, що комбіновані конструкції забезпечують: помірну точність (5...15 мкм); середню вантажопідйомність (100...200 Н); динамічні властивості шарнірів є незадовільними внаслідок значних сил тертя; швидкісний діапазон є незначним; діапазон переміщень менший, ніж у шарнірів інших типів і складає 30...45°; жорсткість шарнірів є незначною; температурний діапазон є обмеженим внаслідок наявності пар тертя; масо-габаритні параметри шарнірів є задовільними; шарніри даного типу можуть бути використані у просторових системах приводів; технологічність конструкції є задовільною.

На основні проведеного аналізу встановлено, що існуюча елементна база у вигляді шарнірів на опорах кочення не дає можливості проектувати нові системи приводів. Навіть для існуючих схем при такій базі немає можливості реалізувати необхідні характеристики системи приводів та забезпечити необхідні закони переміщення та точність позиціонування. Тому виконано представлення елементів та типових рішень систем гідро- і пневмоприводів в інструментальних засобах проектування, яке викладено нижче.

1.3. Аналіз типових рішень в інструментальних засобах проектування приводів, а також розробка системного підходу до проектування систем приводів за умов забезпечення їх ефективності та функціональної працездатності

В інструментальних засобах проектування систем приводів до яких відносяться методики проектування, розробка елементної бази є пріоритетним напрямом, в основі якого лежать теоретичні дослідження.

1.3.1. Теоретичні дослідження елементів та типових схемних рішень в інструментальних засобах проектування приводів

Встановлено, що дієвим інструментальним засобом представлення елементів та типових рішень є числові розрахунки напружено-деформованого стану несучих систем приводів, які визначаються кількістю керованих координат та схемним рішенням [114]. В результаті розрахунків напружено-деформованого стану для необхідного технічного рішення визначається своя уточнена матриця Якобі еквівалентного шарнірного механізму. Результати розрахунків доповнені експериментальними дослідженнями. Показано, що визначена експериментально матриця Якобі з точністю до 10% відповідає розрахунку на основі методу кінцевих елементів.

Визначені в роботі [126] матриці Якобі, пов'язують переміщення приводів із переміщенням рухомої частини об'єкта. При цьому для опису векторів положення окремих точок механізму використані комплексні числа. Аналітичні викладки доповнені результатами числових досліджень. Для цього використані розрахунки плоскої моделі пружної системи стола методом кінцевих елементів [164]. В результаті розрахунків напружено-деформованого стану визначена уточнена матриця Якобі еквівалентного шарнірного механізму. Так наприклад в цій же роботі наведена методика

визначення точності трьох координатної системи приводів з паралельними кінематичними структурами.

Більш загальними інструментальними засобами проектування приводів є запропоновані у монографії [73] основи структурного аналізу, які базуються на застосуванні елементів гвинтового числення. Розглянуті групи гвинтів, операції над групами гвинтів. Окремо розглянуто кінематичні та динамічні гвинти кінематичних ланцюгів. Запропоновано універсальні методи структурного синтезу одноконтурних та багатоконтурних систем приводів. Вони базуються на розроблених методах аналізу та на введенні віртуальних ланцюгів у приводах з різними кінематичними структурами. Розглянуті конкретні приклади аналізу і синтезу просторових систем приводів, що мають 3 і більше ступенів вільності (до 5-ти). В даній монографії вказано окремі перспективні напрямки подальших досліджень, зокрема це створення елементів систем та пристроїв з надлишковими структурними елементами а також важливість розробки систем приводів з гнучкими елементами. Постановка цих задач спрямована на підвищення точності переміщень системи приводів.

Необхідність в новій функціонально-орієнтованій елементній базі підтверджується незадовільними параметрами точності систем приводів.

В статті [170] наведена методика визначення точності трьохкоординатної системи приводів. Похибки системи приводів на основі шести координатного механізму досліджені в роботі [97]. Недоліками наведених досліджень є детермінований підхід до визначення похибок. Тому постає задача, що полягає в розробці методики врахування невизначених (нечітких) та випадкових похибок систем приводів.

Існуючі методики проектування, що наведені в ряді робіт [12,29,34] базуються на формулюванні певних технічних умов для розробки схемних і конструктивних рішень без врахування їх технологічного забезпечення необхідною елементною базою.

Велике значення при проектуванні систем приводів має врахування їх особливостей керування. Визначенню характеристик керованості систем приводів присвячені роботи [8,9,18,28,47,79,92,105,128,137].

Для реалізації обчислювальних процедур в системах керування пропонуються спеціальні методи [9,78, 89, 98, 101, 137, 157, 160]. Дані методи є ефективними, але потребують адаптації до задач аналізу динаміки систем приводів.

В значному числі публікації [27, 33, 36, 40, 51, 97]. Розглядаються динамічні властивості систем, зокрема параметри динамічної точності.

Дослідженню динамічних характеристик систем приводів присвячено багато робіт [12, 18, 26, 27, 33, 37, 75, 105, 107, 114, 133, 164, 169]. Визначені сили інерції та відповідні навантаження на механізми [51, 176]. Досліджено динамічні характеристики маніпуляторів, зокрема одержані перехідні процеси системи. Викладені різноманітні методи аналізу динамічних характеристик систем приводів [3, 15, 18, 31, 36, 39, 54, 73, 75, 104, 172].

В даний час розроблені окремі методи аналізу характеристик динамічних систем приводів [37, 47, 51, 90, 120, 164]. Вони базуються на використанні операторних методів теоретичного аналізу динамічних систем. Поширеним є застосування передавальних функцій і частотних характеристик. Застосування даних методів для просторових систем приводів потребує їх адаптації до конкретних задач просторового руху елементів систем.

Методи дослідження динаміки базуються на використанні операторних методів розрахунку властивостей динамічних систем. Ряд робіт визначають фундаментальні підходи до опису динамічних процесів, зокрема врахування їх стохастичного характеру [5, 10, 13, 27, 33, 37, 48, 88, 89, 119, 137, 163]. В даних роботах також розглядаються динамічні властивості систем, зокрема параметри динамічної точності. Особливу увагу автори приділяють аналізу власних частот коливань [75, 176]. Відзначено складність динамічних процесів у системах автономних приводів [51].

До недоліків наведених результатів досліджень слід віднести лінійну постановку задачі, відсутність методів врахування люфтів і зазорів у елементах системи та складність визначення похибок, нелінійних деформацій кінематичних ланок та характеристик шарнірів. Тому врахування нелінійностей основних елементів систем приводів, люфтів і зазорів є невирішеною частиною загальної проблеми.

Наведений аналіз показує, що ця проблема може бути вирішена на основі нових підходів у створенні елементної бази систем приводів на основі їх функціонального призначення.

1.3.2 Підходи до проектування систем приводів та їх ефективність щодо забезпечення функціональної працездатності систем

Аналіз наявних підходів до проектування систем приводів виявляє суттєвий недолік існуючих методів. Він полягає в тому, що розробники систем приводів насамперед визначають схемне рішення, після чого розробляється конструкція, а вже далі вибирається елементна база. Такий підхід не завжди дає можливість отримати оптимальне технічне рішення, оскільки як показав попередній аналіз у багатьох випадках, саме елементна база визначає конструкцію та схемне рішення системи приводів.

Застосування такого підходу дозволяє після вибору елементної бази уточнювати та змінювати схемне рішення і надає нові можливості по забезпеченню розробки різних систем приводів на основі функціонально-орієнтованої елементної бази, основу якої поряд з гідро- та пневмодвигунами складають шарніри. Саме від цих елементів приводів залежить точність переміщень, статичні та динамічні характеристики, надійність та довговічність роботи системи. При такому підході наряду з експлуатаційними характеристиками має забезпечуватись економічна ефективність розроблюваних систем.

Багатокоординатні системи приводів використовують кілька приводів, відповідно до кількості керованих координат. Кожен з приводів поєднується із суміжними кінематичними ланками за допомогою шарнірів, що обмежують кількість його ступенів вільності. Можуть використовуватися радіальні та сферичні шарніри, а також лінійні напрямні.

Більшість із реалізованих систем приводів використовують шарніри кочення та ковзання [15, 29, 47]. Але більш перспективним є використання шарнірів рідинного тертя та пружних шарнірів. Шарніри рідинного тертя мають кращі динамічні характеристики та високу довговічність, оскільки відсутній механічний контакт робочих поверхонь шарніру, а зазор між ними заповнюється рідиною, що ефективно гасить коливання. Поряд з шарнірами кочення та шарнірами рідинного тертя в системах приводів можуть бути використані пружно-деформовані шарніри які забезпечують переміщення за рахунок деформації пружних елементів. У таких шарнірах відсутні люфти та зазори і це дає можливість забезпечити високу точність переміщень, а відсутність сил сухого тертя надає шарнірам високу надійність та довговічність.

При аналізі тематичних публікацій не виявлено досліджень шарнірів рідинного тертя призначених для використання у якості елементної бази проектування систем гідро- і пневмоприводів.

Розглянемо нові підходи до удосконалення та можливості по оптимізації експлуатаційних характеристик шарнірів рідинного тертя та пружно-деформованих шарнірів при створенні функціонально-орієнтованої елементної бази проектування систем приводів.

У публікаціях [8, 9] наведено ряд підходів до проектування елементних баз гідро- і пневмоприводів. Згідно даних підходів, останнім часом спостерігається тенденція до комбінування та агрегування ряду функціональних елементів в одному пристрої.

Виробники обладнання виходячи із економічних вимог прагнуть забезпечити максимальну універсальність обладнання і тому використовують

комбіновані рішення. У такому разі системи приводів та їх елементи будуються по модульному принципу. Для такого підходу є характерним механічне (гідравлічне, електричне) з'єднання елементів, що виконують різні функції. Для забезпечення роботи тієї чи іншої системи такий підхід хоча і дозволяє реалізувати комбіновані технічні рішення елементної бази, проте він не дозволяє створити агреговані технічні рішення.

Виробники, проектуючи універсальне обладнання, втрачають можливості по агрегуванню та комбінуванню функціональних елементів у елементних базах, а лише такий підхід дає можливість створити максимально прості, ергономічні та надійні технічні рішення.

Такий підхід дає можливість створити максимально агреговані технічні рішення, у яких функціональні елементи різного призначення будуть фізично та функціонально поєднані одне з одним і не зможуть працювати окремо. Такі системи можуть бути об'єднані у вигляді одного блоку, а це дозволить максимально спростити конструкцію, використовувати більш просту технологію виготовлення та забезпечити підвищену надійність і довговічність системи в цілому.

У якості прикладу таких систем можна привести пневматичний сильфон [34]. При використанні сильфона у системах пневмоприводу, його гофрована оболонка насамперед виконує функцію рушії. В той же час є можливість з її допомогою реалізувати функцію шарніру, який забезпечує можливість повороту верхнього кріплення сильфону відносно нижнього відносно двох осей перпендикулярних вісі сильфона.

Один і той же пристрій може виконувати різні функції у системі гідро- або пневмоприводу. Елемент системи може забезпечувати функцію приводу, шарніру, демпферу коливань, пристрою мікропереміщень, датчику положення, компенсатору та інші функції.

У якості ще одного прикладу можна навести сферичну гідростатичну опору [4], основною функцією якої є забезпечення мінімальних сил тертя при обертальних рухах. При використанні феромагнітної рідини вона забезпечить

високі демпфуючі властивості, а при наявності системи виміру положення сфери та системи регулювання, таке конструктивне рішення можна застосовувати у якості приводу точних переміщень.

У 90-х роках минулого століття провідними світовими виробниками, зокрема FESTO, практикувався інтегральний підхід при побудові мехатронних систем на базі пневмоприводу. Підхід застосовувався при побудові саме керуючої частини мехатронної системи. Він полягав у створенні інтегральних пневмосхем із вбудованою в конструкцію електричною керуючою частиною. При створенні інтегральних мехатронних систем, кожна з них проектується під певну конкретну задачу і саме тому можна отримати максимально просте, ергономічне та надійне рішення, при необхідності із введенням резервування. При серійному виробництві таке технічне рішення може забезпечити мінімальну вартість системи в цілому. Як було сказано раніше, інтегрування функцій компонентів у систему широко використовується при побудові систем управління. При аналізі публікацій виявлено епізодичне застосування такого підходу при побудові систем гідро- та пневмопривдів, зокрема циліндр з кульковою направляючою та пневмоциліндр із вбудованим розподільником.

Що стосується застосування інтегрального підходу при побудові систем гідро- і пневмоприводів, то при аналізі виявлено, що такий підхід використовується надзвичайно рідко і при вирішенні лише певного вузького кола задач. Проектувальники систем приводів в першу чергу орієнтуються на універсальну елементну базу, при цьому втрачаючи можливості по інтегруванню функцій компонентів у систему.

Розробники відомих виробників елементної бази пневмоприводу, зокрема фірми FESTO, CAMOZZI та інших направлені на забезпечення вирішення самого широкого кола проблем які виникають у розробників та проектувальників систем приводів. При цьому розробка елементних баз заснована на максимальній уніфікації елементів та створенні максимально широкої номенклатури пристроїв. Особливу увагу приділено питанням

з'єднання елементів, спрощення комунікацій, здешевлення пристроїв за рахунок технології масового виготовлення та застосування дешевих недефіцитних матеріалів.

Основним підходом до розробки елементних баз відомих виробників є максимальне спрощення виходу елементних баз на ринок. Тому розробляються традиційні схеми пристроїв, які відомі широкому колу споживачів. Результатом є орієнтація розроблених елементних баз на створення відомих (традиційних) систем приводів, схемні і конструктивні рішення яких не змінювались на протязі десятиліть. Розробки оригінальних пристроїв елементних баз (зокрема фірми FESTO) є надзвичайно рідкісним явищем і є економічно не вигідною. Тому за останні 20 років виконані лише окремі інноваційні розробки (наприклад, шлангові пневмодвигуни).

Розроблення інноваційної елементної бази гідро- та пневмоприводу підвищує вартість кінцевої продукції, але це компенсується можливістю розробки принципово нових систем приводів та зменшенням витрат на підготовку виробництва. До нових функцій систем приводів можна віднести ціленаправлене підвищення динамічних властивостей систем приводів, можливість реалізації просторових мікропереміщень, вимір та регулювання опорних реакцій у шарнірах та інші.

Такий підхід дає можливість створювати максимально прості, точні та надійні системи приводів, що володіють кращими кінематичними, статичними та динамічними характеристиками.

1.3.2.1 Шарніри рідинного тертя

Для розроблення елементної бази гідро- та пневмоприводів необхідно врахувати особливості робочого середовища, зокрема рідини та газу. При застосуванні шарнірів рідинного тертя суттєво поліпшуються статичні і динамічні характеристики елементів системи приводів. В наявних

літературних джерелах [11, 32, 84, 169] наведені результати досліджень шарнірів рідинного тертя гідростатичних та аеростатичних. Наявність шару рідини або газу забезпечує значну довговічність шарніра та виконує функцію демпфування високочастотних коливань [11]. Широко використовуються циліндричні гідростатичні та аеростатичні шарніри (циліндричні опори). Циліндричний шарнір має кілька карманів розміщених в корпусі до яких підводиться рідина або газ під тиском.

Гідростатичний шарнір потребує високої точності виготовлення вала. Регламентоване відхилення від циліндричності діаметра складає 1 мкм. Шарнір сприймає лише радіальне навантаження. Тому в конструктивному виконанні циліндричного шарніра застосовуються два радіальні і два осьові гідростатичні підшипники. Це значно ускладнює конструкцію шарніра.

Виконання двохкоординатного шарніра на циліндричних гідростатичних підшипниках є настільки складним, що його реалізація є проблематичною. Тому використання циліндричних шарнірів рідинного тертя в якості елементної бази системи приводів недоцільне по причині складності конструкції.

Гідростатичні або аеростатичні шарніри можуть бути реалізовані у сферичному варіанті. Розробка шарнірів рідинного тертя базується на особливостях гідродинамічних процесів, які в них протікають.

Аналіз літературних джерел показує, що на даний час відсутні дані про конструкцію шарнірів, та технологічні особливості їх виготовлення, які є основними для проектування сферичних шарнірів рідинного тертя. Це пов'язано із рядом складних технічних проблем розробки, виготовлення і експлуатації сферичних шарнірів.

В якості шарнірів можуть бути використані сферичні осьові гідростатичні підшипники, які широко використовуються [11] (рис. 1.13).

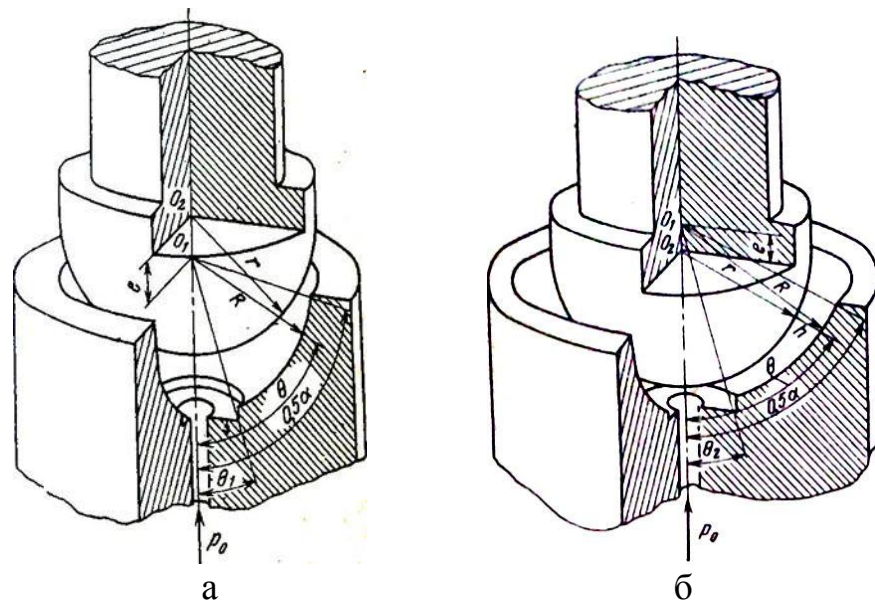


Рис. 1.13. Беззазорний сферичний гідростатичний осьовий підшипник (а) та осьовий підшипник з гарантованим зазором (б)

Сферичні гідростатичні підшипники можуть бути виготовлені з гарантованим зазором і без зазору. У беззазорному підшипнику радіус п'яти r дорівнює радіусу підшипника R , отже, зазор Δ дорівнює нулю.

Переваги таких підшипників полягають у наступному: крім осьового навантаження вони здатні сприймати деяке бокове навантаження, що в ряді випадків дозволяє спростити конструкцію опори; допускають обертання навколо довільно розташованої в просторі осі; завдяки здатності самоцентрування такі підшипники мало чутливі до похибок складання; навантаженість сферичного підшипника вище, ніж плоского, при однаковому радіусі.

Для підвищення несучої здатності застосовують багатосекційні підшипники (рис. 1.14).

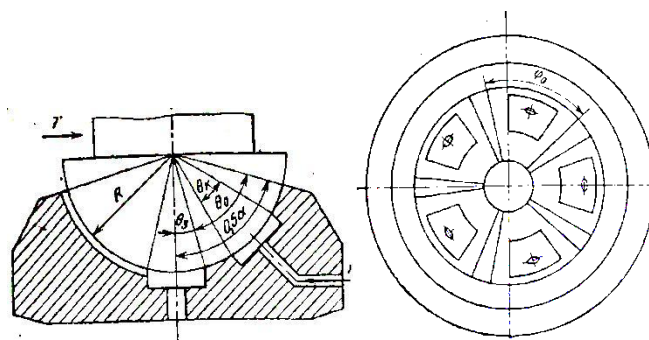


Рис. 1.14. Сферичний багатосекційний гідростатичний підшипник

Багатосекційні сферичні підшипники крім основного осьового навантаження W здатні сприймати значне бокове навантаження (до 25 % осьового). Багатосекційні аеростатичні сферичні підшипники виконують беззазорними, так як конфузорний перетин мастильної плівки забезпечує центруючу дію сил тиску на сферу.

Для більшості конструкцій гідростатичних шарнірів основною технологічною складністю є необхідність виконання точної внутрішньої сферичної поверхні. Необхідність узгодження розмірів спряження корпусних деталей шарніра і двох сферичних поверхонь значною мірою ускладнює процес виготовлення шарніра. Достатньо складним є виконання комунікацій в корпусних деталях шарніра (рис. 1.15).

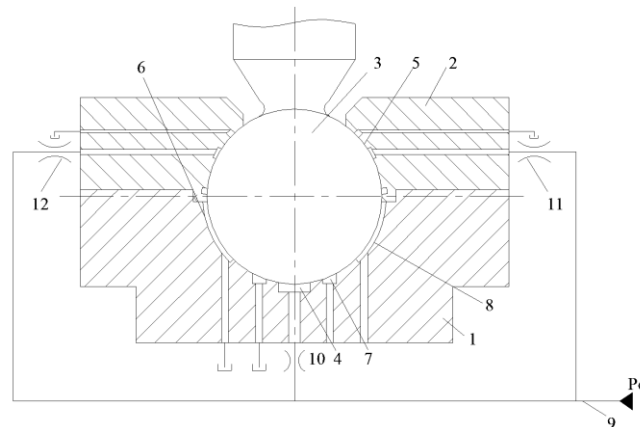


Рис. 1.15. Схемна реалізація гідростатичного шарніра та виконання гідравлічних комунікацій в корпусних деталях

До недоліків даних шарнірів слід віднести низьку точність, складність конструкції та неекономічність.

Перевагами шарнірів є висока вантажопідйомність, значна демпфуюча здатність і можливість гасити коливання з частотами понад 10 Гц, тобто вони гасять ударні, хвильові і вібраційні процеси в приводах. Гідростатичні шарніри також забезпечують необхідний швидкісний діапазон та діапазон переміщень мають достатню жорсткість (5...20 Н/мкм) та працездатні в необхідному діапазоні температур. Шарніри мають необхідні масогабаритні параметри. Саме тому вони можуть бути застосовані в системах гідро- і

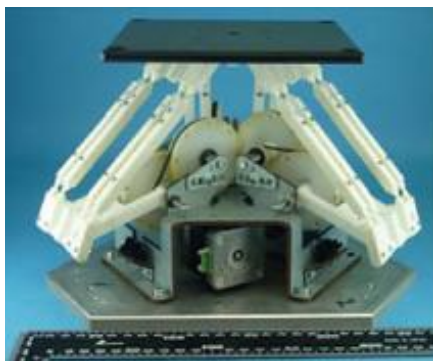
пневмоприводів у якості елементної бази за умови проектування забезпеченості технологічності конструкції та можливості реалізації.

1.3.2.2 Пружно-деформовані шарніри

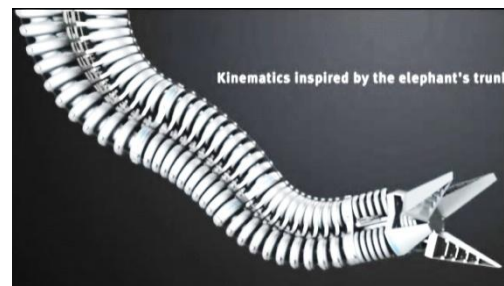
Крім елементної бази у вигляді сферичних шарнірів рідинного тертя у проаналізованих працях є пропозиції по використанню пружно-деформованих шарнірів та систем приводів на їх основі. Функціонально-орієнтована елементна база гідро- та пневмоприводів із пружно-деформованими та пластично-деформованими елементами є перспективною і може бути реалізована у системах приводів.

В літературних джерелах наявна інформація про системи приводів з пружними елементами [133, 150].

Розроблені системи приводів, всі шарніри яких виконано у вигляді фасонних пружин (рис. 1.16).



а



б

Рис. 1.16. Система приводів із пружними шарнірами (а) та пружно-деформована система приводів сільфонного типу (б)

Ряд провідних світових виробників пневмоприводів пропонують системи приводів із гнучкими елементами [45]. На основі сільфонних приводів розроблено систему для просторового переміщення об'єктів, яка нагадує хобот слона. Маніпулятор має ряд послідовно з'єднаних сільфонних приводів (рис. 1.16 б).

У системах приводів застосовуються пружні шарніри [153]. Вони є ефективними при невеликих переміщеннях. Шарніри з одним ступенем вільності мають вигляд плоских або фасонних пружин. Найвні шарніри із двома ступенями вільності мають достатньо складну конструкцію.

Пружні шарніри і приводи виготовлено з використанням комп'ютерно-інтегрованих методів технології машинобудування. Недоліком шарнірів такого типу є незначна довговічність. Використання високоміцних матеріалів у конструкціях шарнірів і приводів забезпечує їх необхідну працездатність та ефективність.

В даний час розроблено ряд конструкцій пружних шарнірів. Відома оригінальна конструкція одновісного пружного шарніра [153] (рис. 1.17 а, б).

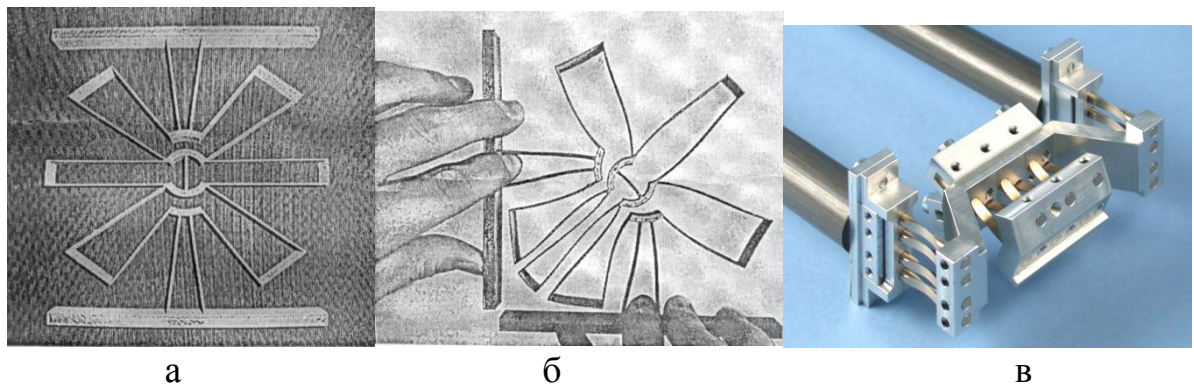


Рис. 1.17. Конструкція одновісного пружного шарніра із фасонною пружиною (а), шарнір у деформованому стані (б) та пружний двохвісний шарнір із плоскими пружинами (в)

Двохвісні шарніри, які мають плоскі пружини (рис. 1.17 в) виключають наявність люфтів і зазорів, але мають складну конструкцію.

В публікації [114] наведено конструктивне рішення трьох координатного просторового механізму, що забезпечує мікропереміщення в трьох напрямках x , y , z . Механізм являє собою просторову пружно-деформовану раму кубічного виду утворену стрижнями орієнтованими по ребрам куба (рис. 1.18).

Стіл має пружні паралелограмні механізми, що допускають, його незалежні переміщення в трьох взаємно-перпендикулярних напрямках.

Стрижні виконані у вигляді пари плоских пружин площини яких є паралельними. Стрижні жорстко з'єднані у вузлах механізму, що відповідають вершинам куба. Пружини орієнтовані по граням куба таким чином, що допускають вільне переміщення вихідної ланки механізму в трьох напрямках x , y , z . Стіл використано в складі технологічного комплексу на базі фрезерувального верстата (рис. 1.18 в).

Недоліком даного комплексу є складність конструкції та значні динамічні похибки обробки. В окремих випадках наявність третьої координати стола є надлишковою.

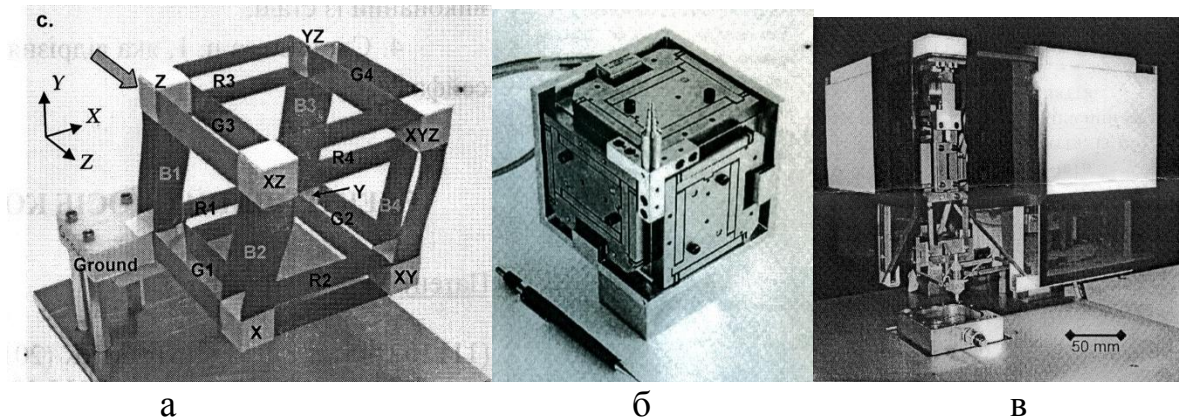


Рис. 1.18. Трьохкоординатний вібраційний стіл: а – схема розташування плоских пружин; б – загальний вигляд стола; в - технологічний комплекс, що включає трьохкоординатний вібраційний стіл

Наведені системи реалізовані на складній та різномірній по фізичним процесам елементній базі, конструктивні особливості якої практично не висвітлені в літературі. Для реалізації складних мехатронних систем приводів застосовуються сучасні методи технології машинобудування. У проаналізованих працях наявна обмежена інформація про технологічні проблеми виготовлення систем приводів. Як правило даються загальні аспекти застосування сучасних технологій [16]. Недостатня інформація про алгоритмічне забезпечення роботи таких систем приводів. Наявні теоретичні дослідження в основному направлені на розробку систем керування лінійних одно координатних або двох координатних систем [21]. Системи

просторового руху мають свої особливості. Для їх аналізу пропонуються спеціальні методи із відповідним математичним апаратом [26].

В результаті аналізу систем приводів із пружними елементами та їх елементної бази встановлено, що дані пристрої мають: високу точність позиціювання (до 1мкм); середню вантажопідйомність (10...100Н); пружні елементи передають високочастотні коливання включно з коливаннями ультразвукового діапазону; мають обмежені діапазони переміщень і швидкостей; жорсткість пружних систем є незначною, тому вони потребують введення зворотних зв'язків; пружні системи і приводи працездатні в широкому діапазоні температур; позитивною особливістю пружних систем є мала маса і габарити; пружні системи реалізуються сучасними засобами технології машинобудування.

Із наведеного аналізу можна зробити висновок, що пружні шарніри і приводи є перспективними. Основою їх перспективності є сучасні методи розрахунку напружено-деформованого стану шарнірів методом кінцевих елементів [44, 58, 144, 145, 167, 178, 183]. Шляхом розрахунків можуть бути розроблені оптимальні конструкції пружних шарнірів і приводів. Перспективним є також застосування сучасних технологій машинобудування при їх виготовленні [7, 19, 53].

Пружні пристрої можуть бути ефективною елементною базою в складі систем гідро- і пневмоприводів. Забезпечення особливих експлуатаційних властивостей систем гідро- і пневмоприводів може бути здійснено шляхом інтегрування функцій пружних пристроїв в загальні функції системи. Зокрема пружні пристрої можуть бути об'єднані із відомими елементами гідро- і пневмопривода.

Перспективним є застосування пружних приводів армованих надміцними волокнами (кевлар). В публікаціях наявна інформація про подібні приводи (пневмом'язи) [103]. Одна із реалізацій даних приводів має гумо-ткану оболонку армовану сіткою із кевларового волокна, яке розташоване по спіралі до вісі привода (рис. 1.19).

Пружно деформовані приводи шлангового типу виконуються у різних модифікаціях. Сферичні (сегментні) приводи мають армуючі сітку із взаємно-ортогональними волокнами. Гофрована циліндрична поверхня привода в початковому стані при подачі тиску розширяється набуваючи сферичної форми (рис. 1.19 в).

Шлангові пневмодвигуни (пневмом'язи) можуть бути використані в якості функціонально-орієнтованої елементної бази. Для застосування даних приводів необхідно всебічно дослідити їх робочі процеси і характеристики.

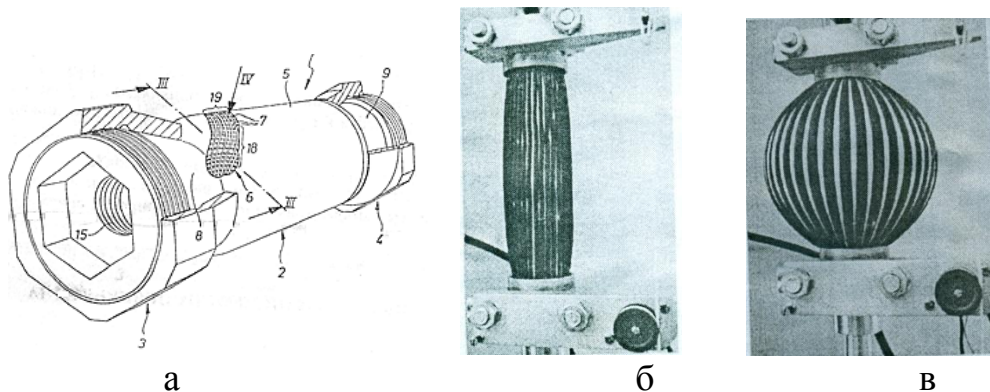


Рис. 1.19. Конструктивна схема шлангового пневмодвигуна (пневмом'яза), що має гумо-ткану оболонку армовану кевларовим волокном (а) та пружно-деформований привід шлангового типу армований сіткою з ортогональними волокнами (початковий стан привода) (б); привід у робочому стані (в)

Застосування приводів у динамічних системах потребує дослідження статичних і динамічних характеристик даних приводів. Є необхідність у встановленні регламентних режимів роботи приводів та їх характеристик при згині.

Аналогічним чином пропонується розглянути пружно-деформовані приводи сільфонного типу. Застосування пружних приводів в окремих випадках дасть можливість проектувати безшарнірні системи приводів.

Для формування загальної системи елементних баз узагальнені та критично оцінені всі наявні пропозиції по створенню елементних баз. Аналіз значної кількості досліджень підтвердив відсутність в матеріалах публікацій загальної системи інструментальних заходів по представленню елементів та типових рішень систем приводів.

В результаті аналізу робіт в напрямку розробки ефективної елементної бази систем приводів та дослідження робочих процесів, що протікають в елементах системи встановлено недостатній рівень розробок в даному напрямку. Це негативно впливає на можливості проектування прогресивних конструкцій систем приводів.

Наведені в літературі окремі етапи проектування приводів, зокрема вибір схемного рішення, розрахунок кінематики та динаміки не дають можливості правильно проектувати систему по причині обмежень, які вносять в неї конструктивні елементи, основними з яких є шарніри і приводи, що являються основною елементною базою.

Нова функціонально-орієнтована елементна база дасть можливість суттєво розширити номенклатуру та функціональні можливості систем. Це забезпечить можливість проектувати нові, невідомі раніше системи приводів. Для відомих схемних рішень систем та для принципово нових, що реалізуються за допомогою розробленої елементної бази наявність елементів із новими властивостями забезпечить підвищення ефективності систем приводів та їх функціональної працездатності.

Вищевикладене є основою обґрунтування актуальності, мети і задач досліджень.

Мета і задачі досліджень

В результаті аналізу попередніх досліджень встановлено, що рівень розробки науково-технічної проблеми по створенню мехатронних систем приводів є недостатнім. Основною причиною цього є недостатня розробка елементної бази для їх реалізації. Тому створення основ розробки функціонально-орієнтованої елементної бази проектування систем гідро-і пневмоприводів являє собою крупну і актуальну науково технічну проблему, що має важливе значення для науки і техніки.

Для розроблення елементної бази необхідно дослідити робочі процеси, які протікають в пристроях гідро- і пневмопривода. До таких процесів

відносяться процеси течії в малорозмірних щілинах шарнірів рідинного тертя, струменеві процеси в щілинах інноваційних регульованих сферичних шарнірів, процеси магнітної гідродинаміки в магнітних шарнірах і демпферах коливань. Вивчення робочих процесів у запропонованих інноваційних пристроях необхідно для доведення їх параметрів до раціонального та оптимального виду. При цьому необхідно використати сучасні прогресивні матеріали, зокрема кераміку, композити, феромагнітну рідину та інтегровані технології машинобудування.

Доцільно розробляти пристрої гідро- і пневмоприводів подані у вигляді функціонально-орієнтованого набору елементів, що являють прогресивну елементну базу проектування систем гідро- і пневмоприводів. Даний набір елементів дасть можливість розробити нові, невідомі раніше системи приводів більш ефективні ніж існуючі. Тому дослідження робочих процесів і створення функціонально-орієнтованої елементної бази систем гідро- і пневмоприводів є актуальним і дозволить вирішити крупну науково-технічну проблему, що має важливе значення для науки і техніки.

Відповідно вказаної науково-технічної проблеми поставлена наступна **мета досліджень**: розроблення функціонально-орієнтованої елементної бази проектування гідро- і пневмоприводів з врахуванням впливових робочих процесів течії рідини і газу в запропонованих пристроях досліджуваних систем.

Задачі досліджень:

1. Встановити роль елементних баз в задачах проектування гідро- і пневмоприводів, дослідити процес утворення структури елементних баз та здійснити оцінку їх впливу на формування функціональних можливостей таких систем.

Згідно даної задачі досліджень необхідно визначити роль елементних баз та параметричного представлення пристроїв та допоміжного обладнання в елементних базах. Необхідно встановити роль типових схемних рішень в задачах проектування систем приводів при використанні

елементних баз, що включають агреатовані та комбіновані схемні рішення, а також форми представлення елементів та типових схемних рішень в інструментальних засобах проектування приводів та наявні підходи до проектування систем приводів. При аналізі інформації увагу необхідно приділити оцінці ефективності систем приводів та забезпечення їх функціональної працездатності.

2. Сформулювати вимоги та передумови до визначення елементів, схемних та системних рішень для створення функціонально-орієнтованої елементної бази проектування гідро- і пневмоприводів.

Згідно даної задачі необхідно визначити зв'язок представлених схемних рішень та їх елементних баз з експлуатаційними показниками та функціональними можливостями об'єктів проектування та встановити відмінності елементних баз гідро- та пневмоприводів та баз на основі різномірних систем, визначити базові схемні та конструктивні рішення, особливості допоміжних пристроїв та елементів та уточнити функціональне спрямування у засобах проектування систем гідро- та пневмоприводів, вимоги до представлення елементів систем та елементів схемних рішень в елементних базах, встановити зв'язок із властивостями розроблюваних систем приводів та структурою елементних баз і вимогами до представлення компонентів у елементних базах.

3. Дослідити робочі процеси течії рідини або газу в елементах систем приводів з широкою гамою зміни їхніх конструктивних та технологічних параметрів.

При цьому визначити особливості течії в малорозмірних щілинах, характеристики течії в пристроях з феромагнітною рідиною, газодинамічні процеси в пневматичних пристроях, враховуючи специфіку складних просторових переміщень систем приводів. Для вирішення задач проектування необхідно здійснити обґрунтування комплексу параметричних, функціональних та комутаційних показників узагальненого компонента елементної бази на основі всебічного вивчення

закономірностей та дослідження робочих процесів течії рідини і газу в розроблених пристроях систем приводів із врахуванням мікрогеометрії поверхонь проточної частини, особливостей течії в малорозмірних щілинах, наявності поворотних переносних рухів пристроїв, вакууму або високого тиску в пневматичних пристроях та інших, дослідити струменеві течії в розроблених інноваційних регульованих гідростатичних шарнірах, визначити поля гідродинамічних параметрів та тензорні характеристики течії в щілинах із врахуванням анізотропії характеристик гідравлічного опору, встановити особливості течії в щілинах, утворених поверхнями з металполімерного композиту, дослідити особливості газодинамічних процесів в пневматичних пристроях, в тому числі пристроях високого тиску 5МПа і вище.

Для елементної бази, що використовує феромагнітну рідину необхідно визначити особливості робочих процесів течії феромагнітної рідини в розроблених вузлах систем приводів, зокрема в магнітних опорних вузлах, багатоважільних магнітних шарнірах із феромагнітною рідиною, інерційних демпферах коливань просторових систем приводів та в інерційних приводах із феромагнітною рідиною. Також необхідно визначити профілі швидкостей при змінах магнітної індукції у феромагнітній рідині, в різних областях течії, зокрема щілинах, граничних шарах на поверхні магнітної сфери, а також визначити циркуляційні течії в порожнинах шарнірів.

Необхідно розробити архітектуру елементних баз систем гідро- і пневмоприводів з пошаровою функціональною спрямованістю та встановити додані системні властивості окремих елементів, що складають базу гідро- і пневмоприводів. Зокрема при визначенні доданих властивостей демпферів коливань із феромагнітною рідиною.

4. Розробити елементну базу систем приводів з врахуванням всіх її складових.

При цьому отримаємо можливість забезпечити експлуатаційні властивості систем гідро- і пневмоприводу шляхом інтегрування функцій компонентів у функцію системи. Це стосується систем приводів, які включають шарніри різного типу, в тому числі регульовані гідростатичні, дискретні приводи оснащені приводами мікропереміщень, приводи із пружними двигунами, багатокординатні комплектні приводи, опорні аеростатичні, вакуумні та інші пристрої, побудовані з використанням сучасних матеріалів, зокрема, фотополімерів, композитів у вигляді металполімерів та вуглепластику, кераміки (карбід бора), постійних неодимових магнітів, феромагнітної рідини, сплавів із пам'яттю форми, а також застосуванні нових технологій, зокрема лазерної стереолітографії, гідро-абразивної струменевої та лазерної обробки матеріалів. При використанні принципово нових приводів у вигляді шлангових пневмодвигунів, пружних рамних і торсіонних багатокординатних мехатронних приводів, приводів на основі сплавів із пам'яттю форми отримаємо можливість створити принципово нові системи приводів.

При розробці систем гідро- і пневмоприводів необхідно вирішити питання об'єднання функцій в елементах гідроприводу та в елементах пневмоприводу та особливості об'єднання функцій фізично-різномірних елементів.

5. Здійснити розробку рекомендацій по проектуванню просторових систем гідро- і пневмоприводів, які побудовані на новій елементній базі.

Дана задача включає визначення динамічних характеристик систем приводів, побудованих на розробленій елементній базі при запропонованому описі їх інерційних властивостей нестационарними і стохастичними тензорними полями тензорів інерції рухомих елементів систем. Необхідно також запропонувати нові підходи до аналізу динаміки систем приводів, побудованих на новій елементній базі та використати планарні динамічні моделі, що дозволять суттєво спростити аналіз

динамічних характеристик систем приводів і з достатньою точністю відповідатимуть експериментальним даним.

Для уточнення особливостей динамічних процесів у просторових системах приводів необхідно використати динамічні моделі сферичного руху та врахувати розподіленість системи та наявність основних нелінійностей характеристик інноваційної елементної бази просторових систем приводів.

Для підтвердження обґрунтованості і достовірності результатів досліджень необхідно розробити пристрої, що є прикладами побудови функціонально-орієнтованих компонентів елементних баз, що використовують фізично різнорідне обладнання, та здійснити їх експериментальну перевірку та встановити позитивний ефект від використання методики проектування пристроїв. В даних зразках має бути виконано інтегрування функцій компонентів елементних баз в функції систем приводів.

6. Створити комплекс дослідних зразків просторових систем приводів та провести їх експериментальну перевірку та апробацію з оцінкою ефекту від використання одержаних результатів досліджень. Особливістю просторових систем є широке коло варіантів і типорозмірів системи приводів, а відповідно є можливість створення принципово нових просторових систем приводів призначених для вирішення різноманітних задач. За основу синтезу схем просторових систем приводів має бути використане комп'ютерне модульне моделювання систем із типових твердотільних деталей, об'єднаних в модулі і блоки. Методика дасть можливість встановити всі необхідні геометричні і кінематичні параметри просторових систем, доповнивши їх розрахунком напружено-деформованого стану методом кінцевих елементів. Такі методи на відміну від традиційних дадуть можливість отримати більшу відповідність твердотільних моделей реальним конструктивним рішенням систем, що забезпечить раціональне з'єднання деталей у системі приводів. Для

перевірки синтезованих схемних рішень обов'язково необхідно скористатися макетування систем із окремих деталей і модулів, які відповідають твердотільним моделям, використаним в процесі комп'ютерного моделювання. Такі методи експериментальних досліджень, пристрої і апаратура забезпечать експериментальні виміри характеристик просторових систем на макетних і дослідних зразках.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ ЕЛЕМЕНТНИХ БАЗ ТА ЇХ ПОКАЗНИКІВ В СИСТЕМАХ ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДІВ

2.1. Формування елементних баз систем гідро- і пневмоприводів з пошаровою функціональною спрямованістю, представлення елементів та типових рішень в елементних базах, зв'язок з експлуатаційними показниками та функціональними можливостями об'єктів проектування

Із аналізу літературних джерел, які розглянуті в розділі 1, випливає, що наявна елементна база не дозволяє створити принципово нові системи приводів, які перевищують по своїм характеристикам існуючі.

Для проектувальника системи приводів є можливість, ще на етапі проектування, закладати в елементну базу різноманітні функції із врахуванням особливостей роботи саме цієї системи приводів. Це забезпечить кращі характеристики системи. Система приводів буде відрізнятися більшою точністю, функціональними можливостями, надійністю та довговічністю. Прикладами проектування систем приводів є розробки відомих фірм. Так, рядом фірм виробників, в тому числі FESTO, реалізовані конструкції пневмоциліндрів з кульковими напрямними. Будь-яка конструкція циліндру містить в собі напрямну і тому саме можливість не приєднувати до приводу, а вбудувати у привід спеціальну кулькову напрямну, що забезпечує необхідні технічні характеристики, в тому числі сприйняття необхідного радіального навантаження та можливість повороту штоку забезпечує такій конструкції нові функціональні можливості. Таке технічне рішення зможе забезпечити функції приводу, прямої та радіального шарніру. Причому основною функцією може бути функція радіального шарніру, а функція приводу – додатковою, на випадок аварійного виходу з ладу інших ланок системи. Другим прикладом формування елементних баз є об'єднання елементів. Так, якщо раніше при

проектуванні систем пневмоприводів використовувалось роздільне розміщення пневморозподільника та пневмоциліндра, то на даний час виробники рекомендують використовувати спеціальні розподільники, що застосовуються в комплекті і можуть бути безпосередньо приєднані до пневмоциліндра. У каталогах фірм виробників можна знайти конструкції у яких в одному агрегаті об'єднано і розподільник і пневмоциліндр.

Така ж сама тенденція характерна і для систем гідроприводів. Так конструкція (див. табл. 1.1. поз.1) включає в себе і розподільник і гідроциліндр і систему зворотнього зв'язку, що робить даний пристрій повністю функціональною мехатронною системою.

На основі аналізу результатів попередніх досліджень запропоновані нові підходи для розроблення принципово нової функціонально-орієнтованої елементної бази проектування систем гідро- і пневмоприводів. Розроблені принципи формування архітектури елементних баз просторових систем приводів. Вони базуються на врахуванні областей застосування принципово нових систем приводів.

Застосування нової елементної бази дає можливість забезпечити функціональну працездатність систем приводів у екстремальних умовах. До екстремальних областей застосування розроблених інноваційних просторових систем приводів віднесено: роботу в обмежених об'ємах, зокрема при наявності стисненого рідкого або газового середовища; діагностику, ремонт, обробку внутрішніх поверхонь резервуарів, танків, колекторів; переміщення об'єктів у особливих та екстремальних умовах; обробку внутрішніх поверхонь, діагностику, ремонт трубопроводів та газопроводів; подачу елементів приводів через невеликий отвір з подальшим збиранням (самоформуванням) системи; швидке переміщення об'єкта шляхом кантування системи; переміщення об'єктів у щілинах, колінах, лабіринтах каналах гідравлічних пристроїв; використання прихованих (сплячих) систем в аварійних та екстремальних ситуаціях; переміщення об'єкта по вертикальним стінкам та склепінню; робота у нафтових і газових

свердловинах, під землею, в печерах, котлованах, штольнях; медичне використання інноваційних приводів для роботи в середині живого організму; переміщення об'єкта по стовпам, колонам, трубам, фермам, кабелям, шлангам. Нова функціонально-орієнтована елементна база дає можливість розробити системи приводів, що змінюють свою структуру та конфігурацію, приводи, що зможуть переміщуватись шляхом кантування, рухатись по вертикальним стінкам, колонам, трубам, переміщуватись по склепінню. При цьому здійснюються необхідні операції, що включають складні просторові переміщення об'єктів.

Запропоновано новий підхід до проектування просторових систем приводів та забезпечення їх працездатності в тому числі в екстремальних умовах. Підхід включає розробку принципово нової елементної бази просторових гідро- і пневмоприводів. Розробки здійснено на основі аналізу робочих процесів в елементах гідро- і пневмопривода. В результаті нового підходу науково обґрунтовано та розроблено нову концепцію побудови функціонально орієнтованих елементних баз. Концепція впливає із особливостей просторових систем приводів, які з'єднуються шарнірами, що забезпечують необхідне число ступенів вільності з'єднань. В концепції реалізується спадкоємність властивостей окремих елементів систем приводів результатом композиції яких є створення нових більш прогресивних систем приводів. Реалізована спадкоємність властивостей систем до властивостей компонентів, до яких віднесено елементи-пристрої і елементи-схеми та їх композиції з відомими властивостями. При розробці архітектури елементних баз враховано зв'язок з властивостями розроблюваних систем структури елементних баз просторових систем приводів. Розробка архітектури здійснена на основі вимог до представлення компонентів в елементних базах систем приводів. В результаті проведених досліджень запропонована архітектура елементних баз і дані пропозиції по формуванню окремих складових елементних баз (рис 2.1).

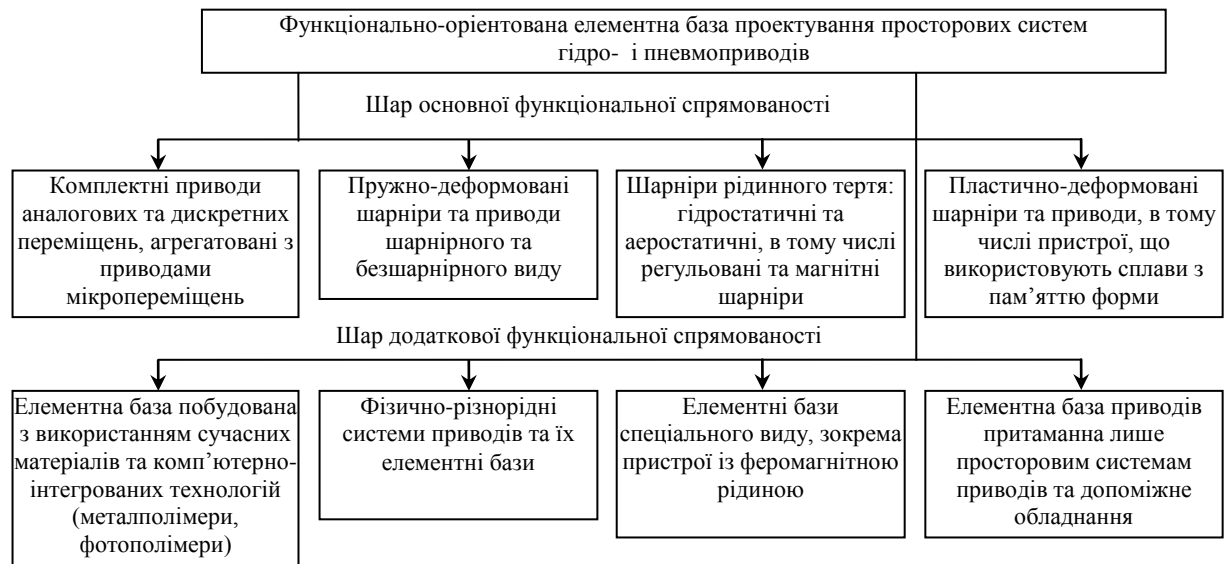


Рис. 2.1. Архітектура і склад окремих груп функціонально-орієнтованої елементної бази проектування систем гідро- і пневмоприводів

Функціонально-орієнтована елементна база гідро- і пневмоприводу має пошарову функціональну спрямованість. Шар основної функціональної спрямованості включає комплектні приводи різного виду, в тому числі пружно-деформовані та пластично-деформовані і функціонально важливі елементи гідро- і пневмоприводу, зокрема шарніри рідинного тертя гідростатичні та аеростатичні. Шар додаткової функціональної спрямованості містить фізично-різномірні системи приводів та їх елементні бази. Запропоновані елементні бази спеціального виду, зокрема пристрої із феромагнітною рідиною. Додаткова функціональна спрямованість досягається використанням сучасних матеріалів та комп'ютерно-інтегрованих технологій і реалізацією допоміжних пристроїв та пристроїв притаманних лише просторовим системам приводів.

На основі розроблених елементних баз може бути здійснено проектування значної кількості елементів та типових схемних рішень просторових систем приводів. Для обґрунтування запропонованої архітектури елементних баз проведено комплекс робіт по моделюванню та макетуванню елементів приводів, що утворюють елементну базу в складі дослідних зразків просторових систем приводів [60].

Розроблені методи комп'ютерного твердотілого моделювання елементної бази основані на блочно-модульному принципі. Створені твердотільні моделі базових вузлів і деталей систем приводів (рис. 2.2).

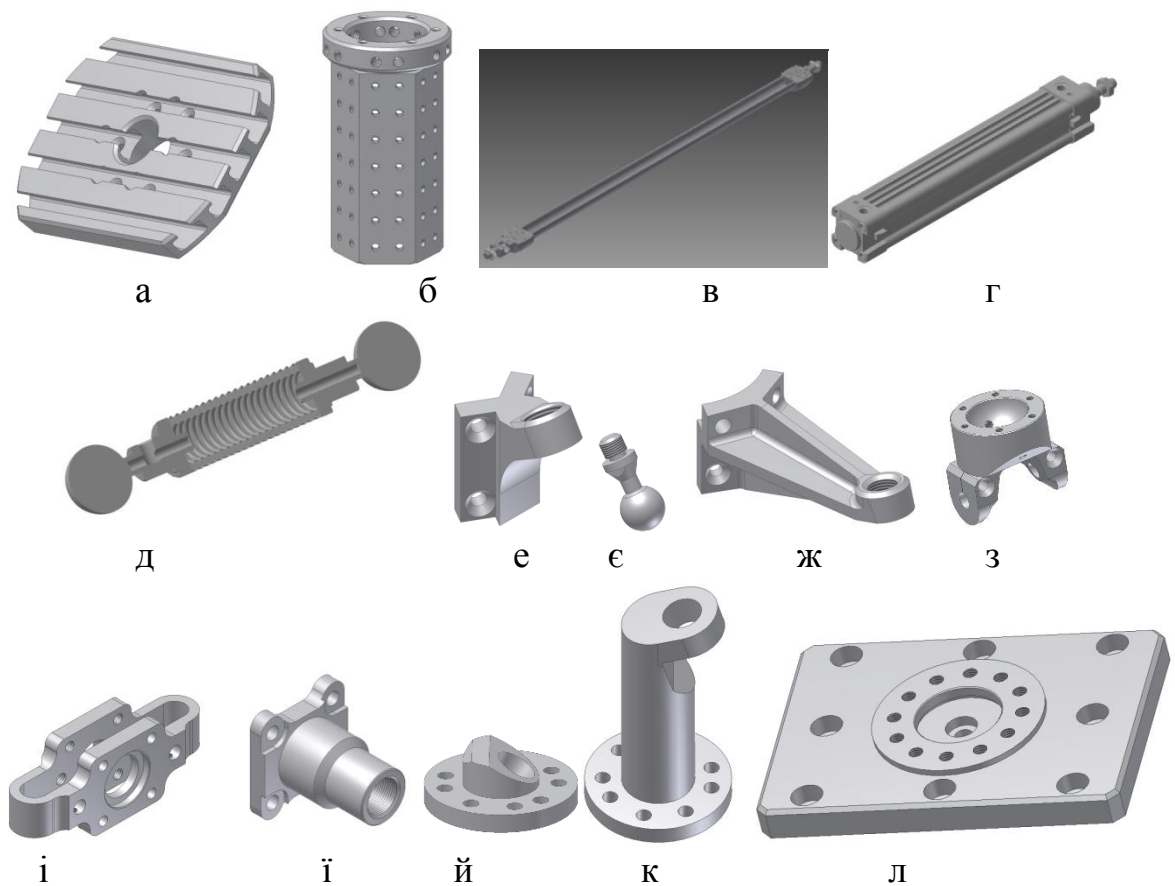


Рис. 2.2. Твердотільні моделі з яких компонується блоки і модулі комп'ютерних моделей елементної бази просторових систем приводів: а – платформа; б – барабан; в – шланговий пневмодвигун; г – пневмоциліндр; д – сільфонний привід; е – кронштейн короткий; є – хвостовик із сферою; ж – кронштейн довгий; з – сферичний шарнір; і – пружина; ї – фланець; й – стійка низька; к – стійка висока; л – опора стійки

Запропоновані методи комп'ютерного моделювання систем приводів із окремих твердотільних блоків є новим підходом який раніше не використовувався і не описаний в інформаційних джерелах.

В результаті даного підходу є можливість визначити не лише схемне рішення, але і розробити конструкцію системи, забезпечити раціональне формування збиральних блоків, деталей і з'єднань, вирішити ряд питань

уніфікації основних вузлів та універсальних з'єднувальних параметрів деталей.

Даний підхід дає можливість у замкненому вигляді із необхідною повнотою представити елементи та типові рішення систем приводів в елементних базах. Це здійснюється агрегуванням окремих твердотільних моделей у функціональні блоки.

Твердотільні моделі окремих деталей об'єднуються в блоки і модулі із яких формуються вузли систем. Просторова система приводів включає ряд основних вузлів. Основними з них є вузли виконавчого органу (рис. 2.3).

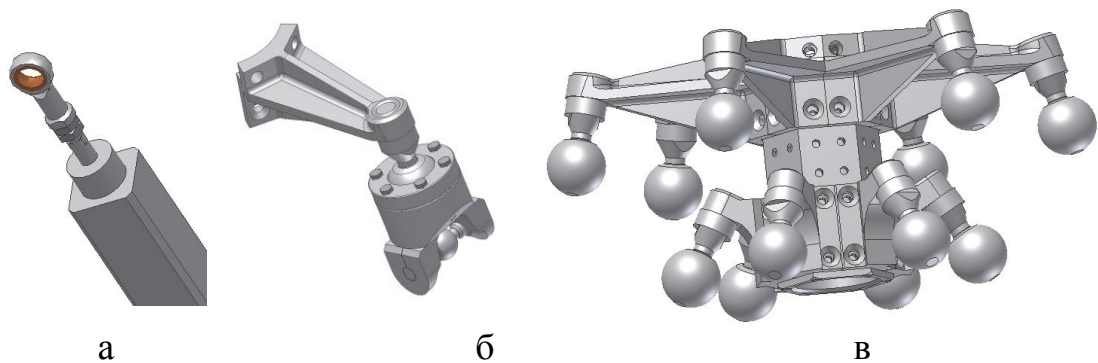


Рис. 2.3. Об'єднання твердотільних моделей деталей в блоки і модулі: а – модуль сферичного шарніра; б – блок кронштейна із шарніром; в – вузол виконавчого органу із шарнірами

З'єднання окремих вузлів утворює комп'ютерні твердотільні моделі просторових систем приводів (рис. 2.4).

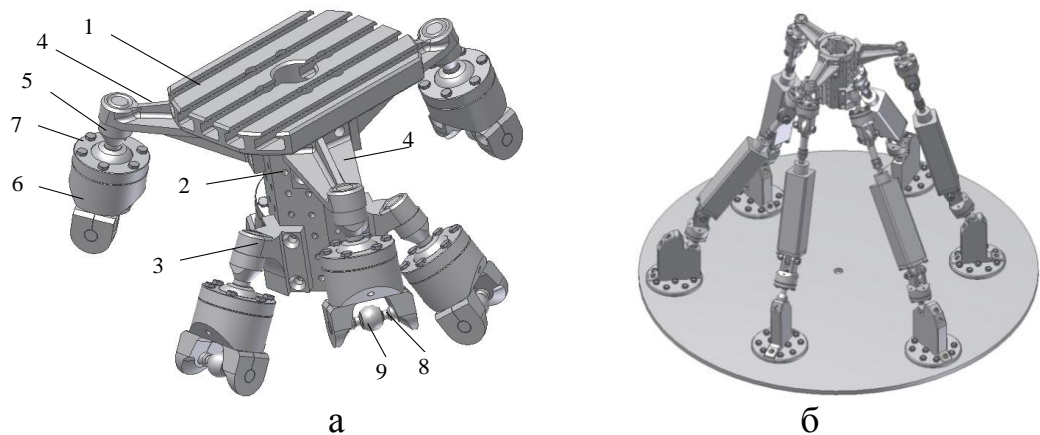


Рис. 2.4. Комп'ютерна твердотільна модель виконавчого органу (а) та варіанта системи приводів (б)

Вузол виконавчого органу (рис. 2.4 а) включає рухому платформу 1 встановлену на барабані 2. Там же встановлені кронштейни короткі 3 та кронштейни довгі 4. На кінцях кронштейнів на хвостовиках 5 розміщені нерухомі сферичні опори. Вони мають корпуси 6 та кришки 7. В отворах корпусів встановлені пальці 8 на яких закріплені сфери 9 рухомих сферичних опор.

Створена комп'ютерна твердотільна модель являє собою модель системи приводів реалізовану в конструктивному варіанті. Комп'ютерна віртуальна система елементів дозволяє визначити всі необхідні геометричні кінематичні та силові параметри приводів та відповідної елементної бази.

Здійснено твердотільне моделювання близько 100 базових варіантів систем, які відрізняються положенням елементів та характером руху окремих приводів. Серед базових варіантів виділені основні, які апробовані позитивним досвідом розробки і використання та перспективні схеми, які мають особливі властивості. До основних базових схем відноситься схема відповідна механізмам–гексаподам чи гексаглайдам [66].

На основі комп'ютерних твердотільних моделей визначаються характеристики окремих пристроїв в системі приводів, знаходяться силові і деформативні параметри. Твердотільні моделі окремих вузлів і агрегатів використані для розрахунку напружено-деформованого стану приводів та їх деталей методом кінцевих елементів (рис. 2.5).

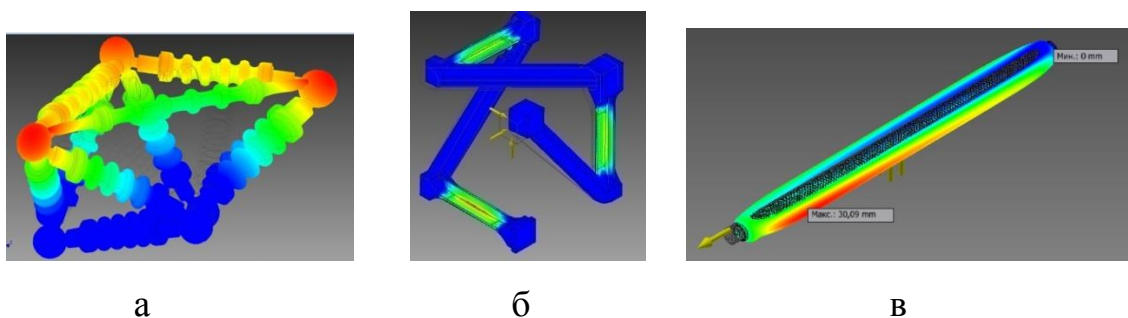


Рис. 2.5. Приклади розрахунку напружено-деформованого стану системи приводів :а - сільфонного типу; б - привода торсійного типу; в – шлангового пневмодвигуна

Подальше уточнення схемного і конструктивного рішення системи приводів запропоновано здійснювати на спеціальних макетах, які складені із типових деталей та вузлів, відповідних твердотільним моделям.

Виконано проектування універсальних блоків-модулів макетів, розроблена конструкція окремих деталей, здійснено технологічне забезпечення їх виготовлення, деталі макетів в точності відповідають твердотільним моделям (див. рис. 2.2). Виготовлено універсальний комплект деталей макетів (рис. 2.6).

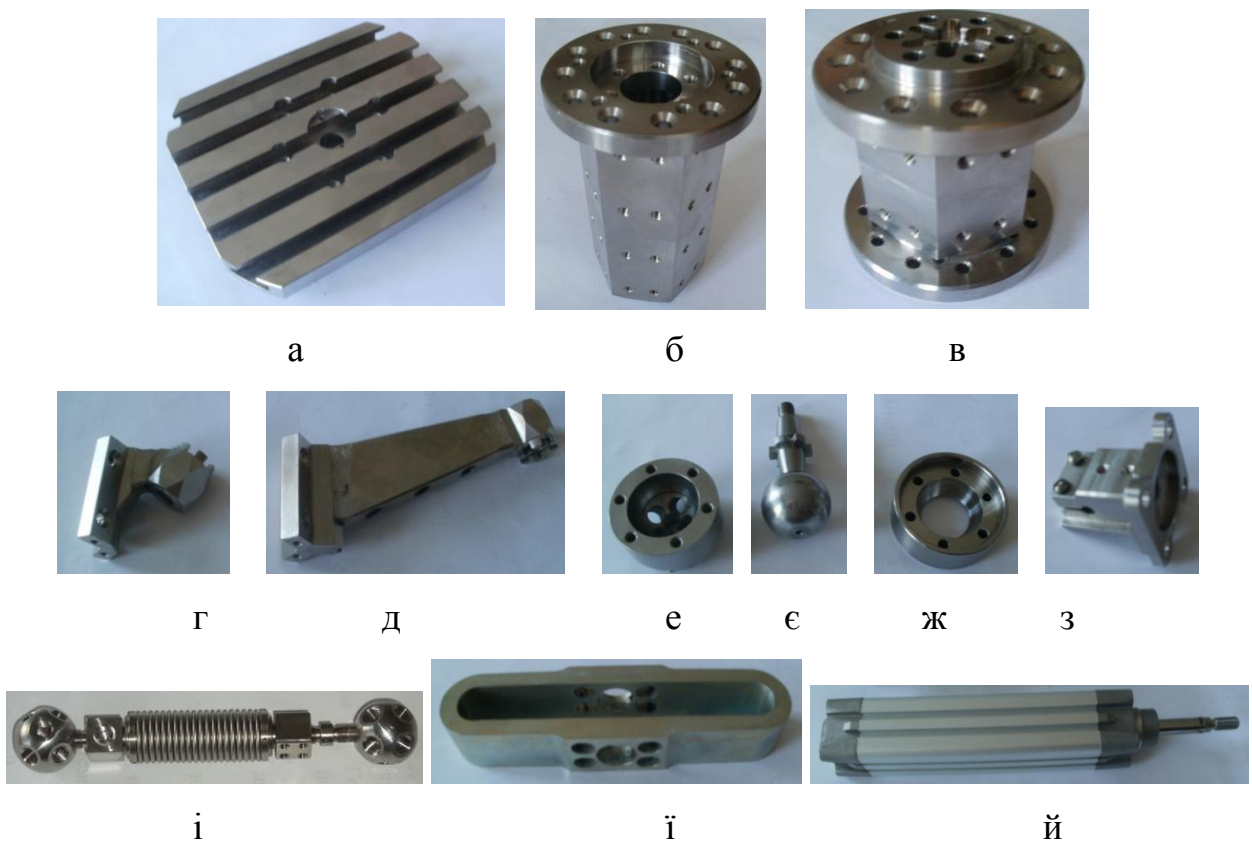


Рис. 2.6. Фото основних деталей, з яких монтуються макетні зразки систем приводів: а – платформа; б – барабан довгий; в – барабан короткий; г – кронштейн короткий; д – кронштейн довгий; е – корпус шарніра; є – хвостовик із сферою; ж – кришка шарніра; з – фланець; і – сифонний привід; ї – пружина; й – пневмоциліндр

Для побудови макетного зразка просторової системи приводів застосовується силовий стіл або спеціальний силовий (опорний) пояс. Опорний пояс являє собою основу просторової системи приводів. Він

складається із однотипних деталей і сформований по модульному принципу [64]. Нижній опорний пояс (опорна платформа) комплектується із універсальних деталей, які утворюють елементи і модулі. Основною деталлю є планка, що має спеціальні поверхні для стикування із іншими деталями і вузлами(рис. 2.7).

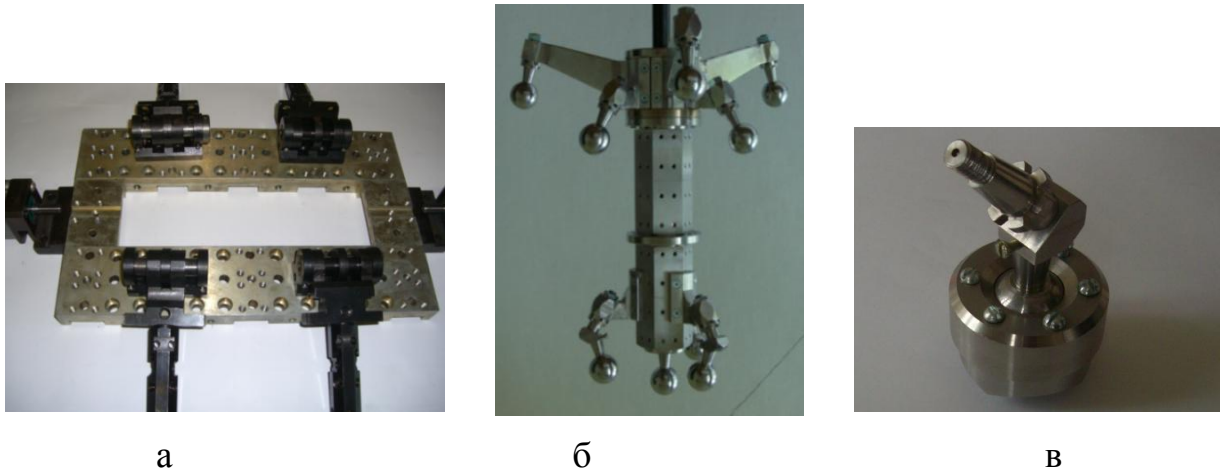


Рис. 2.7. Нижній опорний пояс складений із двох планок з'єднаних перемичками, на якому встановлені чотири одновісні шарніри (а), встановлення кронштейнів із хвостовиками шарнірів на виконавчому органі системи (б) та сферичний шарнір із хвостовиком (в)

Розроблений комплект універсальних деталей дає можливість реалізувати більше 100 варіантів макетів систем приводів відповідних описаним раніше комп'ютерним моделям. Апробація розроблених засобів макетування підтвердила їх ефективність та можливість уточнення схемних і конструктивних рішень систем приводів.

В процесі макетування встановлюється зв'язок розробленого схемного і конструктивного рішення з експлуатаційними показниками та функціональними можливостями об'єктів проектування. Таким чином комп'ютерна модель і відповідний їй макетний зразок системи приводів, що проектується перевіряється на відповідність функціональним можливостям та рівню регламентних експлуатаційних показників.

Розроблені засоби макетування використані при розробці та дослідженні інноваційної елементної бази систем приводів [64, 68], зокрема

комплектних приводів різного виду, сферичних шарнірів, демпферів коливань, компенсуючих пристроїв, допоміжного обладнання та інших.

Розроблена функціонально-орієнтована елементна база проектування систем гідро- і пневмоприводів адаптована і уніфікована із макетними зразками. В процесі досліджень проводилась заміна макетів вузлів їх дослідними зразками відповідними запропонованій елементній базі гідро- і пневмоприводів. При цьому визначені характеристики пристроїв, що входять в елементну базу та здійснена їх апробація в реальних умовах роботи системи приводів.

Основними складовими розробленої елементної бази із шару основної функціональної спрямованості є комплектні приводи різного виду (рис. 2.8).

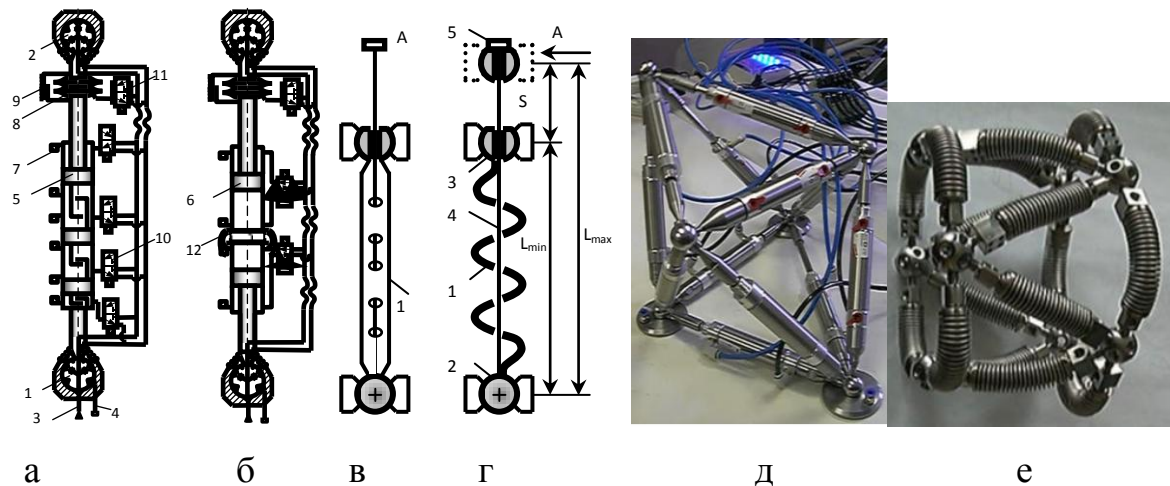


Рис. 2.8. Окремі складові функціонально-орієнтованої елементної бази просторових систем гідро- і пневмоприводів:

а – комплектний дискретний привід агрегатований з приводом мікропереміщень; б – гідропривід з тандем циліндрами; в – вигляд збоку привода із сплава з пам'яттю форми; г-вигляд спереду привода; д – дискретна система приводів октаедричного виду із магнітними сферичними шарнірами; е – безшарнірна система аналогових пружних приводів сильфонного типу

Для забезпечення необхідної точності комплектні дискретні приводи оснащені лінійними приводами мікропереміщень (рис. 2.8 а, б) .

Пластично-деформовані приводи на основі сплавів з пам'яттю форми (рис. 2.8 в, г) мають обмежувачі ходу у вигляді струни. Це підвищує точність позиціонування приводів.

Схемні рішення просторових систем будуються із елементів побудованих на модульному принципі утворюють інноваційні мехатронні системи приводів у вигляді структур (рис. 2.8 д). Із окремих модулів складаються складні системи приводів, зокрема замкнені кільцеві структури (рис. 2.8 е).

Основною складовою функціонально-орієнтованої елементної бази проектування гідро- і пневмоприводів є сферичні шарніри різного виду.

Комплектні гідростатичні шарніри мають комунікації виконані безпосередньо в сфері (рис. 2.9 а).

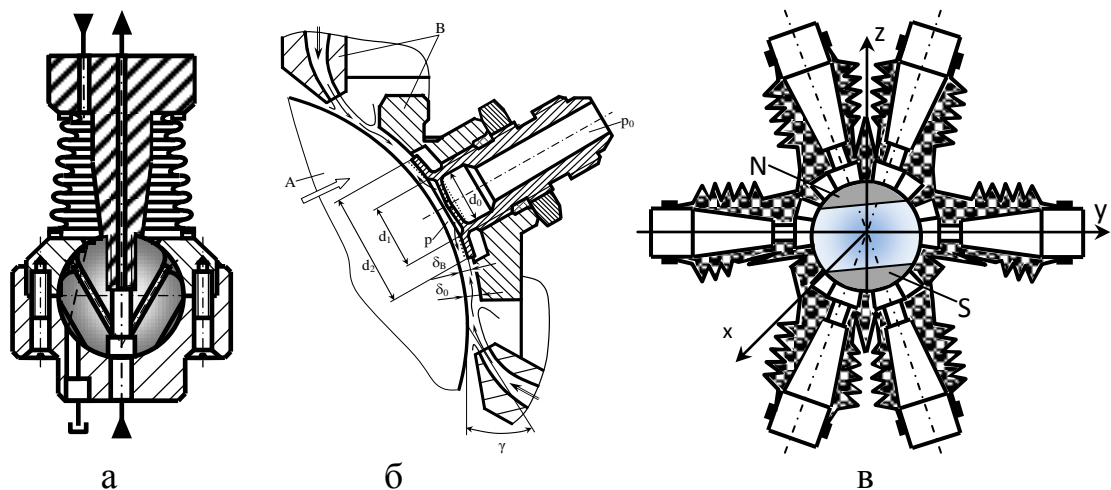


Рис. 2.9. Основна складова елементної бази гідро- і пневмоприводів у вигляді шарнірів рідинного тертя: а – комплектний гідростатичний шарнір; б – аеростатичний шарнір із струменевим регулюванням; в – багатоважільний магнітний шарнір із феромагнітною рідиною

Для регулювання положення сфери в шарнірах запропоновані інноваційні методи струменевого керування [112] (рис. 2.9 б). Перспективною конструкцією є багатоважільний шарнір із магнітною сферою, яка знаходиться в середовищі феромагнітної рідини (рис. 2.9 в).

Даний пристрій відноситься до елементної бази шару додаткової функціональної спрямованості (див. рис. 2.1). Елементна база спеціального

виду, зокрема шарніра із феромагнітною рідиною забезпечують суттєве розширення функціональних можливостей елементів систем приводів. Зокрема запропоновані невідомі раніше багатоважільні шарніри, що мають чотири і більше (до 12-ти важелів).

При створенні функціонально-орієнтованої бази використані нові матеріали та технології (рис. 2.10).

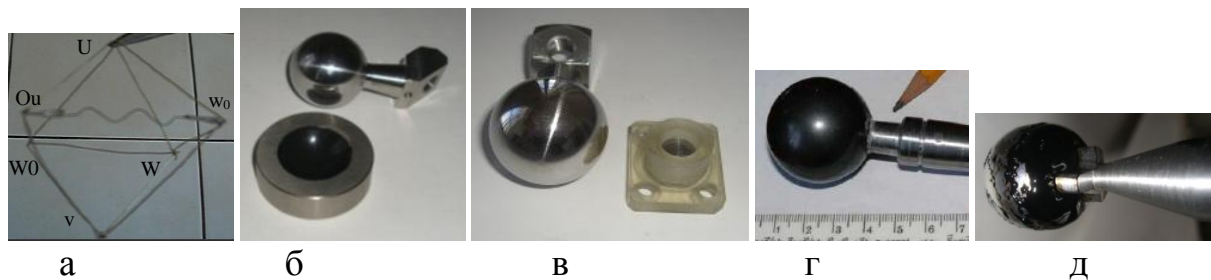


Рис. 2.10. Застосування нових матеріалів та технологій при розробці функціонально-орієнтованої елементної бази гідро- і пневмоприводів: а – макет приводів з нікеліду титану, що має властивість пам'яті форми; б – сферичний шарнір виготовлений з металополімерного композиту; в – шарнір із фотополімера виготовлений методом лазерної стереолітографії; г – сфера шарніра із кераміки (карбід бора), в якій виконано отвір на гідроструменевій установці високого тиску; д – магнітна сфера (неодим) із феромагнітною рідиною

Для виготовлення пластично-деформованих приводів використано спеціальний сплав (нікелід титану), що має властивість пам'яті форми [63] (рис. 2.10 а). Проблему забезпечення точних внутрішніх сферичних поверхонь шарнірів розв'язано із застосуванням феромагнітного металополімерного композиту та спеціальної технології формування поверхні по точній сфері (рис. 2.10 б). Для реалізації прогресивних конструкцій шарнірів застосовані комп'ютерно-інтегровані методи технології машинобудування (рис. 2.10 в). Високотехнологічні сфери із кераміки (карбід бора, нітрид бора) застосовуються у сферичних шарнірах (рис. 2.10 г). Запропоновано нову технологію виконання отвору гідроабразивним методом із застосуванням струменевої установки високого тиску (500-600 МПа) [52].

Інноваційні конструкції сферичних шарнірів реалізовані з використанням потужних постійних магнітів сферичної форми виготовлених із матеріалу на основі неодиму (рис. 2.10 д).

При цьому щільність магнітного контакту та проблема змащення вирішені використанням феромагнітної рідини на основі мінеральної оливи та спеціальної конструкції хвостовика із трьома виступами, що взаємодіють із сферою.

Шар додаткової функціональної спрямованості елементних баз включає фізично-різномірні системи приводів та їх елементи, а також допоміжні пристрої.

Особливою групою елементних баз є пристрої, що притаманні лише просторовим системам приводів, зокрема пристрої, що поліпшують динамічні властивості саме просторових систем приводів. Системи приводів працюють в жорстких динамічних режимах. Відповідно експлуатаційні показники та функціональні можливості об'єктів проектування визначаються динамічними характеристиками елементної бази та системами приводів у цілому. Динамічні характеристики елементів та систем приводів досліджено теоретичними та експериментальними методами. Для теоретичних досліджень розроблено комплекс математичних моделей динаміки систем приводів різного виду складності [58, 61, 67, 69, 70]. Запропоновано спрощені планарні динамічні моделі просторових систем та уточнені моделі, які включають подання просторових систем у вигляді ланцюгових парціальних підсистем сферичного руху.

Розроблені системи приводів повинні мати необхідні функціональні можливості, зокрема забезпечувати показники динамічної якості. Це досягається корекцією інерційних та деформативних параметрів системи на основі запропонованих методів аналізу тензорного поля тензорів інерції рухомих елементів просторових систем приводів. В разі необхідності запропоновано використати спеціальну елементну базу, що включає динамічні пристрої для поліпшення динамічних властивостей систем [110,

111]. Дана елементна база притаманна лише просторовим системам приводів. Вона має свою архітектуру, яка обумовлена функціональною спрямованістю на вирішення проблем динаміки просторових приводів (рис. 2.11).



Рис. 2.11. Архітектура елементних баз та напрямки забезпечення необхідних динамічних властивостей систем приводів

Для забезпечення необхідних динамічних властивостей розроблена і досліджена відповідна елементна база, яка включає спеціальні пристрої, зокрема інерційні демпфери коливань. Пасивні інерційні демпфери мають інерційний елемент розташований в корпусі. Раціональним різновидом демпфера є запропонована конструкція з пакетами пластин зазори між якими заповнено рідиною (рис. 2.12 а). При коливаннях масивного елемента N пакет пластин Π стискається. Рідина в зазорах між пластинами переміщується забезпечуючи сили опору необхідні для демпфування коливань.

Запропоновані по результатам досліджень конструкції магнітних демпферів із феромагнітною рідиною (рис. 2.12 б) є інноваційними пристроями гідропривода і не описані в літературних джерелах [65, 85]. Пасивний магнітний демпфер має потужний постійний магніт 4 кулястої форми, який поміщений у герметичну порожнину 1 корпусу із немагнітного матеріалу, яка заповнена феромагнітною рідиною. По периферії корпусу встановлені магніти 5. Коливання корпусу приводять до переміщення магніта у феромагнітній рідині і демпфування коливань.

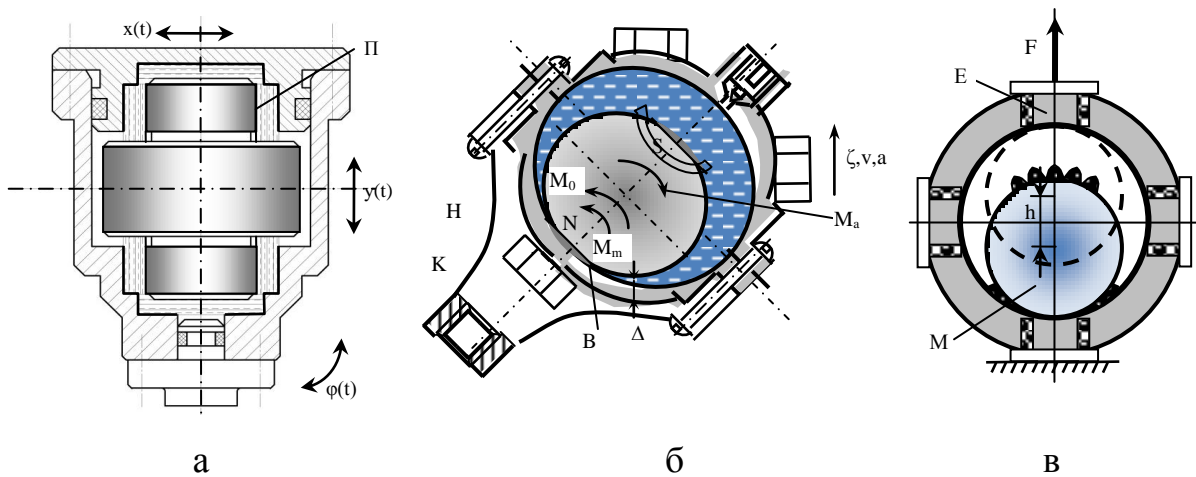


Рис. 2.12. Інноваційні інерційні демпфери коливань: а – демпфер з пакетами пластин; б - пасивний магнітний демпфер із феромагнітною рідиною; в - активний інерційний демпфер з електромагнітним керуванням

Активний демпфер має ряд електромагнітів Е встановлених по периферії корпусу і керованих мехатронною системою (рис. 2.12 в). Періодичне включення електромагнітів забезпечує переміщення магнітної кулі М і відповідну динамічну дію на систему приводів.

Архітектура та склад елементних баз гідро- і пневмоприводу перевірені в процесі проектування, виготовлення і апробації дослідних зразків просторових систем приводів (рис. 2.13).

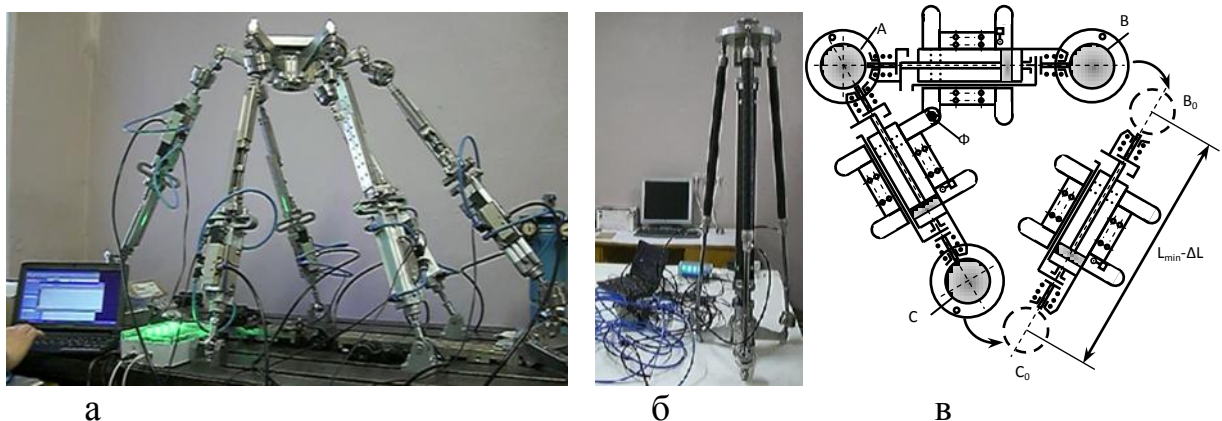


Рис. 2.13. Розроблені і апробовані системи приводів: а – система приводів у вигляді пневмоциліндрів з приводами мікропереміщень; б – застосування шлангових пневмодвигунів у просторовій системі приводів; в – самоформуюча система із магнітними шарнірами

Встановлено зв'язок параметрів пристроїв, що утворюють елементну базу із функціональними можливостями та експлуатаційними показниками об'єктів проектування у вигляді просторових систем приводів різного виду.

Із наведених в даному розділі результатів досліджень випливає, що забезпечення експлуатаційних властивостей систем гідро- і пневмоприводи здійснюється шляхом інтегрування функцій компонентів елементної бази в функції системи приводів. Наприклад, використання шарнірів рідинного тертя, які мають низькі моменти опору і високу демпфуючу здатність інтегрується у нову функцію системи приводів у вигляді зниження вібраційних процесів у системі, а відповідно підвищення її швидкодії.

Розроблена архітектура елементних баз (див. рис. 2.1 та 2.11) включає ряд окремих гілок, які формують архітектуру по деревовидній схемі з незначними розгалуженнями. Тому в першому наближенні можна прийняти узагальнену структуру елементних баз у вигляді набору типових груп елементів гідро- і пневмоприводу. При цьому вводиться узагальнена структура і склад компонента елементних баз систем гідро- і пневмоприводів для задач проектування. Узагальнений склад компонента елементних баз може варіюватись відповідно до функціональних особливостей систем приводів, що проектуються.

Таким чином в результаті досліджень запропоновано нову узагальнену структуру функціонально-орієнтованого представника елементних баз для проектування систем гідро- і пневмоприводу. Структура включає набір споріднених по функціям пристроїв, які допускають певну варіативність відповідно до функціональних особливостей системи.

В наборі споріднених елементів властивості, характеристики та параметри елементів розподілено на транзитні, започатковані (власні), зосереджені, спадкоємні та дисипативні. Транзитні параметри відповідають загальним властивостям елементів гідро- і пневмоприводів, започатковані (власні) відповідають інноваційній складовій розробок елементної бази, а зосереджені параметри є результатом позитивної реалізації запропонованих

конструктивних рішень. Спадкоємні характеристики і параметри є спільними для пристроїв аналогів та нових пристроїв розроблених в результаті досліджень, а дисипативні параметри обумовлені дисперсією (розсіянням, дисипацією) властивостей одержаних внаслідок позитивного використання запропонованих рішень.

Встановлені характеристики та параметри елементних баз гідро- і пневмоприводу дають можливість проектувати системи із широкими функціональними можливостями. На основі заданих технічних вимог до системи здійснюється вибір необхідної елементної бази. Це дозволяє використовувати технічні вимоги до розробленої системи для орієнтації елементної бази на певні функції системи.

На основі проведених робіт отримано і досліджено функціонально-орієнтоване представлення для ряду елементів систем гідро- і пневмоприводу, у тому числі просторових систем приводів. Ефективним до застосування рекомендується елементна база у вигляді фізично-різномірних приводів, які мають властивості, що значно перевищують наявні в даний час системи. Особливою групою є використання інерційних рушіїв (активних демпферів коливань), які є різновидом приводів з використанням гідравлічного тертя у якості рушійної сили.

Дані пристрої є характерними представниками елементної бази, що розроблена в результаті досліджень. При розробці і дослідженні даних пристроїв апробована методика формування структури функціонально-орієнтованої елементної бази та її складових. Згідно даної структури розроблені і досліджені різні групи елементних баз. Результати досліджень викладені в розділах 3, 4 і 5.

Для розроблення і дослідження елементних баз систем гідро- і пневмоприводу відповідно розробленої архітектури елементних баз запропоновано і обґрунтовано методи теоретичних та експериментальних досліджень систем приводів, розроблено і виготовлено необхідне обладнання

та укомплектована апаратура для проведення експериментальних досліджень. Дані питання розглянуті в наступному підрозділі (підрозділ 2.2).

2.2. Обґрунтування комплекту параметричних, функціональних і комутаційних показників узагальненого компонента елементної бази систем гідро- і пневмоприводів

Розроблення функціонально-орієнтованої елементної бази проектування систем гідро- і пневмоприводу потребує обґрунтування комплекту параметричних, функціональних і комутаційних показників узагальненого компонента елементної бази. Згідно розробленої архітектури та узагальненої структури і складу компонентів елементних баз систем гідро- і пневмоприводи, які наведені в попередньому підрозділі 2.1. Розроблені методи теоретичних і експериментальних досліджень узагальненого компонента елементної бази. Розроблені методи викладені в даному підрозділі. Узагальнений компонент елементної бази відповідає пристроям, що відносяться до обох шарів функціональної спрямованості, як основної, так і додаткової (див. рис. 2.1). Відповідно методи досліджень орієнтовані, як на дослідження приводів та шарнірів, так і на дослідження фізично-різнорідних систем та приводів спеціального виду.

Для проведення експериментальних досліджень систем приводів та їх елементів розроблені спеціальні пристосування та укомплектована апаратура.

Для проведення експериментальних досліджень характеристик елементних баз та системи приводів у цілому розроблене спеціальне обладнання. Для визначення статичних характеристик приводів та їх елементів використані пристрої змінної довжини реалізовані у вигляді механічного аналога пневмоциліндра (рис. 2.14 а).

Застосовані пристрої [56], що дають можливість одночасно створювати зусилля і момент на систему приводів, вектори яких є колінеарними, тобто реалізувати силовий фактор – динаму [31] (рис. 2.14 б, в).

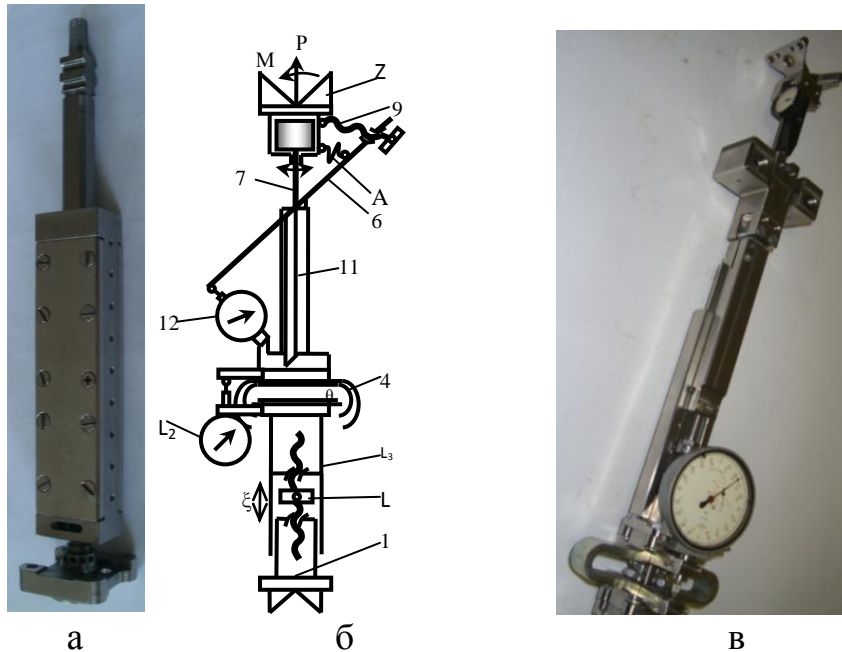


Рис. 2.14. Механічний аналог пневмоциліндра (а), схема навантажувального пристрою для реалізації узагальненого силового фактора (динами) (б) та загальний вигляд пристрою (в)

Навантажувальний пристрій (рис. 2.14 б) включає нерухому частину 1 та рухому частину 2 [64]. Рухома частина переміщується безлюфтовим гвинтовим приводом 3. Гвинт має два хвостовики із правою та лівою різзю, які взаємодіють із розрізними гайками встановленими в рухомій і нерухомій частинах пристрою. При повороті гвинта в кінематичному ланцюзі пристрою виникає повздовжня сила P . Для вимірів даної сили служить двосторонній кільцевий динамометр у вигляді пружини 4 деформація якої вимірюється індикатором 5.

Пристрій має систему моментного навантаження, що включає коромисло 6, яке встановлено на осі 7. Вісь повертається відносно вузла закріплення 8. Коромисло переміщується гвинтовим приводом 9. Для компенсації люфтів у гвинтовому приводі служить пружина 10. При повороті

коромисла виникає момент M , який діє на виконавчий орган. Напрямок вектора моменту співпадає із напрямком дії сили P . Для виміру величини моменту служить торсіон 11, що має хрестоподібний поперечний перетин. Кутова деформація торсіона вимірюється індикатором 12.

Пристрій встановлювався в точці N виконавчого органу системи приводів (рис. 2.15 а).

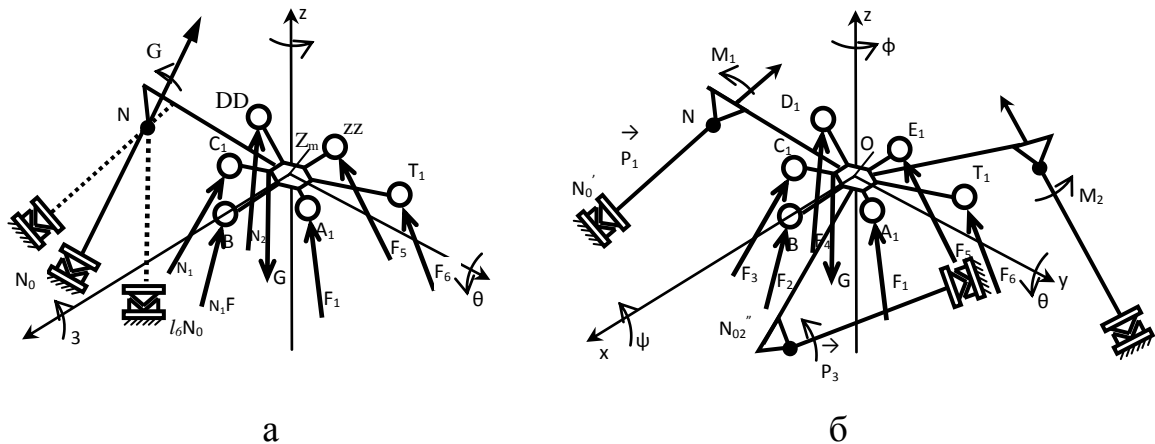


Рис. 2.15. Встановлення навантажувальних пристроїв на виконавчому органі:
а – використання одного пристрою із зміною його кутового положення; б – застосування трьох навантажувальних пристроїв

Для проведення досліджень обґрунтовано вибір положення та числа пристроїв. Це здійснено наступним чином, на виконавчий орган діють зусилля в штангах $\vec{F}_1 \dots \vec{F}_6$ та гравітаційна сила $\vec{G} = \vec{F}_7$. В проекціях на осі декартової системи координат маємо зусилля F_{ix}, F_{iy}, F_{iz} , які діють в точках x_i, y_i, z_i ($i=1, \dots, 7$). Головний вектор зусиль, які діють на виконавчий орган має проекції:

$$P_x = \sum_{i=1}^7 F_{ix}, \quad P_y = \sum_{i=1}^7 F_{iy}, \quad P_z = \sum_{i=1}^7 F_{iz}.$$

Головний вектор прикладено в точці N . Модуль головного вектора $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}$. Значення головного вектора не залежить від розташування точки N (є другим статичним інваріантом системи сил).

Головний момент зусиль, які діють на виконавчий орган визначимо відносно початку координат O . Проекції головного момента складають:

$$M_x^{(0)} = \sum_{i=1}^7 (y_i F_{zi} - z_i F_{yi}), \quad M_y^{(0)} = \sum_{i=1}^7 (z_i F_{xi} - x_i F_{iz}), \quad M_z^{(0)} = \sum_{i=1}^7 (x_i F_{yi} - y_i F_{xi}).$$

По значенням проекцій головного момента на осі системи координат визначається проекція головного момента на напрямок головного вектора (перший статичний інваріант системи сил). Дана проекція складає:

$$M = \vec{M}^{(0)} \cdot \frac{\vec{P}}{P} = \frac{1}{P} (M_x^{(0)} P_x + M_y^{(0)} P_y + M_z^{(0)} P_z). \quad (2.1)$$

Визначимо рівняння центральної вісі NN_0 , тобто лінії, по якій орієнтовано силу і момент динами [36]. По центральній вісі розташовується навантажувальний пристрій. Центральна вісь являє собою геометричне місце точок N , для яких головний момент є паралельним головному вектору. Умова паралельності:

$$\frac{M_x^{(N)}}{P_x} = \frac{M_y^{(N)}}{P_y} = \frac{M_z^{(N)}}{P_z} \quad (2.2)$$

Момент сил $\vec{M}^{(N)}$ відносно точки N визначається через момент сил $\vec{M}_p^{(0)}$ сили \vec{P} відносно початку координат, яка діє по центральній вісі:

$$\vec{M}^{(N)} = \vec{M}^{(0)} - \vec{M}_p^{(0)}.$$

Проекції даного моменту складають:

$$M_{P_x}^{(0)} = y_N P_z - z_N P_y, \quad M_{P_y}^{(0)} = z_N P_x - x_N P_z, \quad M_{P_z}^{(0)} = x_N P_y - y_N P_x. \quad (2.3)$$

де x_N, y_N, z_N – координати поточної точки N на центральній вісі.

Відповідно із (2.2), (2.3) знайдено рівняння центральної вісі у вигляді:

$$\frac{M_x^{(0)} - y_N P_z - z_N P_y}{P_x} = \frac{M_y^{(0)} - z_N P_x - x_N P_z}{P_y} = \frac{M_z^{(0)} - x_N P_y - y_N P_x}{P_z}.$$

При навантаженні системи приводів положення центральної вісі N_0N задається розташуванням нерухомої опори N_0 . Для вибраного положення навантажувального пристрою здійснюється знакозмінне навантаження виконавчого органу.

Використання одного пристрою часто є неефективним тому, що потребує зміни його кутового положення. Використання трьох пристроїв дає можливість забезпечити дію необхідного головного вектора і головного моменту на виконавчий орган (рис. 2.15 б). Для вибору силових факторів у пристроях використані рівняння статичної рівноваги:

$$\begin{cases} \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 = \sum_{i=1}^6 \vec{F}_i + \vec{G} + \vec{R} = \vec{F}_\Sigma \\ \vec{M}_1 + \vec{M}_2 + \vec{M}_3 = \sum \vec{F}_i \vec{h}_i + \vec{M}_G + \vec{M}_R = \vec{M}_\Sigma \end{cases}, \quad (2.4)$$

де P_1, P_2, P_3 – зусилля в трьох пристроях M_1, M_2, M_3 – крутні моменти, які створюються пристроями; h_i – плечі дії зусиль в приводах.

Система векторних рівнянь (2.4) записується в проекціях на осі координат:

$$[C_{ij}] \cdot \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{\Sigma x} \\ F_{\Sigma y} \\ F_{\Sigma z} \end{bmatrix}, \quad [C_{ij}] \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{\Sigma x} \\ M_{\Sigma y} \\ M_{\Sigma z} \end{bmatrix}, \quad \text{де } [C_{ij}] = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{x1} & \cos \alpha_{x2} & \cos \alpha_{x3} \\ \cos \alpha_{y1} & \cos \alpha_{y2} & \cos \alpha_{y3} \\ \cos \alpha_{z1} & \cos \alpha_{z2} & \cos \alpha_{z3} \end{bmatrix}. \quad (2.5)$$

Для матриці напрямних косинусів наявне співвідношення:

$$\sum_{i=1}^3 C_{ij}^2 = 1, \quad j = 1, 2, 3, \quad (2.6)$$

Розв'язок системи (2.5) здійснюється методом Монте-Карло [152]. При цьому задається масив сил і моментів $P_{ik}, M_{ik}, i = 1, 2, 3, N_s = 1, \dots, 10$. По значенням силових факторів знаходяться \vec{F}_Σ і \vec{M}_Σ , які наближено відповідають заданим значенням сил і моментів.

Застосування трьох навантажувальних пристроїв дало можливість визначити статичні характеристики різноманітних приводів та показники їх точності. За допомогою даних пристроїв також досліджено статичні характеристики шарнірів, що складають суттєву частину елементної бази системи приводів.

Дослідження системи приводів у цілому за допомогою розроблених пристроїв є основою обґрунтування комплексу параметричних і функціональних показників узагальненого компонента елементних баз. До таких показників відносяться параметри статичних характеристик пристроїв

та виконувані ними функції. Використання даного обладнання дало можливість дослідити особливості комутації та агрегування складових елементної бази між собою та із іншими пристроями систем приводів.

Системи приводів та їх елементна база повинні забезпечувати високу точність позиціонування. Позиціонування просторового положення виконавчого органу системи приводів потребує вимірів компонент шестивимірного вектора. В даний час немає загальних методів даних вимірів. Тому в процесі досліджень розроблена методика визначення точного геометричного положення виконавчого органу системи приводів. Геометричне положення виконавчого органу як твердого тіла описується шестимірним вектором x -координат. Окремі координати (кутові і лінійні) є взаємозалежними. Розроблено ряд методів вимірів положення виконавчого органу [64].

Динамічні поперечно-кутові переміщення виконавчого органу визначались оптичними методами за допомогою реєстрації відхилення лазерних променів від дзеркал розташованих на виконавчому органі системи (рис. 2.16 а). Застосовувалась також відео реєстрація положення виконавчого органу (рис. 2.16).

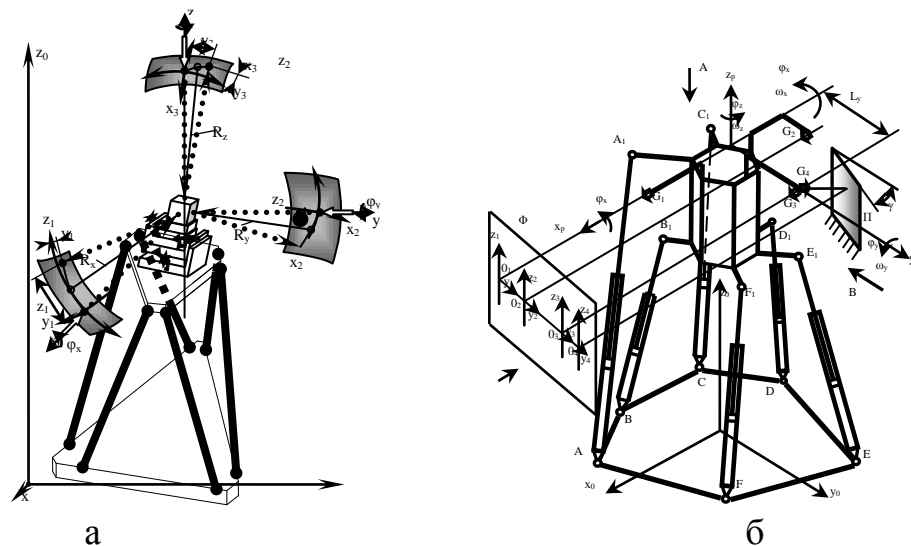


Рис. 2.16. Обладнання для вимірів точного поперечно-кутового положення платформи оптичним методом із застосуванням просторової системи 3-х лазерів та системи дзеркал (а) і система відеореєстрації положення виконавчого органу (б)

На виконавчому органі встановлювались реперні точки у вигляді точних сфер і проводиться відеозйомка положення сфер та їх дзеркального зображення (рис. 2.17).

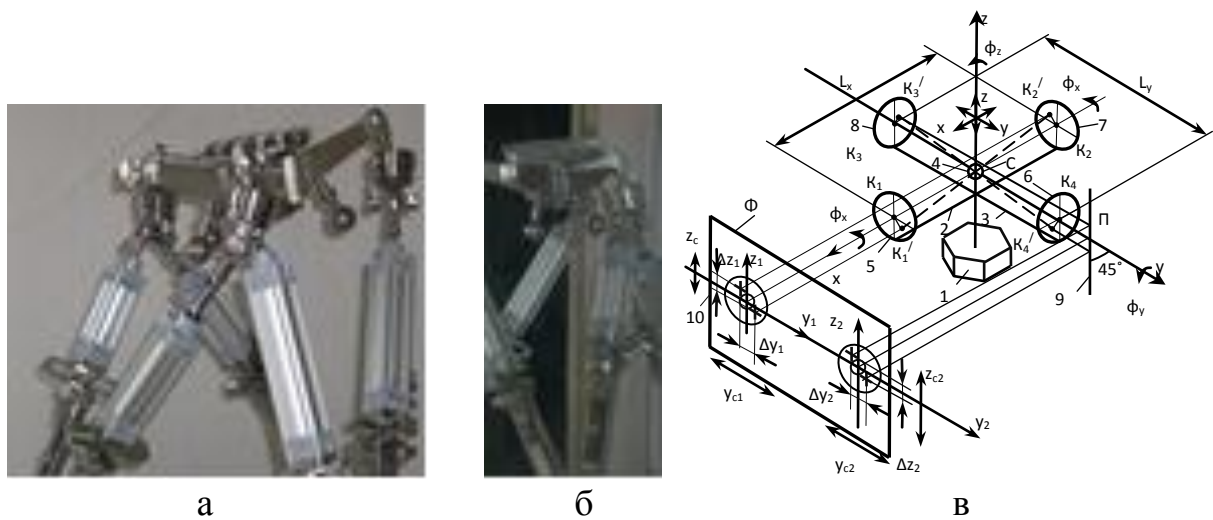


Рис. 2.17. Кадр відеозйомки виконавчого органу із сферами (а) та дзеркального зображення виконавчого органу при виді збоку (б) і схема для обчислення параметрів, що визначають положення виконавчого органу (в)

По кадрах відеозйомки визначається положення сфер, обчислені переміщення та кути повороту виконавчого органу по формулам:

$$\varphi_z = \frac{y_1 - y_2}{L_x}, \varphi_y = \frac{z_2 - z_1}{L_x}, \varphi_x = \frac{2z_3 + z_2 + z_1 - \Delta_y \varphi_y}{2L_y}, x = y_4, y = \frac{y_1 + y_2}{2}, z = \frac{z_2 + z_1 - \Delta_y \varphi_y}{2}.$$

Для експериментального визначення динамічних характеристик застосовані спеціальні методи, обладнання і апаратура [58, 67, 116]. Як правило просторові системи приводів мають невисокі власні частоти (до 10 Гц). Тому для визначення переміщень систем застосовані оптичні методи. Вони полягають у визначенні переміщень по відео зйомці системи. Частота кадрів відео є постійною і складає 25 кадрів за секунду. Тому порівнюючи сусідні кадри відео визначаються переміщення окремих точок системи. В якості таких точок використані точні сфери встановлені у характерних місцях системи приводів. Знімаючи кілька відео із різних точок є можливість визначити просторові переміщення сфери, а застосувавши кілька сфер можна визначити і поперечно-кутові переміщення елементів системи приводів.

Методи дозволяють виміряти перехідні і частотні характеристики системи. Здійснено визначення поточного положення сфер при імпульсному (ударному) навантаженні механізму. Удари наносились по вузлах механізму із наступною відео фіксацією коливального процесу (рис. 2.18 а). Таким чином визначені імпульсні характеристики (вагові функції) системи. При експериментальних вимірах перехідних функцій механізм навантажувався у відповідному напрямку пружним гумовим шнуром (рис. 2.18 в).

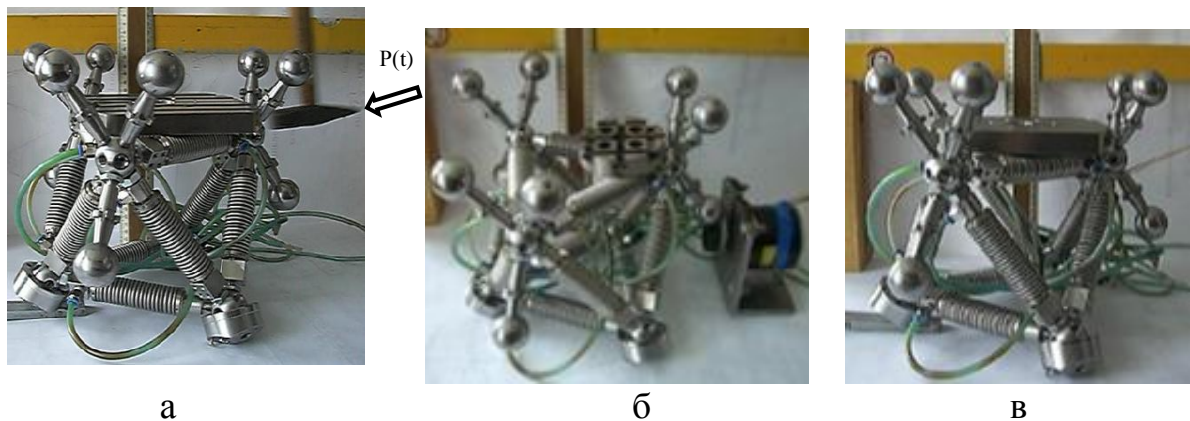


Рис. 1.29. Навантаження системи з відео фіксацією коливального процесу: а – ударне навантаження; б – синусоїдальне навантаження; в – ступінчасте навантаження

При цьому створювалось постійне навантаження на механізм у відповідному напрямку. При звільненні натягнутого шнура зусилля на механізм миттєво падало до нуля. При цьому мали місце коливання механізму відповідні перехідній функції.

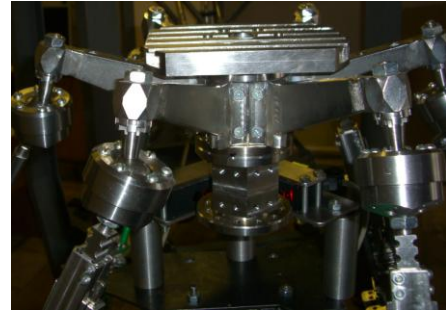
Для експериментальних вимірів амплітудно-частотних характеристик система приводів навантажувалась гармонічною силою дією змінної частоти (рис. 2.18 б). Для цього застосовано спеціальний пристрій з дебалансом, який дозволяє дискретно змінювати частоту навантаження в діапазоні до 10 Гц.

Амплітуда навантаження задавалась шляхом регулювання жорсткості тяги між пристроєм і системою приводів. Визначення положення сфери відносно нерухомої основи (лінійки) здійснювалось при покадровому перегляді відеограми. Для визначення переміщень в системах приводів, які мають невеликі амплітуди коливань (включаючи мікропереміщення)

використано безконтактні високочутливі триангуляційні лазерні вимірювачі відстані серії РФ603-10/2 [77]. Вимірювач має робочий діапазон 2 мм з точністю вимірів 0,2 мкм. В процесі експериментальних вимірів визначено переміщення платформи, приводів та інших елементів системи при динамічних навантаженнях. Вимірювачі встановлювались на відстані 11 мм від контрольних поверхонь (рис. 2.19 б).



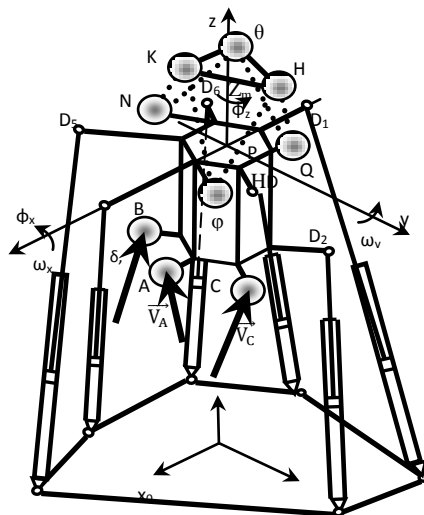
а



б

Рис. 2.19. Розміщення лазерних вимірювачів при вимірах динамічних переміщень приводів просторової системи (а) та розміщення лазерних вимірювачів при вимірах переміщень платформи (б)

Просторове положення виконавчого органу визначається трьома декартовими координатами x , y , z деякої точки A (полюса) та кутами повороту φ_x , φ_y , φ_z навколо даної точки (полюса) (рис. 2.20).



а



б

Рис. 2.20. Принципова схема (а) просторової системи приводів та розміщених на виконавчому органі трьох сфер А, В, С, які призначені для вимірів точності позиювання системи приводів

Важливою частиною експериментальних досліджень є точні виміри похибок просторового положення вузлів системи приводів при її виході в позицію[64]. Для вимірів просторового положення виконавчого органу використано три сфери MNQ розташовані на виконавчому органі по вершинам рівностороннього трикутника. На нерухомій основі встановлено три додаткові сфери KGH. Система шести сфер утворює віртуальний механізм гексапод (показано пунктиром) ланками якого є відстані між суміжними нерухомими і рухомими сферами. МК, МН, НК, NG, QG, QH. По результатам вимірів відстані між вказаними сферами шляхом розрахунку визначається фактичне положення виконавчого органу, тобто його декартові та кутові координати $x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$. Виміри відстані між сферами віртуального механізма-гексапода здійснюються безпосередньо або визначаються оптичними методами. Система дозволяє визначити просторове положення виконавчого органу з похибкою, відповідною похибці вимірів відстані між сферами [60].

Проведено теоретичне обґрунтування методики вимірів положення виконавчого органу. При просторовому русі виконавчого органу маємо співвідношення між швидкостями точок А і В.

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{\rho}_B \times \vec{\omega} \quad (2.7)$$

де \vec{V}_A - швидкість точки А; \vec{V}_B - вектор швидкості точки В; $\vec{\rho}_B$ - радіус вектор який визначає положення точки В відносно точки А; $\vec{\omega}$ - вектор кутової швидкості повороту виконавчого органу.

Векторний добуток, що входить в (2.7) визначено через проекції векторів у вигляді

$$\vec{\rho}_B \times \vec{\omega} = (\rho_{BY}\omega_Z - \rho_{BZ}\omega_Y)\vec{i} + (\rho_{BZ}\omega_X - \rho_{BX}\omega_Z)\vec{j} + (\rho_{BX}\omega_Y - \rho_{BY}\omega_X)\vec{k}, \quad (2.8)$$

де $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ - орти абсолютної системи координат x, y, z ; $\rho_{BX}, \rho_{BY}, \rho_{BZ}$ - проекції радіуса вектора $\vec{\rho}_B = A\vec{B}$ на осі абсолютної системи координат; $\omega_X, \omega_Y, \omega_Z$ - кутові швидкості обертання виконавчого органа відносно вісей координат x, y, z відповідно.

Запишемо векторну рівність (2.7) в проекціях на вісі абсолютної системи координат враховуючи залежність (2.8). Одержимо:

$$V_{BX} = V_{AX} + \rho_{BY}\omega_Z - \rho_{BZ}\omega_Y, V_{BY} = V_{AY} + \rho_{BZ}\omega_X - \rho_{BX}\omega_Z, V_{BZ} = V_{AZ} + \rho_{BX}\omega_Y - \rho_{BY}\omega_X. \quad (2.9)$$

В формулах (2.9) проекції лінійних і кутових швидкостей визначимо у вигляді кінцевих різниць:

$$\begin{aligned} V_{BY} &= \frac{\delta y_B}{\delta t}, V_{AY} = \frac{\delta y_A}{\delta t}, V_{BZ} = \frac{\delta z_B}{\delta t}, V_{AZ} = \frac{\delta z_A}{\delta t}, \\ V_{BX} &= \frac{\delta x_B}{\delta t}, V_{AX} = \frac{\delta x_A}{\delta t}, \omega_X = \frac{\delta \varphi_X}{\delta t}, \omega_Y = \frac{\delta \varphi_Y}{\delta t}, \omega_Z = \frac{\delta \varphi_Z}{\delta t}, \end{aligned} \quad (2.10)$$

де δt - деяке значення приросту часу; а кінцеві прирости координат $\delta x_B, \dots, \delta \varphi_Z$ визначають невеликі зміни відповідних кінематичних величин.

Підставимо значення кінцевих різниць (2.10) в формули (2.9) скоротивши на однакові для всіх складових значення часу δt . Вважаючи зміни радіуса вектора малими одержимо систему рівнянь

$$\left. \begin{aligned} -\rho_{BZ}\delta\varphi_Y + \rho_{BY}\delta\varphi_Z &= \delta x_B - \delta x_A \\ \rho_{BZ}\delta\varphi_X - \rho_{BX}\delta\varphi_Z &= \delta y_B - \delta y_A \\ -\rho_{BY}\delta\varphi_X + \rho_{BX}\delta\varphi_Y &= \delta z_B - \delta z_A \end{aligned} \right\}. \quad (2.11)$$

Для коректної постановки задачі повинна бути задана додаткова інформація у вигляді швидкостей або переміщень третьої точки виконавчого органу (точки С). Найбільш просто зробити це вибравши геометричну схему вимірювача у вигляді двох взаємно перпендикулярних відрізків АВ і АС на кінцях яких розміщені точки А, В і С переміщення яких вимірюються. При цьому рівняння будуть спрощені і обробка результатів вимірів буде здійснена більш простими обчисленнями. Раціональним є розташування точок вимірів у площині перпендикулярній вісі z (рис. 2.21).

При такому виборі системи координат в системі рівнянь (2.11) треба покласти:

$$\rho_{BZ} = \rho_{BY} = 0, \rho_{BX} = AB \neq 0.$$

При цьому система рівнянь (2.11) зводиться до виду двох окремих рівнянь з яких знаходяться кутові переміщення:

$$\delta\varphi_z = -\frac{1}{\rho_{BX}}(\delta y_B - \delta y_A), \quad \delta\varphi_Y = -\frac{1}{\rho_{BX}}(\delta z_B - \delta z_A). \quad (2.12)$$

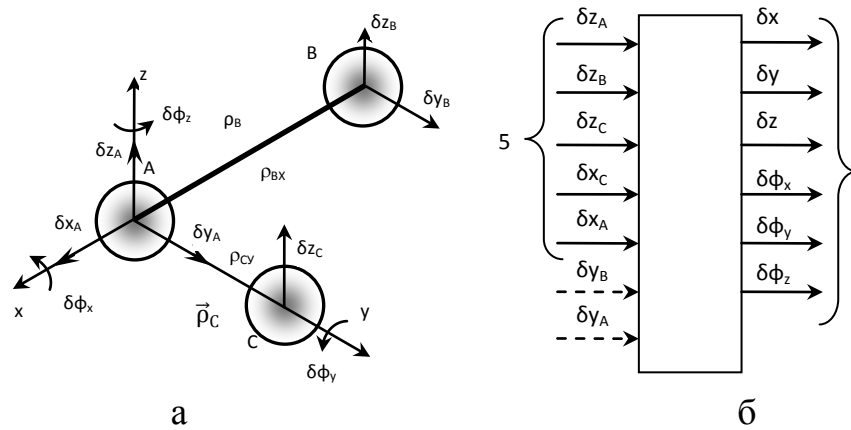


Рис. 2.21. Розташування трьох сфер (точок вимірів) по вісям системи координат (а) та подання зв'язку факторів та виходів системи у вигляді блока відповідного методиці планування експерименту (б)

Запишемо систему рівнянь аналогічну (2.12) але для точок А і С:

$$\left. \begin{aligned} -\rho_{CZ}\delta\varphi_Y + \rho_{CY}\delta\varphi_Z &= \delta x_C - \delta x_A \\ \rho_{CZ}\delta\varphi_X - \rho_{CX}\delta\varphi_Z &= \delta y_C - \delta y_A \\ -\rho_{CY}\delta\varphi_X + \rho_{CX}\delta\varphi_Y &= \delta z_C - \delta z_A \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

Враховуючи, що точки А і С розташовані по осі у одержимо :

$$\rho_{CZ} = \rho_{CX} = 0 \quad \rho_{CY} = AC \neq 0.$$

Відповідно з системи (2.14) одержимо залежності:

$$\delta\varphi_Z = \frac{1}{\rho_{CY}}(\delta x_C - \delta x_A), \quad \delta\varphi_X = -\frac{1}{\rho_{CY}}(\delta z_C - \delta z_A). \quad (2.14)$$

Із аналізу формул (2.12) і (2.14) випливає, що для визначення одного поперечно-кутового y_i положення виконавчого органу необхідно здійснити виміри вертикальних переміщення всіх трьох сфер δz_A , δz_B , δz_C та горизонтальні переміщення двох точок δx_C , δx_A або δy_B , δy_A (рис. 2.21 б).

Проведене обґрунтування методів досліджень компонентів елементної бази систем, що узагальнює підготовчу частину досліджень викладених в підрозділі 2.2 і направлених на обґрунтування комплексу параметричних, функціональних і комутаційних показників узагальненого компонента елементної бази. Це здійснено експериментальними методами по методиці викладеній в даному підрозділі (підрозділ 2.2). Експериментальні дослідження елементної бази доповнені теоретичними дослідженнями, методика яких викладена у наступному підрозділі (підрозділ 2.3).

2.3. Теоретичні дослідження функціональної спадкоємності елементів і систем та визначення підґрунтя до створення функціонально-орієнтованої елементної бази для задач проектування гідро- і пневмоприводів

Проектування систем приводів включає в якості основної складової розробку схемних і конструктивних рішень. В результаті проведених досліджень розроблена елементна база схемних та системних рішень розглянемо для типового варіанту системи (рис. 2.22).

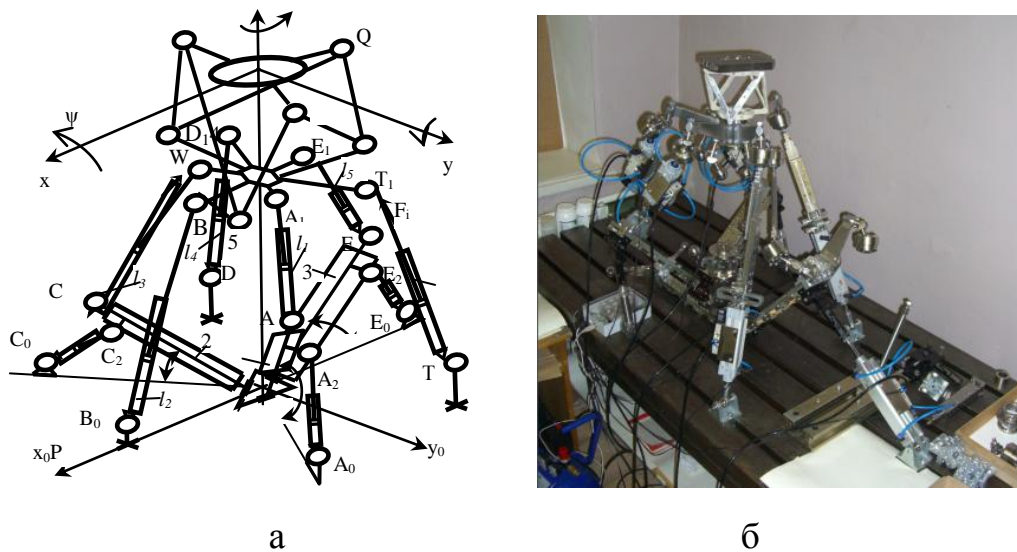


Рис. 2.22. Варіант системи приводів з додатковим шестикоординатним приводом мікропереміщень: а – принципова схема; б – дослідний зразок

Система має шість базових приводів AA_1, \dots, TT_1 , які з'єднані шарнірами з виконавчим органом, що має шість шарнірів $A_1, B_1, C_1, D_1, E_1, T_1$. Нижні шарніри приводів A, C, E встановлені на рухомих планках, що переміщуються приводами A_0A_2, C_0C_2, E_0E_2 . Система має додатковий шестикоординатний просторовий привід мікропереміщень GQH який забезпечує необхідну точність позиціювання системи.

Складовими схемного рішення є шарніри, що забезпечують поперечно-кутові переміщення та приводи, які забезпечують поступальні або поворотні рухи. Шарніри мають різну кількість ступенів свободи n (рис. 2.23).

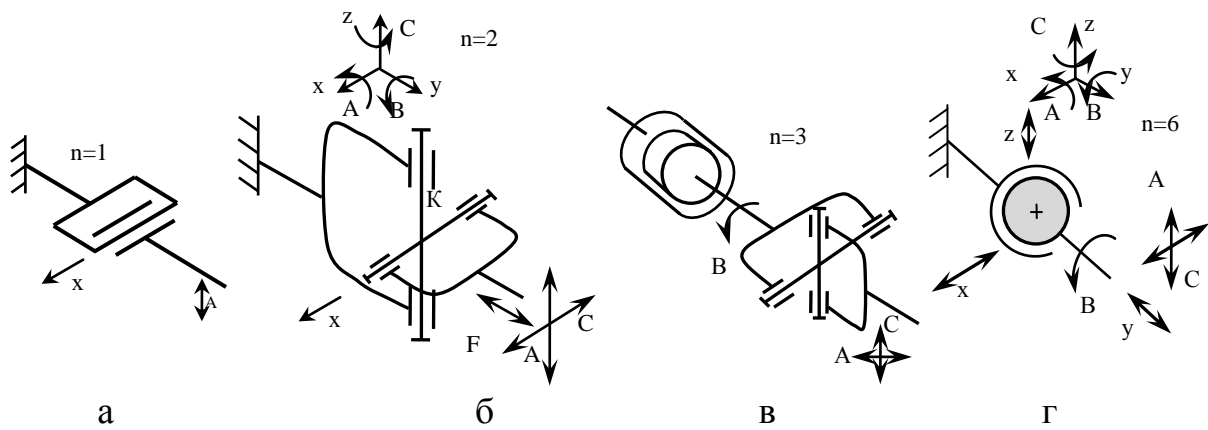


Рис. 2.23. Кінематичні схеми шарнірів систем приводів: а – однокоординатний шарнір; б – двохкоординатний (карданний) шарнір; в – еквівалентна схема трьохкоординатного (сферичного) шарніра; г – регульований шестикоординатний сферичний шарнір в якому реалізовані мікропереміщення сфери в просторі

Приводи в системах, як правило, реалізують поступальні або поворотні переміщення з одним ступенем вільності (рис. 2.24 а, б).

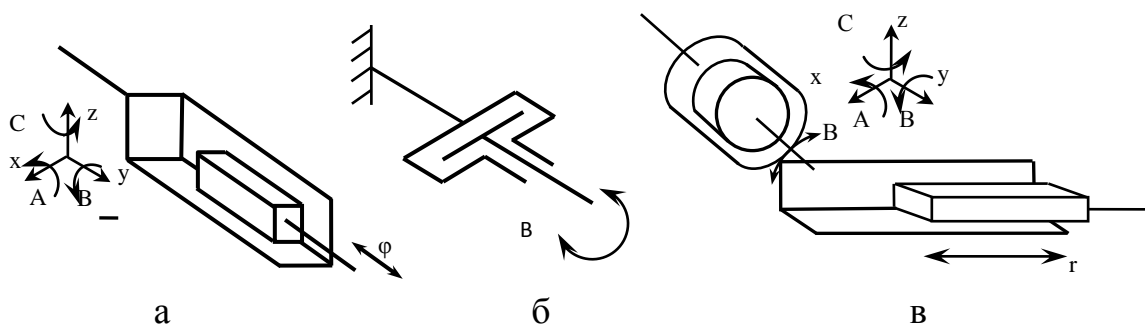


Рис. 2.24. Кінематичні схеми приводів: а - однокоординатний привід поступального руху; б – привід обертального руху; в – двохкоординатний привід комбінованого обертального і поступального руху

В окремих випадках застосовуються об'єднані приводи по схемі тандем циліндрів або двохкоординатні приводи (рис. 2.24 в).

Схемні рішення розробляються на основі базових схем. Для теоретичного узагальнення схемних рішень використані базові схеми відповідні трикутнику або правильним багатогранникам (тілам Платона), а саме: тетраедру (піраміді), кубу (паралелепіеду, призмі), октаедру, додекаедру або ікосаедру [62, 66].

Приводи розташовуються по сторонам трикутників або по ребрам багатогранників, а шарніри у вершинах багатогранників (рис. 2.25 а, б, в).

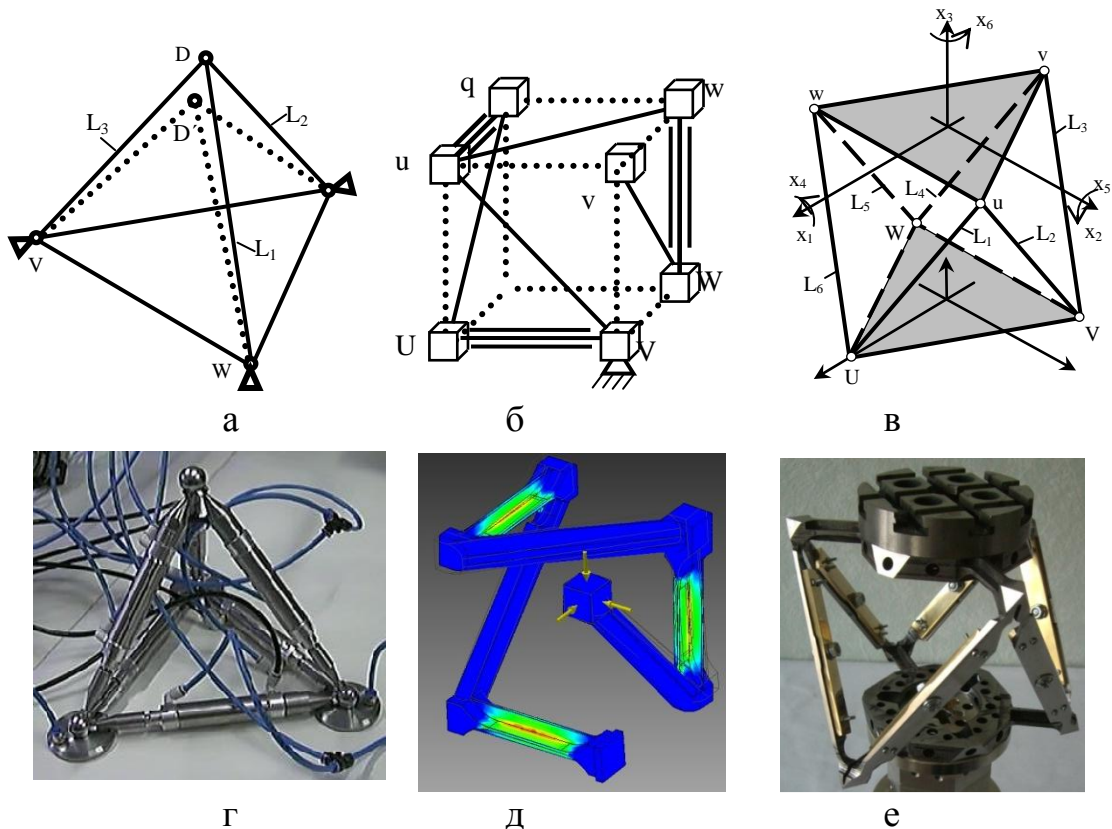


Рис. 2.25. Характерні складові елементної бази схемних рішень систем приводів відповідні правильним багатогранникам: а, г – тетраедру; б, д – кубу; в, е – октаедру

Схемні рішення відповідні правильним багатогранникам є не лише базовими схемами елементної бази, а і основою окремих конструктивних рішень розроблених і апробованих в процесі досліджень систем приводів (рис. 2.25 г, д, е). Методологія розроблення елементної бази схемних рішень реалізована у вигляді ітераційної процедури [60, 62, 64]. Процедура полягає у послідовному базової схеми (рис. 2.26).

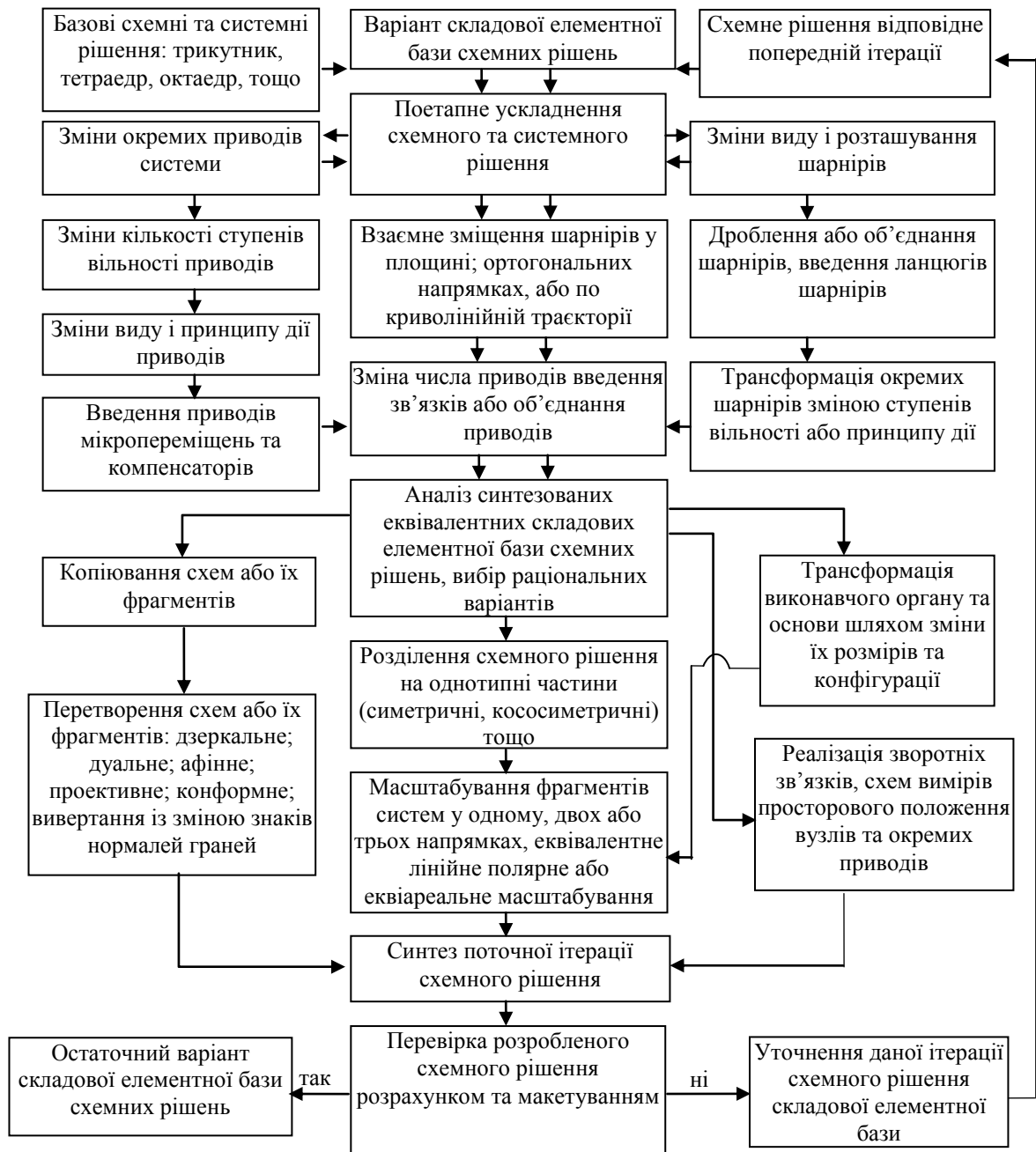


Рис. 2.26. Ітераційна процедура розроблення елементної бази схемних та системних рішень просторових систем приводів

Процедура основана на застосуванні базових схем, що утворені із геометричних фігур (трикутника, октаедра, тощо). В подальшому здійснюється ускладнення базової схеми. Воно враховує необхідні зміни геометрії системи та конструкції окремих елементів. При цьому проводиться зміщення точок розташування шарнірів, зміна кількості, виду та ступенів вільності шарнірів і приводів. Наприклад, для схеми (рис. 2.27 а) здійснюється дроблення шарніра С на два шарніра C_1 та D_1 (рис. 2.27 б).

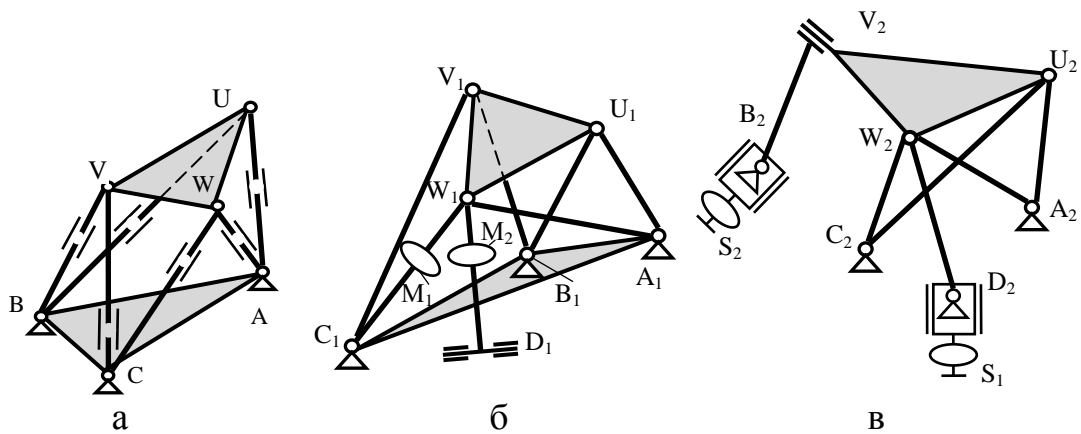


Рис. 2.27. Приклад ускладнення схеми аналога (а) на першій ітерації синтезу схемного рішення із одержанням двох варіантів системи (б і в)

Подвійний шарнір V розділяється на два одинарні шарніри V_1 , один із яких об'єднується з шарніром W утворюючи шарнір W_1 . Змінюється число ступенів вільності шарніра D_1 із трьох до одного, а в приводи C_1W_1 та D_1W_1 вводяться приводи мікропереміщень M_1, M_2 . Для одержання другого варіанта схемного рішення в базовій схемі (див. рис. 2.30 а) здійснюється розділення шарніра V на два окремих шарніра V_2 і один із них об'єднується в потрійний шарнір W_2 (рис. 2.30 в). Шарнір B розділяється на два шарніра B_2 та D_2 . Привід BW ліквідується, а замість нього вводиться привід D_2W_2 . Вводяться додаткові приводи поступальних мікропереміщень S_1, S_2 шарнірів B_2 і D_2 . Одержані варіанти аналізуються з точки зору відповідності технічним вимогам.

В результаті аналізу варіантів реалізується стратегія доопрацювання варіанта схемного рішення, який є складовою елементної бази схемних рішень. Для цього при необхідності проводиться трансформація (зміна виду, форми і розмірів) виконавчого органу та нерухомої основи. В разі потреби корегується системне рішення. Наприклад, в системі вводяться зворотні зв'язки, які потребують пристроїв вимірів просторового положення вузлів.

Ефективним методом доопрацювання схемного та системного рішення є розділення схеми на окремі частини з реалізацією локально симетричних або кососиметричних елементів схем. Можливе масштабування (збільшення або зменшення) виділених фрагментів схем в одному, двох або трьох

напрямах. Проводиться копіювання схем в цілому або їх фрагментів та подальше перетворення. Ефективними методами перетворення схем є дзеркальне або дуальне перетворення, що супроводжується зміною базових площин системи. Афінне або проєктивне перетворення змінює співвідношення між елементами системи, а конформне перетворення зберігає кути між елементами системи при її перетворенні. Одержані складові системи об'єднуються в загальну схему синтезованих варіантів схемних рішень відповідних поточній ітерації варіантів елементної бази схемних рішень. Як приклад, наведено варіанти схемних рішень відповідних поточній ітерації процедури (рис. 2.28).

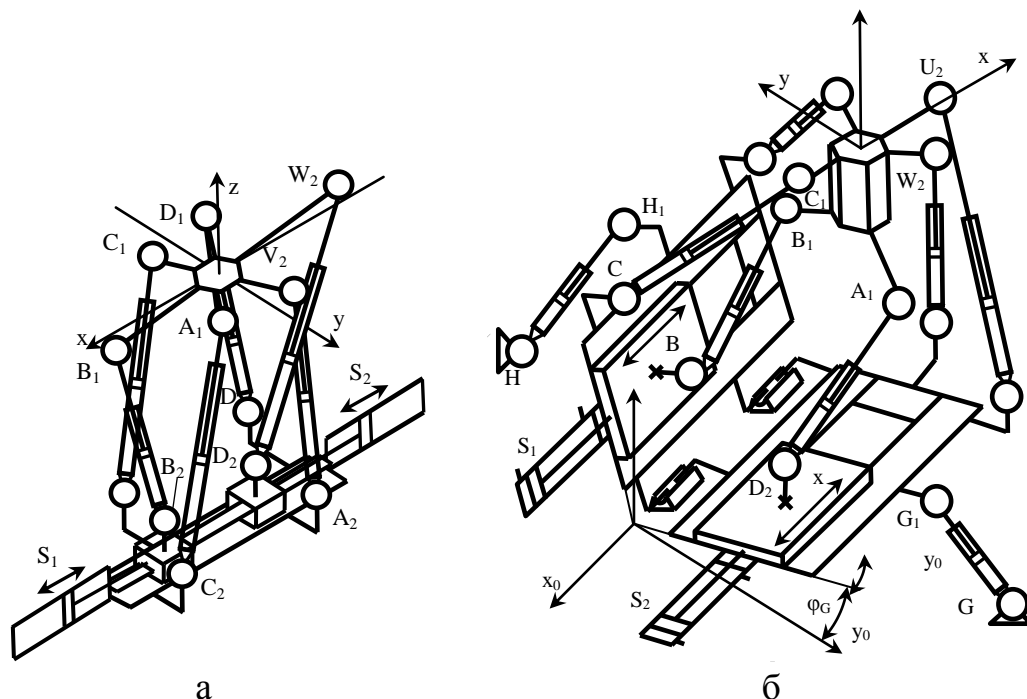


Рис. 2.28. Варіанти елементів схемних рішень відповідних поточній ітерації процесу: а – механізм гексапод-гексаглайд; б- варіант використання поворотних глайдних систем опор гексапода

В даних схемних рішеннях виконано копіювання фрагментів схем. Застосовано дзеркальне перетворення окремих фрагментів схем та полярне масштабування.

Системні рішення приводів, зокрема для просторових переміщень об'єктів машинобудування повинні враховувати вимоги до представлення елементів систем та елементів схемних рішень в елементних базах

проектування систем гідро- і пневмоприводів. Вимоги реалізуються у вигляді ряду взаємопов'язаних положень, які розроблені і апробовані в процесі досліджень. Вони відрізняються від наявних пропозицій інших авторів комплексним підходом, введенням нових положень, принципово новим змістом проектних робіт у запропонованих положеннях та зв'язків між ними і дають можливість здійснити проектування інноваційних просторових систем гідро- і пневмоприводів. Основні положення розроблення системних рішень реалізуються послідовно, а в разі необхідності повторюються, забезпечуючи одержання необхідного результату методом послідовних наближень. Основна структура наукових положень та зв'язків між ними відображає створення елементної бази системних рішень систем приводів для складних просторових переміщень об'єктів машинобудування [64] (рис. 2.29).

Вихідними даними для розробки базових системних рішень є формулювання технічних умов на розроблювану систему приводів, які викладаються у технічному завданні.

Для формулювання технічних умов проведено аналіз функцій, які ефективно реалізуються за допомогою інноваційних систем приводів. Характерним функціональним призначенням системи приводів є переміщення об'єкта машинобудування по раціональній або оптимальній траєкторії. При цьому точність початкового і кінцевого положення не регламентується. Окремим випадком даного функціонального призначення системи приводів є забезпечення точного руху виконавчого органа на обмеженій (невеликій) ділянці загальної траєкторії. В наведених випадках форма траєкторії та закон руху виконавчого органу вибирається із умови забезпечення мінімального часу переміщення та обмеження на прискорення виконавчого органу.



Рис. 2.29. Основні етапи розроблення елементної бази системних рішень просторових систем гідро- і пневмоприводів

Важливим функціональним призначенням системи є точне просторове (по 6-ти координатам) позиціонування об'єкта в певній області простору. Згідно концепції запропоновано підвищення точності позиціонування шляхом визначення вектора просторових координат виконавчого органу при виході його в позицію з подальшою корекцією положення просторовими шестикоординатними приводами мікропереміщень. Для цього пропонується

реалізація просторових приводів мікропереміщень у вигляді пружно-деформованих пристроїв торсіонного або рамного типу.

В процесі досліджень запропоновані принципи побудови системних рішень систем приводів, які умовно розділені на кілька класів (рис. 2.30).

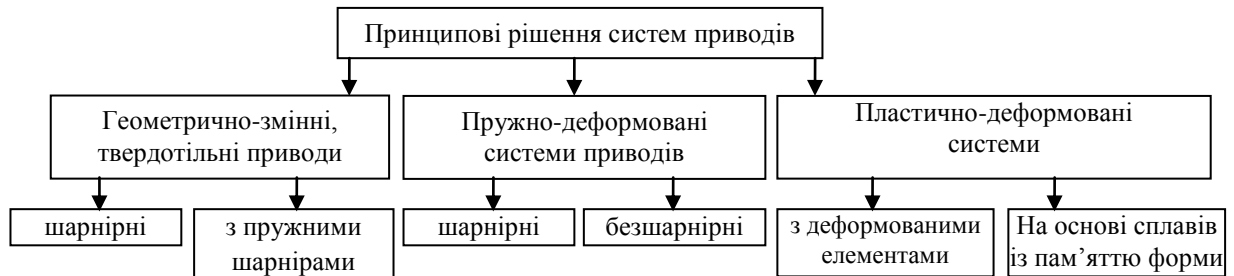


Рис 2.30. Основні класи системних рішень систем приводів

Перший клас системних рішень відповідає використанню традиційних приводів, наприклад у вигляді пневмоциліндрів, з'єднаних шарнірами, в тому числі пружними шарнірами. При цьому реалізуються геометрично-змінні системи складені із жорстких (твердотільних) елементів.

Другий клас системних рішень просторових систем приводів полягає у застосуванні пружних приводів з'єднаних шарнірами або безшарнірних. Приводи із переміщенням, що складає 5...15% загальної довжини привода мають вигляд пружно-деформованих мембранних, сільфонних або шлангових пневмодвигунів (пневмом'язів).

Третій клас інноваційних системних рішень базується на запропонованих пластично-деформованих шарнірних та безшарнірних деформованих елементів, зокрема термомеханічних мехатронних приводів на основі сплавів з пам'яттю форми [63].

Запропоновані системні рішення систем приводів по класам реалізовано у вигляді блоків-модулів складених із однотипних елементів та приводів. Блоки утворюють системні структури різного виду (рис. 2.31).

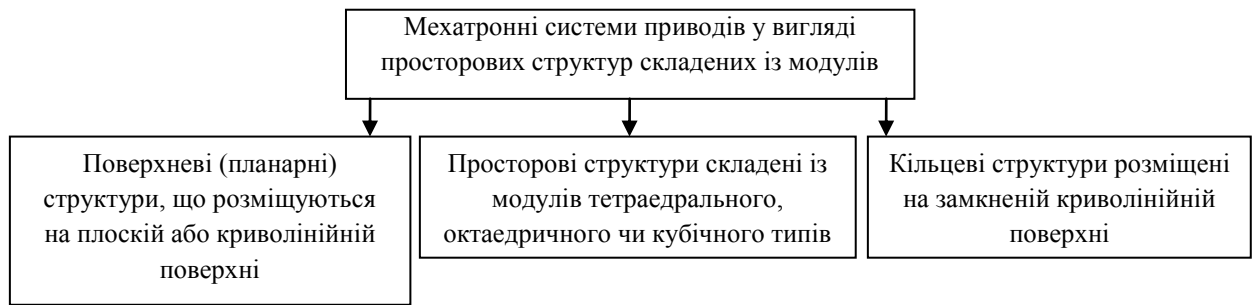


Рис. 2.31. Мехатронні системи приводів у вигляді поверхневих та об'ємних структур

У просторовому варіанті структурні інноваційні мехатронні системи приводів являють собою з'єднання блоків тетрадрального або октаедричного виду різноманітної конфігурації. Кільцеві структури призначені для роботи в замкнених об'ємах типу трубопровода. Блоки структурних систем приводів також використовуються як самостійні системні рішення об'єднані класифікаційною ознакою подібності геометричним фігурам «правильної геометрії»: трикутнику, тетраедру, кубу, октаедру (рис. 2.32).



Рис. 2.32. Запропоновані системні рішення просторових систем приводів відповідні правильним багатогранникам

Окремі системні рішення правильної геометрії відповідають поширеним просторовим системам приводів, наприклад механізм гексапод при відповідних співвідношеннях геометричних параметрів відповідає октаедру.

Системи приводів відповідні ікосаедру або додекаедру є раціональними системними рішеннями для рухомих приводів, що переміщуються шляхом

кочення або кантування. Вони є основою розробки мобільних інноваційних просторових систем. Пропонуються приводи з нерухою точкою, повзаючі системи та стрибаючі приводи, які переміщуються кантуванням. Приводи з нерухою точкою забезпечують роботу з об'єктами в рамках кільцевої області. Повзаючі системи приводів мають регульовані вакуумно-аеростатичні опори, які забезпечують їх утримання в необхідному положенні. Перспективними є повзаючі системи, які переміщуються по криволінійним поверхням розташованим горизонтально або під кутом до горизонту. Окремим випадком автономних систем є пристрої призначені для роботи в замкнених об'ємах (трубах, резервуарах тощо).

Для запропонованої елементної бази схемних та системних рішень розроблені уніфіковані загальні теоретичні методи досліджень. Вони враховують наявність функціональної спадкоємності елементів і систем. При цьому експлуатаційні властивості систем гідро- і пневмо приводів є результатом інтегрування функцій компонентів системи в функції системи в цілому. Це утворює підґрунтя для створення функціонально-орієнтованої елементної бази для задач проектування гідро- і пневмоприводів.

Теоретичні дослідження включають комп'ютерні розрахунки схемних і системних рішень з використанням аналітичних символічних методів та спеціально адаптованих стохастичних методів Монте-Карло [64].

Особливості аналітичних комп'ютерних розрахунків системи приводів розглянемо на прикладі 8-ми координатної шарнірної системи приводів побудованої на основі механізма-гексапода з рухомими шарнірами основи (рис 2.33).

При зміні довжини штанг L_A, \dots, L_F (переміщенні поршнів циліндрів) та переміщенні опор A і D змінюється поперечно кутове положення виконавчого органу. Воно характеризується кутами повороту ψ, θ, φ . При повороті змінюються поточні координати шарнірів A_1, \dots, F_1 .

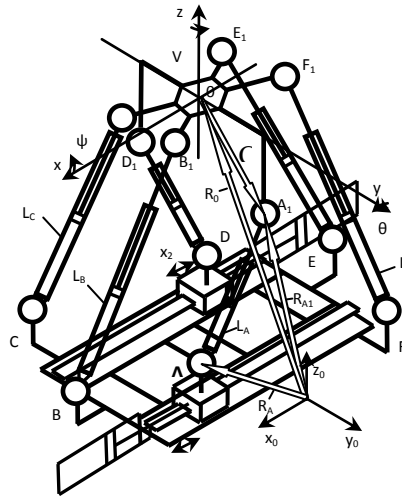


Рис. 2.33. Типова схема системи приводів, побудована на основі механізма-гексапода із додатковим переміщенням його шарнірних опор

Поточне положення кожного шарніра (наприклад A_1) в абсолютній системі координат x_0, y_0, z_0 визначається із матрично-векторної залежності:

$$\vec{R}_{A1} = \vec{R}_0 + \vec{r}_1 = \vec{R}_0 + M(\psi, \theta, \varphi) \vec{r}_{10}, \quad (2.15)$$

де \vec{R}_0 - вектор, що характеризує положення полюса виконавчого органу в абсолютній системі координат; \vec{r}_1 - вектор-стовпчик поточних координат шарніра A_1 у локальній системі координат x, y, z ; \vec{r}_{10} - вектор координат шарніра A_1 в початковому положенні виконавчого органу; $M(\psi, \theta, \varphi)$ - матриця повороту виконавчого органу відносно вісей x, y, z на кути ψ, θ, φ .

Матриця подається у вигляді добутку трьох ортогональних матриць [2], які залежать від кутів повороту ψ, θ, φ :

$$[c_{ij}] = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\psi) & -\sin(\psi) \\ 0 & \sin(\psi) & \cos(\psi) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos(\theta) & 0 & \sin(\theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) & 0 \\ \sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (2.16)$$

Матриці в правій частині формули (2.16) визначають послідовні повороти виконавчого органу відносно вісей x, y та z відповідно.

Наведені векторні залежності реалізують розв'язок зворотної задачі кінематики при заданому технічними умовами законі переміщення виконавчого органу [31]. Векторні співвідношення є основою для проектних розрахунків схемних і системних рішень системи приводів, які реалізуються

безпосередніми обчисленнями з використанням засобів математичних пакетів.

Для малих змін координат маємо лінійну залежність х-координат від L-координат у вигляді:

$$\delta x_i = \sum_{j=1}^6 \frac{\partial x_i}{\partial L_j} \delta L_j, \quad i = 1, 2, \dots, 6, \quad \text{або} \quad (\delta x_i) = (m_{ij}) (\delta L_j), \quad (2.17)$$

де (m_{ij}) - матриця взаємозв'язку координат механізму (матриця Якобі).

Наведені залежності (2.17) відповідають розв'язку прямої задачі кінематики, коли по змінам L-координат визначаються зміни х-координат виконавчого органу. Зворотня задача кінематики стосовно системи приводів полягає у знаходженні L-координат по заданим змінам х-координат:

$$\delta L_j = \sum_{i=1}^6 \frac{\partial L_j}{\partial x_i} \delta x_i, \quad j = 1, 2, \dots, 6, \quad \text{або} \quad (\delta L_i) = (n_{ji}) (\delta x_i). \quad (2.18)$$

де (n_{ij}) - матриця, яка пов'язує із змінами довжини приводів зміни координат платформи.

Теоретичний аналіз схемного рішення при великих змінах координат здійснено комп'ютерним твердотільним моделюванням. Для розрахунку геометрії і кінематики просторових систем запропоновано математичний апарат на основі просторових матриць [2], сформованих на основі методів Монте-Карло [56]. Уточнення схемного рішення здійснено шляхом фізичного макетування системи приводів.

Як вказано раніше, елементна база схемних рішень оснований на використанні схем відповідних правильним багатогранникам. Тому проведені теоретичні дослідження базових рішень елементної бази, що відповідають поширеним приводам тетрадрального та октаедричного виду [64].

Система приводів подібна тетраедру UVWD є базовою схемою широкого класу просторових систем приводів, зокрема механізма-трипода ABCuww(рис. 2.34 а).

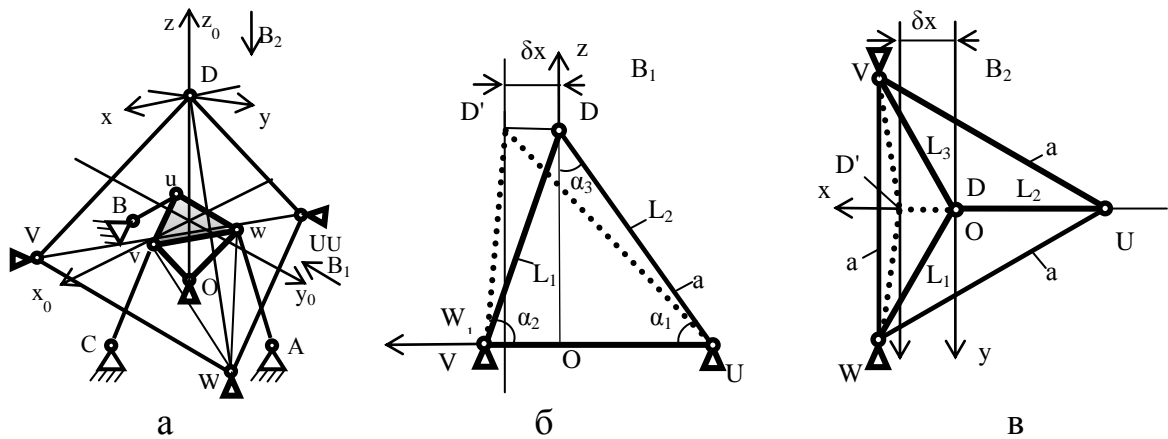


Рис. 2.34. Геометрична схема для визначення алгоритму роботи системи управління механізму тетрадрального виду із дуальним тетраедру механізмом-триподом (а), вигляд збоку (б) та вигляд згори (в)

Механізм трипод з нерухоною точкою O і постійною довжиною ланок OU, OW, OV є дуальним до механізму тетрадрального виду[25]. При цьому вершини механізму-трипода uvw знаходяться в геометричних центрах граней механізму тетрадрального виду $UVWD$.

Механізм тетрадрального виду (рис. 2.34 б, в) має три ланки змінної довжини UD, VD, WD , шарнірно з'єднані в точці D та три нерухомі шарнірні опори в точках U, V, W . З використанням принципу віртуальних переміщень встановлені аналітичні співвідношення між малими змінами x -координат та малими змінами L -координат. Для цього здійснено розв'язок зворотної задачі кінематики для малих переміщень точки D в напрямках x, y , та z . При зміщенні точки D в напрямку вісі x конфігурація системи змінюється (показано пунктиром на рис. 2.34 б і в).

Зміна довжини привода $L_2=UD$ складе: $\delta L_2 = \delta x \cdot \cos \alpha_1$.

Враховуючи, що для тетраедра $\cos \alpha_1 = \frac{1}{\sqrt{3}}$ визначимо $\delta L_2 = \frac{\delta x}{\sqrt{3}}$, а відповідно:

$$\frac{\delta L_2}{\delta x} = \frac{1}{\sqrt{3}}.$$

При переміщенні точки D на величину δx висота трикутника VDW зміниться на величину $\delta h = \delta x \cdot \cos \alpha_2$.

Враховуючи, що для тетраедра $\cos \alpha_2 = \frac{1}{2\sqrt{3}} \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = \frac{1}{3}$. визначимо $\delta h = \frac{\delta x}{3}$.

При зміні висоти трикутника на величину δh довжина приводів $L_1 = WD$ і

$L_3 = VD$ зміниться на величину $\delta L_1 = \delta L_3 = -\delta h \cdot \cos 30^\circ = \frac{\delta x}{3} \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = \frac{\delta x}{2\sqrt{3}}$.

Відповідно частинні похідні:
$$\frac{\partial L_1}{\partial x} = \frac{\partial L_3}{\partial x} = \frac{-1}{2\sqrt{3}} \quad (2.19)$$

Аналогічно визначені частинні похідні L-координат при зміщенні точки D в напрямках у та z.

Для малих змін геометрії механізму маємо векторно-матричну рівність:

$$(\delta L_j) = (n_{ji})(\delta x_i), \quad (2.20)$$

де компоненти матриці Якобі (n_{ji}) визначаються частинними похідними.

$$(n_{ij}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial L_1}{\partial x} & \frac{\partial L_1}{\partial y} & \frac{\partial L_1}{\partial z} \\ \frac{\partial L_2}{\partial x} & \frac{\partial L_2}{\partial y} & \frac{\partial L_2}{\partial z} \\ \frac{\partial L_3}{\partial x} & \frac{\partial L_3}{\partial y} & \frac{\partial L_3}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{2\sqrt{3}} & -\frac{\sqrt{3}}{2} & \sqrt{\frac{2}{3}} \\ \frac{1}{\sqrt{3}} & 0 & \sqrt{\frac{2}{3}} \\ -\frac{1}{2\sqrt{3}} & \frac{2}{\sqrt{3}} & \sqrt{\frac{2}{3}} \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} -0,289 & -0,866 & 0,816 \\ 0,577 & 0,01 & 0,816 \\ -0,289 & 1,155 & 0,816 \end{pmatrix} \quad (2.21)$$

Перша колонка матриці включає частинні похідні, числові значення яких визначені (2.18), (2.19). Останні складові матриці визначені аналогічно.

Нульове значення частинної похідної $\frac{\partial L_2}{\partial y} = 0$ означає, що при малих

(нескінченно малих) переміщеннях точки D в напрямку вісі у привод $L_2 = VD$ не буде змінювати свою довжину. Рівні значення компонент в третій колонці матриці Якобі є наслідком осьової симетрії механізму.

Найбільш важливою базовою схемою системи приводів для складних просторових переміщень об'єктів машинобудування є механізм октаедричного виду (механізм-гексапод) (рис. 2.35).

Вершини октаедра u, v, w розташовуються на платформі механізму, а три інші вершини U, V, W на нерухомій основі.

Встановлено зв'язок змін довжини приводів та шестивимірною вектора положення платформи через матрицю Якобі (m_{ij}) :

$$\delta L_j = \sum_{i=1}^6 \frac{\partial L_j}{\partial x_i} \delta x_i, \quad \delta x_i = \sum_{j=1}^6 \frac{\partial x_i}{\partial L_j} \delta L_j, \quad (\delta x_i) = (m_{ij}) \times (\delta L_j) \quad (2.22)$$

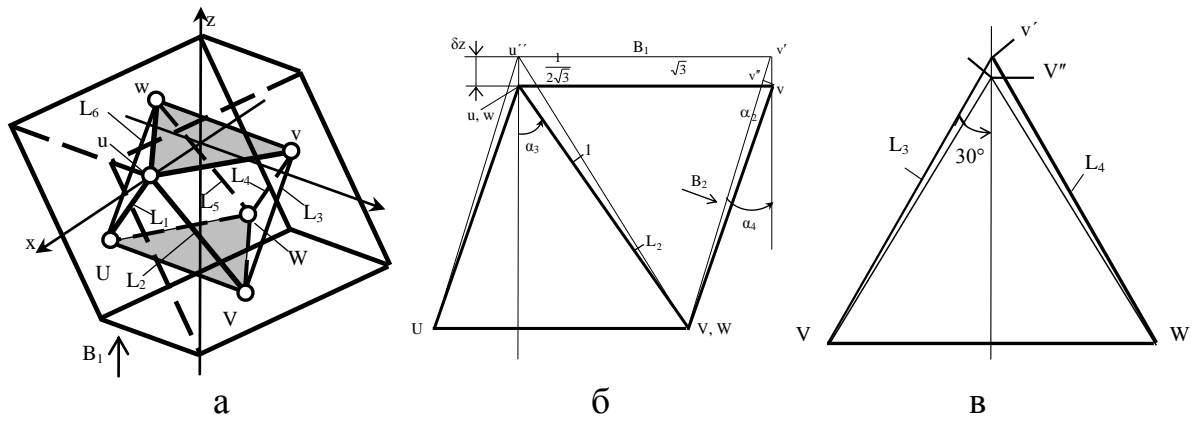


Рис. 2.35. Схеми для визначення алгоритмів роботи систем управління механізмів октаедричного типу та дуального йому кубу (а) та зміни геометрії механізму при переміщенні платформи на величину δz (б, в)

Для визначення частинних похідних використано принцип віртуальних переміщень. При цьому задаються нескінченно малі переміщення платформи по кожній із шести x -координат. Як приклад розглянемо переміщення платформи у вертикальному напрямку на величину δz (рис. 2.38 б).

Приріст довжини привода L_2 складає: $\delta L_2 = \delta z \cdot \cos \alpha_3$.

Із геометричних співвідношень для октаедра: $\cos \alpha_3 = \frac{\sqrt{6}}{3}$.

Відповідно приріст довжини привода L_2 складе:

$$\delta L_2 = \delta z \frac{\sqrt{6}}{3} = \delta z \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}.$$

Із даної рівності визначаються частинні похідні:

$$\frac{\partial L_2}{\partial z} = \frac{\partial L_5}{\partial z} = \frac{\sqrt{2}}{3}, \quad \frac{\partial z}{\partial L_2} = \frac{\partial z}{\partial L_5} = \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}}. \quad (2.23)$$

Для визначення зміни довжини приводів L_3 і L_4 розглянемо трикутник VvW (рис. 2.38 в). При переміщенні платформи на величину δz висота трикутника збільшиться на величину:

$$v'v'' = \delta z \cdot \cos \alpha_4, \quad \text{при цьому: } \cos \alpha_4 = \frac{2\sqrt{2}}{3}, \quad \text{а: } v'v'' = \delta z \frac{2\sqrt{2}}{3}.$$

Зміна висоти трикутника змінює довжини приводів L_3 та L_4 :

$$\delta L_3 = \delta L_4 = v'v'' \cdot \cos 30^\circ = \delta z \frac{2\sqrt{2}}{3} \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = \delta z \cdot \frac{\sqrt{2}}{3}.$$

Значення частинних похідних знаходяться із даної залежності:

$$\frac{\partial L_3}{\partial z} = \frac{\partial L_4}{\partial z} = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}, \quad \frac{\partial z}{\partial L_3} = \frac{\partial z}{\partial L_4} = \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}}. \quad (2.24)$$

Для визначення змін довжини приводів L_1 і L_6 розглянемо трикутник uUw . Зміна висоти трикутника при вертикальному переміщенні платформи:

$$u'u'' = \delta z \cdot \cos \alpha_4 = \delta z \frac{2\sqrt{2}}{3}.$$

Відповідно зміни довжини приводів L_1 і L_6 :

$$\delta L_1 = \delta L_6 = u'u'' \cdot \cos 30^\circ = \delta z \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}.$$

Звідси знаходяться частинні похідні зв'язку координат:

$$\frac{\partial L_1}{\partial z} = \frac{\partial L_6}{\partial z} = \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}}, \quad \frac{\partial z}{\partial L_1} = \frac{\partial z}{\partial L_6} = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}.$$

Знайдені частинні похідні визначають третій рядок матриці Якобі механізму. Останні похідні знайдені аналогічно і одержано:

$$(m_{ij}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial L_1} & \frac{\partial x}{\partial L_2} & \frac{\partial x}{\partial L_3} & \frac{\partial x}{\partial L_4} & \frac{\partial x}{\partial L_5} & \frac{\partial x}{\partial L_6} \\ \frac{\partial y}{\partial L_1} & \frac{\partial y}{\partial L_2} & \frac{\partial y}{\partial L_3} & \frac{\partial y}{\partial L_4} & \frac{\partial y}{\partial L_5} & \frac{\partial y}{\partial L_6} \\ \frac{\partial L_1}{\partial z} & \frac{\partial L_2}{\partial z} & \frac{\partial L_3}{\partial z} & \frac{\partial L_4}{\partial z} & \frac{\partial L_5}{\partial z} & \frac{\partial L_6}{\partial z} \\ \frac{\partial \psi}{\partial L_1} & \frac{\partial \psi}{\partial L_2} & \frac{\partial \psi}{\partial L_3} & \frac{\partial \psi}{\partial L_4} & \frac{\partial \psi}{\partial L_5} & \frac{\partial \psi}{\partial L_6} \\ \frac{\partial \theta}{\partial L_1} & \frac{\partial \theta}{\partial L_2} & \frac{\partial \theta}{\partial L_3} & \frac{\partial \theta}{\partial L_4} & \frac{\partial \theta}{\partial L_5} & \frac{\partial \theta}{\partial L_6} \\ \frac{\partial \varphi}{\partial L_1} & \frac{\partial \varphi}{\partial L_2} & \frac{\partial \varphi}{\partial L_3} & \frac{\partial \varphi}{\partial L_4} & \frac{\partial \varphi}{\partial L_5} & \frac{\partial \varphi}{\partial L_6} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2\sqrt{3} & \sqrt{3} & -2\sqrt{3} & -2\sqrt{3} & \sqrt{3} & -2\sqrt{3} \\ \frac{2}{\sqrt{3}} & \infty & -\frac{2}{\sqrt{3}} & \frac{2}{\sqrt{3}} & \infty & -\frac{2}{\sqrt{3}} \\ \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}} & \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}} \\ \sqrt{6} & \sqrt{6} & 0 & 0 & -\sqrt{6} & -\sqrt{6} \\ -\frac{6}{\sqrt{2}} & -\frac{6}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} & -\frac{6}{\sqrt{2}} & \frac{-6}{\sqrt{2}} \\ \infty & -2\sqrt{3} & 2 & -2 & 2\sqrt{3} & \infty \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Окремі компоненти матриці Якобі мають нескінченно великі або нульові значення. Це обумовлено нульовими значеннями частинних похідних

$$\frac{\partial \psi}{\partial L_3} = \frac{\partial \psi}{\partial L_4} = \frac{\partial L_2}{\partial y} = \frac{\partial L_5}{\partial y} = \frac{\partial L_1}{\partial \varphi} = \frac{\partial L_6}{\partial \varphi} = 0. \quad (2.26)$$

Нульові значення похідних мають місце для малих змін параметрів системи. Це означає, що в рамках лінійної постановки задачі для нескінченно малих переміщень взаємозв'язок координат вироджується.

Для довільних змін координат механізму задача аналітичного розрахунку є нелінійною. В рамках даного дослідження вона вирішена в

окремих практично важливих випадках, зокрема для змін довжини одного із приводів [63]. Розглянемо шарнірний механізм відповідний октаедру, в якому один привод $wu=L=va$ змінює свою довжину (рис. 2.36).

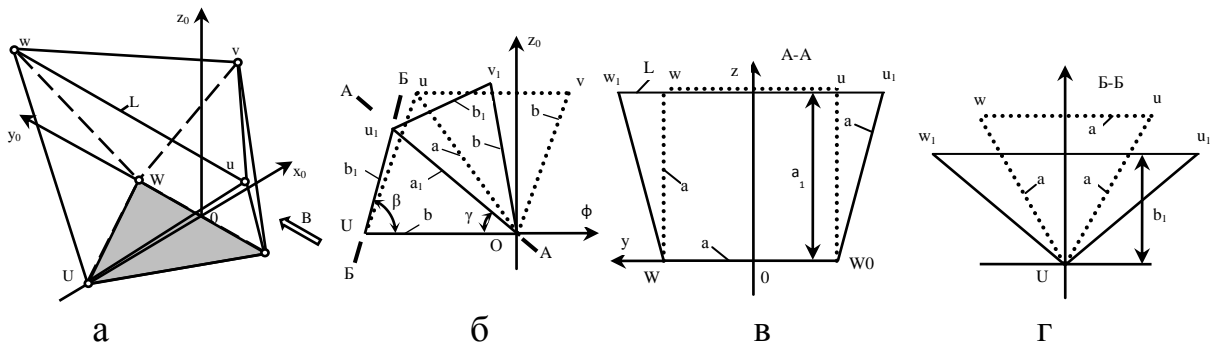


Рис. 2.36. Зміна конфігурації 12-ланкового шарнірного механізма-октаедричного виду при зміні довжини одного приводу $L = uw$: а – ізометричне зображення механізму; б – еквівалентний плоский механізм відповідний проекції механізму по стрілці В; в – перетин механізма площиною W, WO, u, w; г – перетин механізма площиною U, w, u

Для встановлення геометричних співвідношень розглянемо проекцію механізма на площину x_0Oz_0 (вид по стрілці В). Просторовий механізм, який спроектовано на площину має дві ланки постійної довжини $Ov_1 = OU = b = \sqrt{3}a/2$ (рис. 2.39, б). Останні три ланки механізму Ou_1, Uu_1 та v_1u_1 змінюють свою довжину. При цьому $Uu_1 = v_1u_1 = b_1$.

При збільшенні довжини приводу uw він займе положення $L = u_1w_1$ і розташується симетрично відносно осі z. Визначено проекцію приводів Uu_1 та Uw_1 на площину xOz . Із рис. 2.36 г випливає:

$$b_1 = \sqrt{a^2 - L^2/4} = a\sqrt{1 - \lambda^2/4}, \tag{2.27}$$

де λ - відносна довжина приводу $\lambda = L/a$.

Вершини механізму $W_0Ww_1u_1$ утворюють трапецію, висота якої:

$$a_1 = \sqrt{a^2 - (L-a)^2/4}, \quad a_1 = \frac{a}{2} \sqrt{3 + 2\lambda - \lambda^2}. \tag{2.28}$$

Із теореми косинусів для трикутника OUu_1 знаходимо:

$$\cos \beta = \frac{b_1^2 + b^2 - a_1^2}{2bb_1}, \quad \cos \gamma = \frac{a_1^2 + b^2 - b_1^2}{2a_1b}.$$

Підставивши значення геометричних розмірів згідно (2.27)-(2.28) знайдено кути β і γ в залежності від відносної довжини привода λ згідно формул:

$$\cos \beta = \frac{(1-\lambda/2)}{\sqrt{3} \cdot \sqrt{1-\lambda^2/4}}, \quad \cos \gamma = \frac{1+\lambda}{\sqrt{3} \cdot \sqrt{3+2\lambda-\lambda^2}}. \quad (2.29)$$

Визначені координати вершин механізму. Для вершини u :

$$x_u = -a_l \cos \gamma, \quad z_u = a_l \sin \gamma = a_l \sqrt{1 - \cos^2 \gamma}, \quad y_u = a\lambda.$$

Після підстановки значення величин із формул (2.28)-(2.29) знаходяться вектори координат точок u і w :

$$u = a \cdot \begin{bmatrix} -\frac{(1+\lambda)}{2\sqrt{3}} \\ -\lambda/2 \\ \frac{\sqrt{2+\lambda-\lambda^2}}{\sqrt{3}} \end{bmatrix}, \quad w = \begin{bmatrix} -\frac{(1+\lambda)}{2\sqrt{3}} \\ \lambda/2 \\ \frac{\sqrt{2+\lambda-\lambda^2}}{\sqrt{3}} \end{bmatrix}. \quad (2.30)$$

При цьому координати точок W_0 , W та U залишаються постійними.

Координати вершини v_1 змінюються і визначаються через геометричні параметри механізму на основі наступних залежностей:

$$x_v = -b \cdot \cos 2\gamma, \quad y_{v1} = 0, \quad z_v = b \cdot \sin 2\gamma.$$

Після тригонометричних перетворень даних формул одержимо:

$$x_v = -a \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot (2 \cos^2 \gamma - 1), \quad y_{v1} = 0, \quad z_v = a \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{1 - \cos^2 \gamma}.$$

Підстановка в дані залежності значення косинуса згідно (2.29) дає вектор координат вершини v_1 :

$$v = a \begin{bmatrix} \frac{\sqrt{3}(-5\lambda^2 + 2\lambda + 7)}{6(3 + 2\lambda - \lambda^2)} \\ 0 \\ \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{9 - \left(\frac{5\lambda^2 - 2\lambda - 7}{\lambda^2 + 2\lambda + 3} \right)^2} \end{bmatrix}, \quad \text{при } \lambda = 1 \quad v = a \begin{bmatrix} \frac{1}{2\sqrt{3}} \\ 0 \\ \sqrt{\frac{2}{3}} \end{bmatrix}. \quad (2.31)$$

Практично важливим є встановлення аналітичних співвідношень в механізмі при зміні довжини привода, що з'єднує платформу (Wwv) і основу (W_0Uu) механізму (рис. 2.37).

Зміни геометрії механізму при зміні довжини привода визначено на основі попередніх розрахунків шляхом перетворення систем координат, а саме переносу і повороту систем координат.

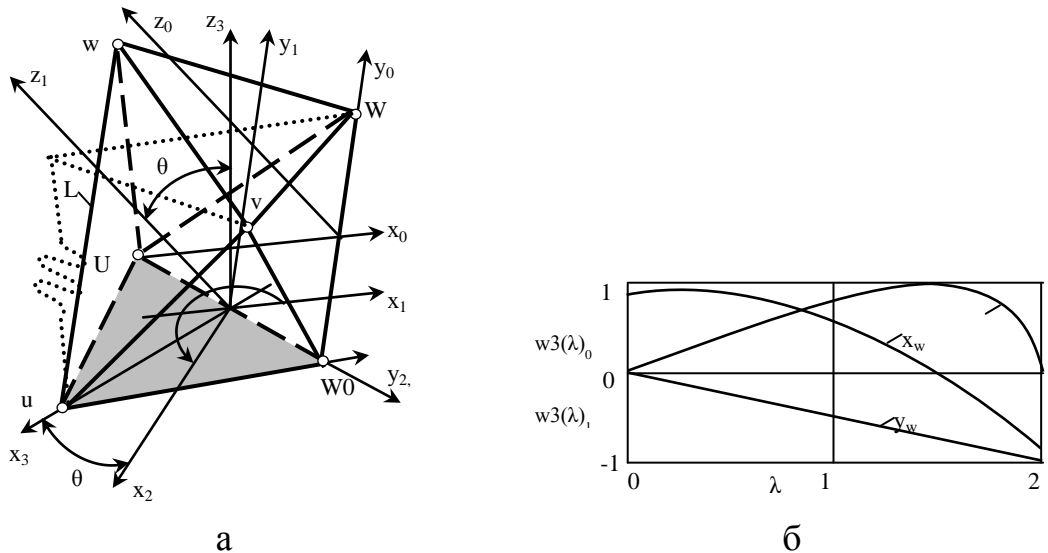


Рис. 2.37. Механізм-гексапод в якому довільним чином змінюється довжина привода uw , що з'єднує основу W_0Uu і Wwv механізму (а) та розрахункові зміни координат вершини w при зміні довжини привода uw (б)

В системі координат $x_0y_0z_0$ знайдено вектор функції переміщень всіх шести вершин у функції зміни довжини привода $uw = L = a\lambda$. Координати вершин визначено формулами (2.30)-(2.31). Позначимо вектори, що визначають положення вершин механізму в системі координат $x_0y_0z_0$, як $u_0(\lambda)$, $w_0(\lambda)$, $U_0(\lambda)$, $W_0(\lambda)$, $U_0(\lambda)$.

Для переходу від системи координат $x_0y_0z_0$ до системи координат $x_3y_3z_3$ треба здійснити ряд перетворень систем координат у вигляді плоско паралельного переносу та обертання [2]. Перше перетворення полягає в паралельному переносі системи $x_0y_0z_0$ центром в точці O в положення $x_1y_1z_1$ з центром в точці O_N . При цьому координати вершин будуть визначені у вигляді:

$$u_1(\lambda) = u_0(\lambda) + CN, \quad w_1(\lambda) = w_0(\lambda) + CN, \quad v_1(\lambda) = v_0(\lambda) + CN, \\ U_1(\lambda) = U_0(\lambda) + CN, \quad W_1(\lambda) = W_0(\lambda) + CN, \quad W_0(\lambda) = W_0(\lambda) + CN.$$

де вектор $CN = a[\sqrt{3}/4 \quad 1/4 \quad 0]^T$ дає положення нового центра системи.

Друге перетворення системи координат полягає в повороті системи $x_1y_1z_1$ навколо вісі z_1 на кут $\varphi = \frac{2}{3}\pi$, з переходом в систему $x_2y_2z_2$.

Перетворення визначається матрицею повороту:

$$M_z(\varphi) = \begin{pmatrix} \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) & 0 \\ \sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2.32)$$

Відповідно координати вершин механізму в системі координат $x_2y_2z_2$ визначено залежностями:

$$\begin{aligned} u_2(\lambda) &= M_z\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot u_1(\lambda), & w_2(\lambda) &= M_z\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot w_1(\lambda), & v_2(\lambda) &= M_z\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot v_1(\lambda), \\ U_2(\lambda) &= M_z\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot U_1(\lambda), & WO_2(\lambda) &= M_z\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot WO_1(\lambda), & w_2(\lambda) &= M_z\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot w_1(\lambda). \end{aligned}$$

Третє перетворення системи координат полягає в повороті системи $x_2y_2z_2$ навколо вісі y_2 на кут θ , який дорівнює куту між площинами граней утворених вершинами WO, U, u та основою механізму на якій розміщено вершини WO, W, U . Матриця даного повороту має вигляд:

$$M_y(\theta) = \begin{pmatrix} \cos(\theta) & 0 & \sin(\theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{pmatrix}. \quad (2.33)$$

Для визначення кута θ знайдено кут між площиною основи WO, W, U та площиною грані WO, U, u . Рівняння даних площин задано у вигляді [25]:

$$\begin{aligned} A_0x_0 + B_0y_0 + C_0z_0 + D_0 &= 0, \\ A_1x_0 + B_1y_0 + C_1z_0 + D_1 &= 0, \end{aligned} \quad (2.34)$$

де коефіцієнти рівнянь згідно співвідношень аналітичної геометрії визначено через координати вершин механізму наступними залежностями:

$$\begin{aligned} A_0 &= \det \begin{vmatrix} y_{wo} & z_{wo} & 1 \\ y_w & z_w & 1 \\ y_u & z_u & 1 \end{vmatrix}, & B_0 &= \det \begin{vmatrix} z_{wo} & x_{wo} & 1 \\ z_w & x_w & 1 \\ z_u & x_u & 1 \end{vmatrix}, & C_0 &= \det \begin{vmatrix} x_{wo} & y_{wo} & 1 \\ x_w & y_w & 1 \\ x_u & y_u & 1 \end{vmatrix}, & D_0 &= \det \begin{vmatrix} x_{wo} & y_{wo} & z_{wo} \\ x_w & y_w & z_w \\ x_u & y_u & z_u \end{vmatrix} \\ A_1 &= \det \begin{vmatrix} y_{wo} & z_{wo} & 1 \\ y_u & z_u & 1 \\ y_u & z_u & 1 \end{vmatrix}, & B_1 &= \det \begin{vmatrix} z_{wo} & x_{wo} & 1 \\ z_u & x_u & 1 \\ z_u & x_u & 1 \end{vmatrix}, & C_1 &= \det \begin{vmatrix} x_{wo} & y_{wo} & 1 \\ x_u & y_u & 1 \\ x_u & y_u & 1 \end{vmatrix}, & D_1 &= \det \begin{vmatrix} x_{wo} & y_{wo} & z_{wo} \\ x_u & y_u & z_u \\ x_u & y_u & z_u \end{vmatrix}, \end{aligned} \quad (2.35)$$

Кут між площинами визначено через коефіцієнти рівнянь :

$$\theta = \arccos \frac{A_0A_1 + B_0B_1 + C_0C_1}{\sqrt{A_0^2 + B_0^2 + C_0^2} \cdot \sqrt{A_1^2 + B_1^2 + C_1^2}}. \quad (2.36)$$

На основі визначених залежностей (2.33) та (2.36) знаходиться матриця повороту системи координат (2.33), а відповідно координати вершин v, w, W механізму в повернутій системі координат $x_3y_3z_3$.

Розрахунок векторів-координат положення вершин здійснено наступними матрично-векторними залежностями:

$$w_3(\lambda) = M_y(\theta_1(\lambda)) \cdot w_2(\lambda), \quad v_3(\lambda) = M_y(\theta_1(\lambda)) \cdot v_2(\lambda), \quad w_3(\lambda) = M_y(\theta_1(\lambda)) \cdot w_2(\lambda).$$

В результаті визначено зміни координат вершин механізму при зміні довжини привода (див. рис. 2.40 б).

Одержані аналітичні співвідношення придатні лише для окремих схемних і системних рішень систем приводів. Для систем загального виду розроблені універсальні методи розрахунку геометричних параметрів на основі методів Монте-Карло [2].

Застосування даних методів розглянемо на прикладі розрахунку системи загального виду [64], яка включає шість приводів, що забезпечують просторове переміщення платформи (рис. 38 а).

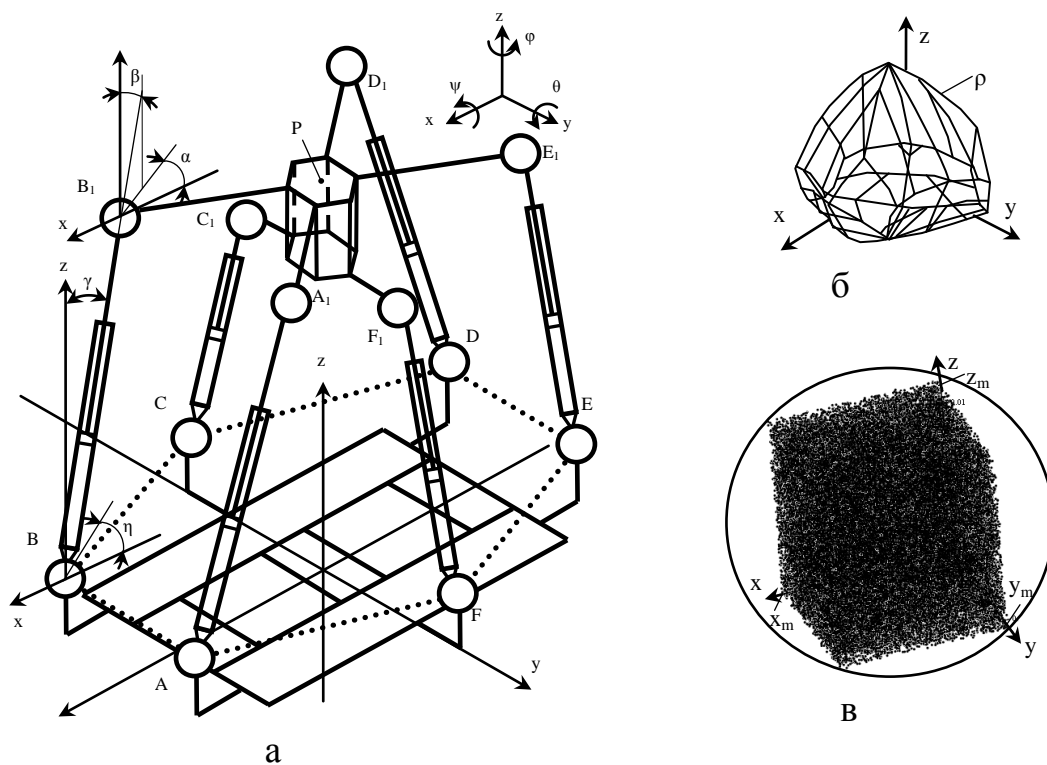


Рис. 2.38. Схема системи приводів та координати які характеризують просторове положення платформи і окремих приводів (а), робочий простір (б) та охоплюючий робочий простір у вигляді (гіперпаралелепіеда) (в)

Платформа має шість ступенів вільності відповідні X-координатам. В якості X-координат взяті три поступальні переміщення полюса P, а саме x, y, z та три кути Ейлера-Крилова ψ , θ , ϕ . Платформа при своєму просторовому

переміщенні повертається відносно полюса Р. Із платформою зв'язана рухома система координат x', y', z' . Осі даної системи координат зміщені і повернуті відносно осей абсолютної системи координат, а також повернуті відносно осей паралельно зміщеної системи x, y, z .

Зв'язок між координатами довільної точки платформи в системі координат x, y, z і в координатах повернутої систем координат x', y', z' встановлюється напрямними косинусами:

$$[c_{ij}] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix}, \quad c_{ij} = \cos(px_i, px'_j), \quad i, j = 1, 2, 3. \quad (2.37)$$

Координати деякої точки платформи (наприклад шарніра А) в нерухомій системі координат визначаються через координати точки в повернутій системі координат згідно залежності:

$$x'_i = \sum_{j=1}^3 c_{ij} x_j + x_i, \quad i = 1, 2, 3. \quad (2.38)$$

Матриця напрямних косинусів $(c_{ij}) = M(\psi, \theta, \varphi)$ подається у вигляді добутку трьох матриць (2.16), які залежать від кутів повороту ψ, θ, φ [2].

При переміщенні платформи змінюються координати шарнірів $A_1, B_1, C_1, D_1, E_1, F_1$. Відповідно змінюється кутове положення приводів AA_1, BB_1, \dots, FF_1 відносно нерухомої основи та рухомої платформи. Однією із важливих задач проектного розрахунку є визначення необхідних діапазонів поперечно-кутових переміщень приводів. Кутове положення кожного привода відносно нерухомої основи характеризується двома кутами η_i та γ_i , $i = 1, \dots, 6$ (див. рис. 2.41 а). Кутове положення кожного привода відносно рухомої платформи характеризується кутами α_i та β_i , $i = 1, \dots, 6$. Набори поперечно-кутових координат приводів утворюють вектори в просторі шести вимірів:

$$G = (\alpha_i), \quad D = (\beta_i), \quad \Gamma = (\gamma_i), \quad E = (\eta_i), \quad i = 1, 2, \dots, 6. \quad (2.39)$$

Множина взаємозалежних векторів X, L, G, D, Γ, E , визначена в межах робочого простору механізму, описує діапазони зміни параметрів системи.

Розрізняють пряму задачу розрахунку механізму, коли по заданому закону зміни вектора довжин всіх шести приводів L знаходять вектор положення платформи X , а також вектори кутових положень приводів G, D, Γ, N . Обернена задача відповідає знаходженню векторів довжин приводів L та векторів кутових положень приводів G, D, Γ, E по заданому вектору положення платформи X .

Проектування просторового механізму потребує визначення діапазонів зміни довжин приводів та діапазонів кутових положень приводів в межах робочого простору. Робочий простір механізму являє собою об'єм обмежений гіперповерхнею ρ в просторі шести вимірів (рис. 2.41 б). Запропоновано ввести охоплюючий робочий простір, який перевищує фактичний робочий простір механізму (див. рис. 2.41 в). Охоплюючий робочий простір задається умовами:

$$\begin{aligned} -x_e \leq x \leq x_m, \quad -y_e \leq y \leq y_m, \quad -z_e \leq z \leq z_m, \\ -\psi_e \leq \psi \leq \psi_m, \quad -\theta_e \leq \theta \leq \theta_m, \quad -\varphi_e \leq \varphi \leq \varphi_m. \end{aligned} \quad (2.40)$$

де індексом m позначені максимальні значення координат платформи, а індексом e – мінімальні значення.

Запропонована методика визначення фактичного робочого простору та діапазонів змін геометричних параметрів системи базується на застосуванні методів Монте-Карло [56, 60] для встановлення взаємозв'язку множин векторів X та векторів L, G, D, Γ, E . При цьому задається деякий достатньо великий набір реалізацій N випадкових векторів X . Компоненти векторів $X = (x, y, z, \psi, \theta, \varphi)^T$ задаються як незалежні некорельовані випадкові числа, що змінюються в діапазонах від мінімальних до максимальних значень (2.37) по рівномірному закону. Наприклад, для координати X :

$$(x_k) = \text{runif}(x_e, x_m, x). \quad (2.41)$$

Сформовані випадкові значення вектора X в кількості $N \approx 105$ визначають масив векторів положення платформи X_1, X_2, \dots, X_N . Масив векторів утворює матрицю X_e розмірністю $6 \times N$ (рис. 2.39 а).

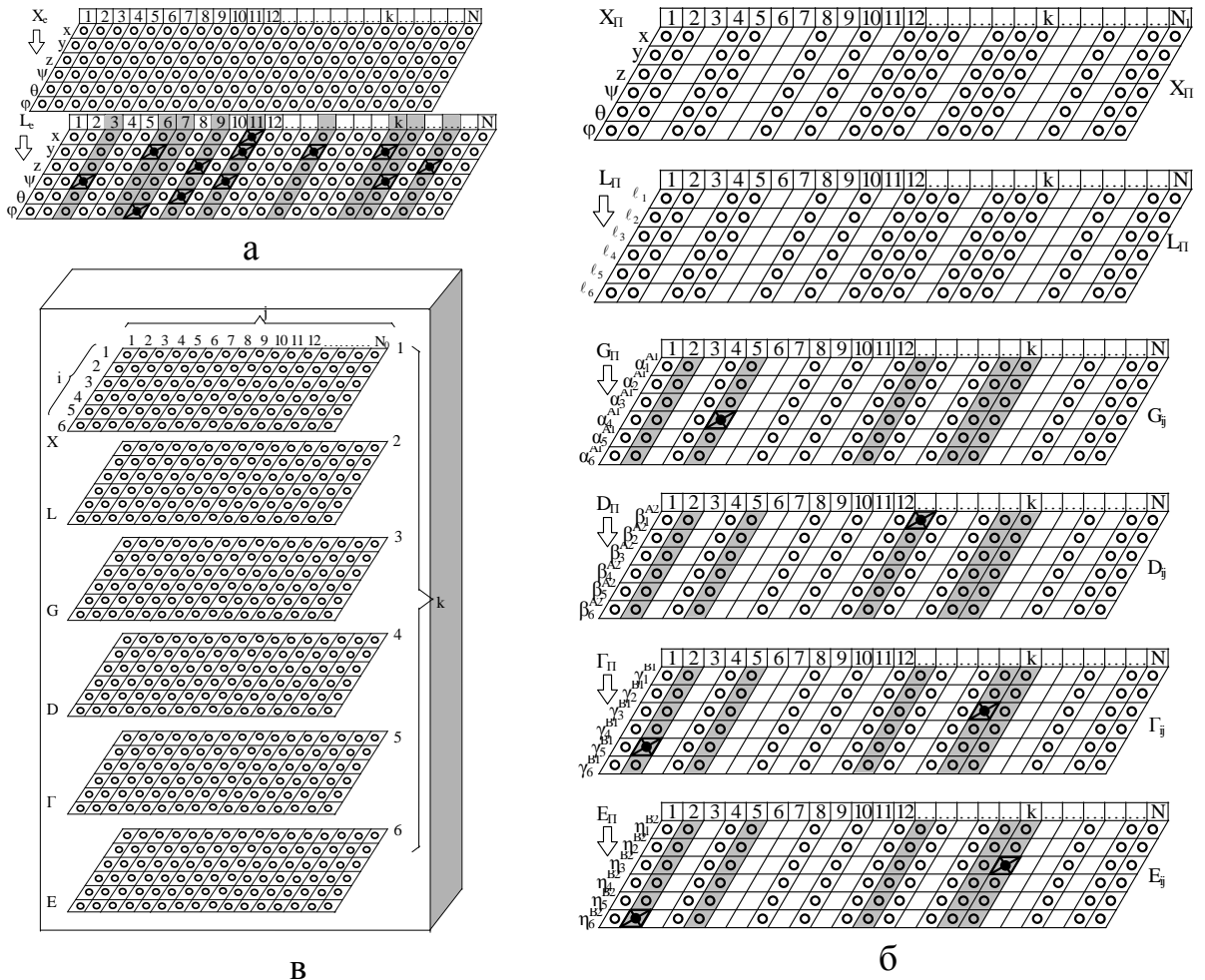


Рис. 2.39. Схема реалізації проектних розрахунків параметрів системи приводів методом Монте-Карло: а – генеровані випадкові вектори X-координат та сепарація їх шляхом ігнорування векторів, що знаходяться за межами робочого простору; б – розраховані значення та сепарація векторів, що перевищують діапазони зміни куткових положень приводів; в – просторова тривимірна матриця взаємного зв’язку параметрів

Для одержаного масиву векторів положення платформи знаходиться відповідний масив векторів довжин приводів (ℓ -координат). Визначення векторів ℓ -координат здійснено на основі розв’язку зворотної задачі кінематики системи згідно залежностей (2.15), (2.16).

Розрахований масив векторів ℓ -координат для всіх N положень платформи утворюють плоску матрицю L_c розмірністю $6 \times N$, яка пов’язана із знайденою раніше матрицею X_c (рис. 2.39 а). В результаті розрахунків встановлено, що частина із ℓ -координат, що визначають зміни довжин приводів перевищують хід приводів. Тому обчислені значення довжин

приводів, які перевищують межі ходу приводів і входять в матрицю L_e виключаються із розгляду. На рисунку в матриці L_e виключені вектори ℓ – координат з номерами 3,6,7,9,11,... (показані чорними крапками). Матриця L_{Π} фізично реальних ℓ –координат одержана із матриці L_e виключенням вказаних векторів. Одночасно виключаються і відповідні вектори матриці X_e . Остаточно матриці X_{Π} і L_{Π} , які утворюють просторову матрицю, включають лише вектори X -координат і L -координат, що знаходяться в межах можливого ходу приводів (рис. 2.39 б). В матриці зосереджені набори координат платформи у випадкових точках. Для даних випадкових точок знаходяться необхідні параметри системи, зокрема кутові положення приводів відносно нерухомої основи γ , η та кутові положення приводів відносно рухомої платформи α , β , які формуються у вигляді плоских матриць G_{Π} , D_{Π} , Γ_{Π} , E_{Π} (див. рис. 2.42 б). Дані матриці ідентичні матрицям X_{Π} і L_{Π} по виду і розмірності. Кутові положення приводів, які є компонентами матриць G_{Π} , D_{Π} та Γ_{Π} , E_{Π} повинні бути реалізовані фізично у конструкціях шарнірів. Якщо це неможливо, тобто випадкові кутові положення приводів відповідних окремим положенням платформи не можуть бути реалізовані фізично, то дані положення платформи виключаються із робочого простору. Виключення фізично нереальних положень приводів здійснюється шляхом сепарації просторової матриці (див. рис. 2.39 б) (показані чорними крапками). Вертикальні зрізи просторової матриці в яких наявний хоча б один вектор із фізично нереальною компонентою виключаються із просторової матриці. Одержана в результаті сепарації тривимірна просторова матриця розмірністю $6 \times 6 \times N_0$ (рис.2.42 в) включає лише фізично реальні вектори просторових положень платформи, що враховують обмеження на довжину і розташування приводів.

При достатньо великому числі векторів ($N_0 \cong 80000$) просторова матриця дозволяє визначити робочий простір, діапазони зміни параметрів основних вузлів та встановити взаємозв'язок параметрів у конкретній області робочого простору.

Висновки до розділу 2

1. В результаті дослідження архітектури елементних баз встановлено, що функціонально-орієнтована елементна база проектування системи приводів має пошарову функціональну спрямованість. На рівні основної функціональної спрямованості розміщуються комплектні приводи, шарніри, пружно- і пластично деформовані пристрої. До рівня додаткової функціональної спрямованості входять фізично різномірні та спеціальні пристрої.

2. Показано, що визначення характеристик елементів і систем приводів може бути здійснено по методиці, яка враховує просторовий характер сил і переміщень із застосуванням спеціальних пристроїв. Для навантаження системи пристрої реалізуються силові фактори типу динами, а для вимірів використовуються оптичні та інструментальні методи із застосуванням високоточних лазерних тріангуляційних вимірювачів.

3. Встановлено, що елементну базу схемних і системних рішень доцільно будувати на основі схемних рішень відповідних рівносторонньому трикутнику, тетраедру, октаедру, тощо з подальшим ускладненням схеми шляхом її перетворення, дроблення шарнірів, трансформації окремих елементів. Вибір базового схемного рішення здійснюється шляхом теоретичних досліджень, які включають аналітичні розрахунки та запропоновані розрахунки у вигляді просторових матриць компоненти яких визначені методами Монте-Карло.

4. Доведено, що для наповнення окремих складових в архітектурі елементних баз необхідно визначити функціональне спрямування в засобах проектування систем гідро- і пневмоприводів, яке включає вимоги до представлення елементів систем та елементів схемних рішень, розробку допоміжних пристроїв та розробку нової елементної бази пневмоприводів на основі сильфонних пристроїв та шлангових пневмодвигунів.

3. ФУНКЦІОНАЛЬНЕ СПРЯМУВАННЯ В ПРИЙНЯТИХ СИСТЕМНИХ РІШЕННЯХ ТА ЗАСОБАХ ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДІВ

3.1. Вимоги до елементів та схемних рішень систем приводів

Розроблена в попередньому підрозділі елементна база схемних і системних рішень повинна задовольняти ряду вимог, які впливають із функціонального спрямування систем гідро- і пневмоприводи. Виконання функцій системи приводів можливе лише в разі: стабільності роботи системи при дії різномасштабних експлуатаційних факторів; в основному температури та законів змін навантаження на систему.

Система приводів може виконувати регламентні функції при забезпеченні керованості системи в межах робочого діапазону функціонування приводів тобто відсутності особливих (сингулярних) положень, де має місце втрата керованості. Представлення елементів в системі та її схемні рішення реалізують необхідне функціональне спрямування системи регламентоване технічними умовами лише при забезпеченні необхідної точності роботи системи. Високоточні системи приводів мають похибки позиціонування мікрометричного порядку. Такий рівень похибок формується в умовах невизначеності (розмитості) факторів і потребує особливого підходу до свого аналізу.

Вимоги до представлення елементів систем при реалізації схемних та системних рішень повинні забезпечувати стабільні параметри систем при змінах експлуатаційних показників.

Стабільна робота системи при дії експлуатаційних факторів (в основному температури та закону навантаження) досягається лише для

певної групи схемних рішень із запропонованої елементної бази схемних рішень, а саме для статично-визначених систем приводів.

В загальному випадку задача визначення зусиль в приводах є статично невизначеною[31].. Для того, щоб зробити нерухомою платформу, достатньо закріпити три її точки, що не лежать на одній прямій лінії. Якщо закріплення виконати за допомогою трьох сферичних шарнірів, то у рівняння статичної рівноваги платформи, увійдуть дев'ять невідомих проекцій реакцій і задача буде статично невизначеною.

Окремі схемні і системні рішення просторових систем конструктивно є статично визначені [83]. Це, зокрема системи-гексаподи, що має три суміщені шарнірні опори (рис. 3.1 а).

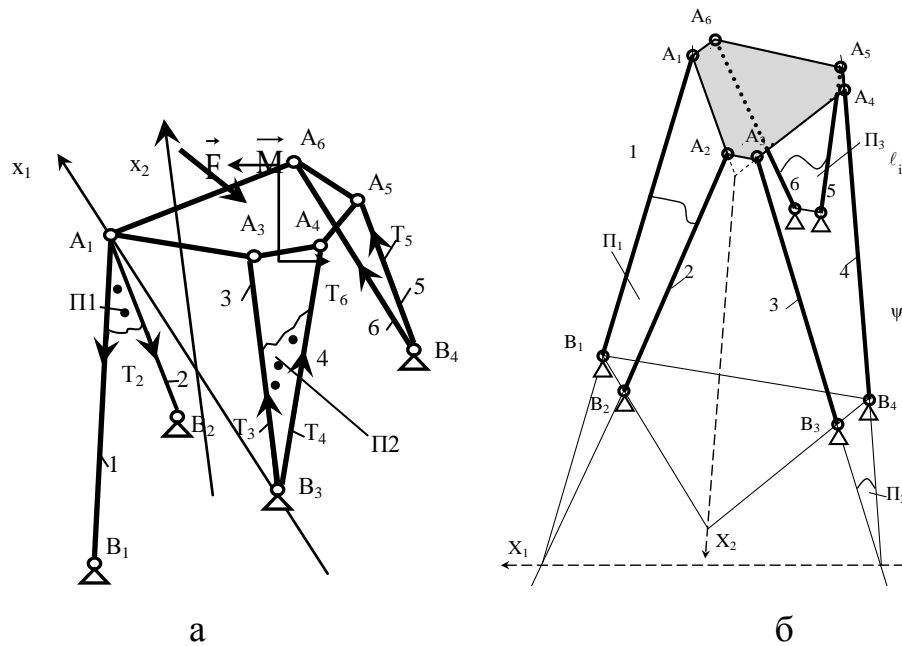


Рис. 3.1. Схема просторової системи-гексапода, який має одну суміщену шарнірну опору на платформі та дві суміщені сферичні опори на основі (а) та схема системи, приводи якої попарно лежать в окремих площинах (б)

Для визначення зусилля T_5 та T_6 в приводах складемо рівняння моментів відносно осі x_1 , яка проходить через спільні шарніри 1, 2, 3, 4:

$$M_{1T5} + M_{1T6} + M_{1F} + M_1 = 0, \quad (3.1)$$

де M_{1T5} – момент зусилля T_5 відносно осі x_1 ; M_{1T6} – момент зусилля T_6 відносно осі x_1 ; M_{1F} – момент відносно осі x_1 головного вектора \vec{F} ; M_1 – проекція на вісь x_1 головного моменту сил, що діють на платформу.

Друге рівняння моментів складемо відносно лінії перетину площин П1 та П2, що являє собою вісь x_2 :

$$M_{2T5} + M_{2T6} + M_{2F} + M_2 = 0, \quad (3.2)$$

де M_{2T5} – момент зусилля T_5 відносно осі x_2 ; M_{2T6} – момент зусилля T_6 ; M_{2F} – момент відносно осі x_2 головного вектора \vec{F} ; M_2 – проекція на вісь x_2 головного моменту.

Аналогічно складено ще дві системи рівнянь/Із розв'язку систем рівнянь буде визначено зусилля в приводах 1,2 та 3, 4.

Статично визначена схема гексапода узагальнюється на випадок системи, приводи якої попарно лежать в площинах П1, П2, П3 (рис. 3.1б).

Для знаходження зусиль T_5 і T_6 в приводах 5 і 6 необхідно скласти рівняння рівності нулю моментів відносно осі x_1 та рівняння рівності нулю моментів відносно осі x_2 . Вісь x_1 є лінією, на якій лежать точки перетину осей приводів 1,2,3,4. Вісь x_2 є лінією перетину площин П1 та П2, в яких попарно розташовані привода (1, 2) та (3, 4).

Розглянута схема може досягатись наближено. Це має місце зокрема в тому випадку, коли точки (B_1, B_2) , (B_3, B_4) , (B_5, B_6) є попарно близькими одна до одної. В більш загальному випадку наближена схема досягається при незначних відхиленнях від площинності розташування систем чотирьох точок $(A_1B_1B_2A_2)$, $(A_3B_3B_4A_4)$, $(A_5B_5B_6A_6)$.

В процесі досліджень запропоновано суттєво спростити знаходження зусиль в статично визначених системах приводів, використовуючи симетричні або наближено симетричні схеми просторових систем приводів механізмів[64]. Даний метод зокрема є основою розрахунку статички пружно-деформованих систем гідро- і пневмоприводів, які розглянуті в підрозділі 3.3. Розглянемо на прикладі механізма-гексапода, що має шість суміщених шарнірних опор, які симетрично розташовані відносно площин ouz (рис.3.2а).

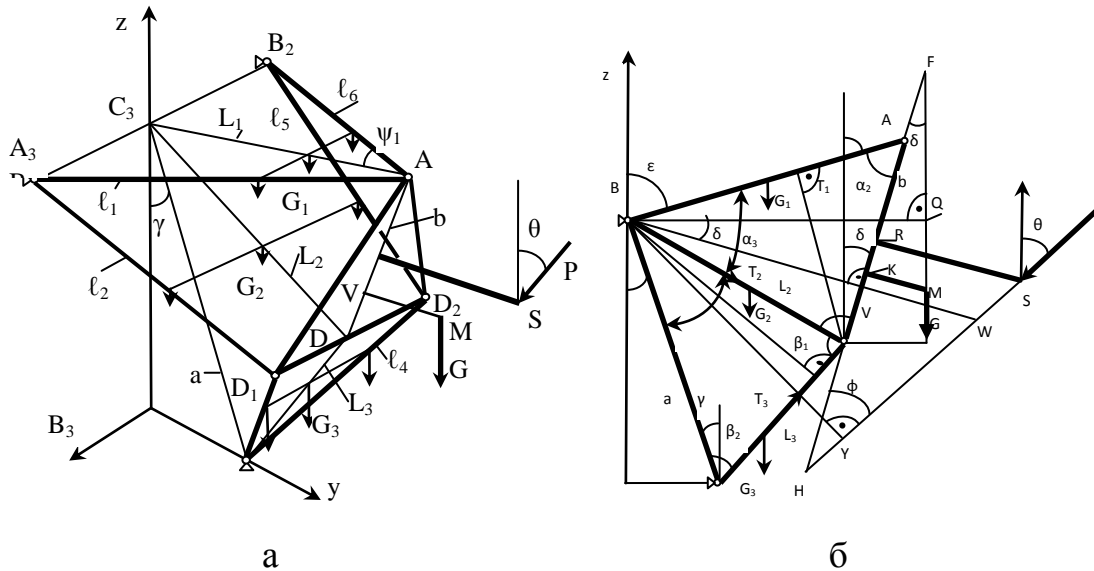


Рис. 3.2. Схема механізму-гексапода, що має шість суміщених шарнірних опор і побудований за симетричною схемою відносно площини oxz (а) та схема еквівалентного плоского шарнірного механізму

Механізм навантажено системою паралельних гравітаційних сил та корисним навантаженням P . Сила G прикладена в центрі мас M платформи. Сили G_1, G_2, G_3 являють собою приведені до площини симетрії гравітаційні сили, що діють на приводи механізму. Корисне навантаження P прикладене в точці S і діє в площині симетрії під кутом θ до вертикалі.

Аналіз статички і кінематики механізму-гексапода, побудованого за симетричною схемою, зводиться до аналізу плоского шарнірного механізму (рис. 3.2 б).

Плоский перетин механізму має вигляд шарнірного чотирикутника $ABCD$. Сторона AD відповідає платформі механізму, маса якої зосереджена в точці M , а корисне навантаження діє на платформу в точці S . Сторона AB чотирикутника, що має довжину L_1 , зв'язана із довжиною штанг $\ell_1 = \ell_6$ співвідношенням:

$$L_1 = \ell_1 \cdot \cos \psi_1, \text{ де } \psi_1 = \arcsin \frac{BB_1}{\ell_1}. L_1 = \sqrt{\ell_1^2 - BB_1^2}, \text{ або } \ell_1 = \sqrt{L_1^2 + BB_1^2}. \quad (3.3)$$

Аналогічний зв'язок сторони чотирикутника CD і штанги $\ell_3 = \ell_4$:

$$L_3 = \sqrt{\ell_2^2 - DD_1^2}, \text{ або } \ell_2 = \sqrt{L_3^2 + DD_1^2}. \quad (3.4)$$

Подібним чином встановлено зв'язок діагоналі чотирикутника $BD=L_2$ із довжиною штанги $\ell_2 = \ell_5$. Даний зв'язок визначено формулами:

$$L_2 = \sqrt{\ell_3^2 - (BB_1 - DD_1)^2}, \text{ або } \ell_3^2 = \sqrt{L_2^2 + (BB_1 - DD_1)^2}. \quad (3.5)$$

Плоский перетин механізму ABCD утворений ланками змінної довжини (L-координатними) $L_1 = AB$, $L_2 = BD$ та $L_3 = CD$. Між довжинами приводів механізму та ланками L_1, L_2, L_3 наявні геометричні співвідношення:

$$\begin{aligned} L_1 &= \sqrt{\ell_1^2 - (BB_1 - AA_1)^2}, \quad \ell_1 = \sqrt{L_1^2 + (BB_1 - AA_1)^2}, \quad L_2 = \sqrt{\ell_2^2 - (BB_3 - DD_3)^2}, \\ \ell_2 &= \sqrt{L_2^2 + (BB_3 - DD_3)^2}, \quad L_3 = \sqrt{\ell_3^2 - (CC_1 - DD_1)^2}, \quad \ell_3 = \sqrt{L_3^2 + (CC_1 - DD_1)^2}. \end{aligned} \quad (3.6)$$

За відомими сторонами знаходимо кути трикутника ABD:

$$\alpha_1 = \arccos \frac{L_2^2 + b^2 - L_1^2}{2L_2b}, \quad \alpha_2 = \arccos \frac{L_1^2 + b^2 - L_2^2}{2L_1b}, \quad \alpha_3 = \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - b^2}{2L_1L_2}, \quad (3.7)$$

де L_1, L_2, L_3 – проекції на площину симетрії приводів механізму; $b=AD$ – розмір платформи механізму у вигляді відстаней між проекціями шарнірних опор. Кутіві розміри трикутників ΔABD та ΔBCD визначають конфігурацію і розміри чотирикутника ABCD.

Знаходження кутівіх розмірів $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ проводяться із ΔBCD :

$$\beta_1 = \arccos \frac{L_2^2 + L_3^2 - a^2}{2L_2L_3}, \quad \beta_2 = \arccos \frac{a + L_3^2 - L_2^2}{2aL_3}, \quad \beta_3 = \arccos \frac{a + L_2^2 - L_3^2}{2aL_2}, \quad (3.8)$$

де $a=BC$ відстань між проекціями шарнірних опор механізму.

Розрахунківі за формулами (3.8) кутіві положення платформи близькі до лінійних. Лінійні залежності мають місце в околиці точок N_1, N_2, N_3 , що визначають номінальне положення механізму. Зміни положення центра мас платформи при зміні довжини ланок визначаються нелінійними залежностями, які суттєво відрізняються від лінійних (показані пари лінії 1, 2, 3 рис. 3.3).

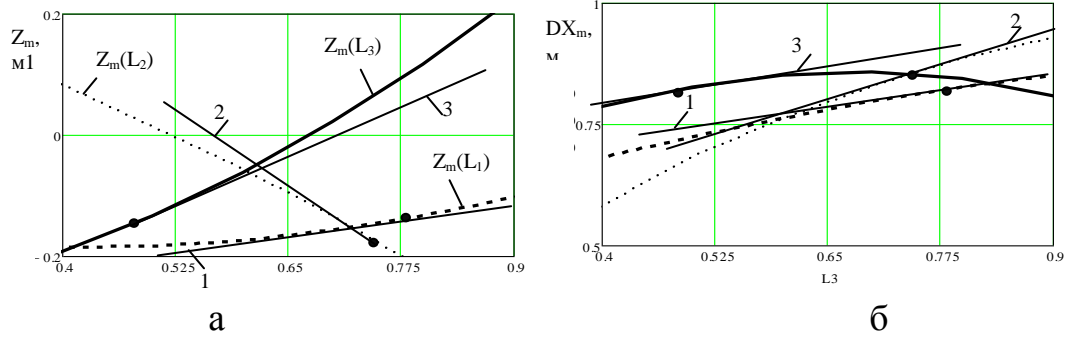


Рис. 3.3. Залежність положення центра мас платформи від зміни довжини штанг: а – вертикальне переміщення; б – горизонтальне переміщення

Наведені вище розрахункові переміщення центра мас платформи в просторі подані у вигляді графіків траєкторій при окремій зміні кожної з L -координат. При зміні довжини ланки L_3 траєкторія переміщення центра мас платформи має характерний дугоподібний вигляд (рис. 3.4 а).

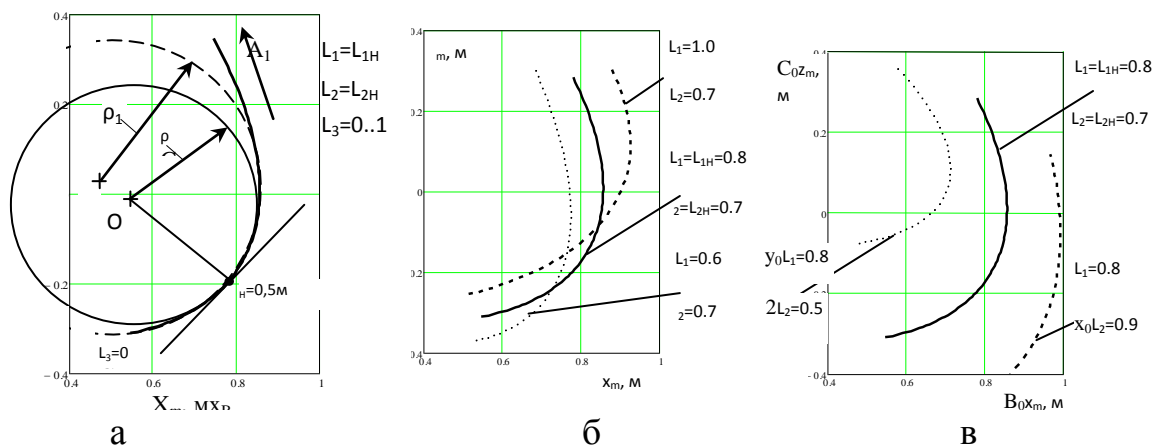


Рис. 3.4. Траєкторія переміщення центра мас платформи при зміні довжини третьої ланки (а) і елементарні рухи центра мас платформи, спричинені зміною довжини ланки L_3 при фіксованих значеннях довжини інших двох ланок (б) та $L_1=\text{const}$, $L_2=\text{const}$ (в)

Всього має місце три типи елементарних рухів полюса платформи (рис. 3.5 а).

Умови рівноваги рухомої платформи AD подані у вигляді рівності нулю суми моментів сил відносно точки B, суми моментів сил відносно точки D та рівності нулю суми проекцій сил на вісь oz.

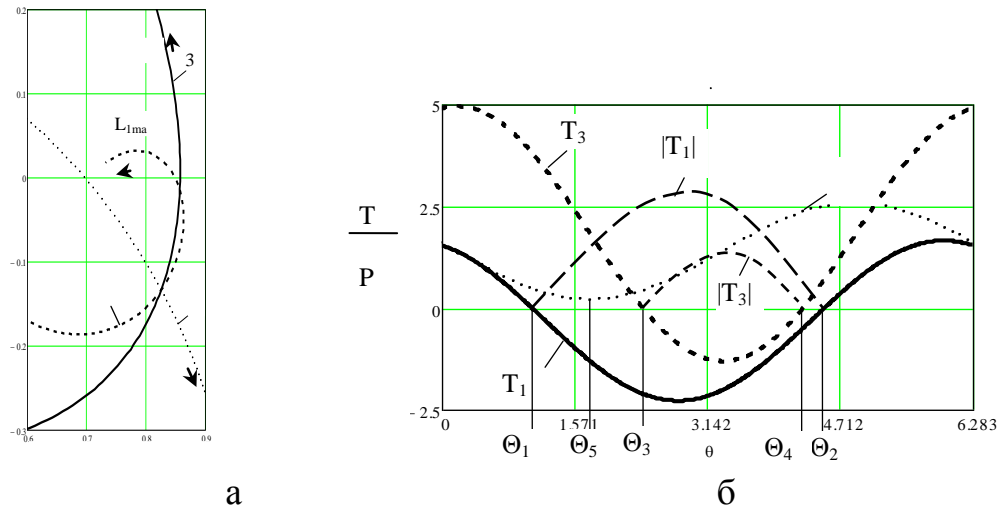


Рис. 3.5. Елементарні переміщення платформи, відповідні змінам третьої ланки L_3 (крива 3), другої L_2 (крива 2) та першої L_1 (крива 1) (а) та зміни зусиль в ланках механізму в залежності від кута θ дії навантаження

Для циркуляційного навантаження системи, що визначається кутом θ (див. рис. 3.2 а) зусилля в ланках змінюється за законами, близькими до гармонічних (рис. 3.5 б).

Наведені графіки дають можливість вибрати раціональні діапазони напрямку дії корисного навантаження. Зокрема в діапазоні напрямів $0 \leq \theta \leq \Theta_1$ та $\Theta_2 \leq \theta \leq 2\pi$ ланки механізму мають постійне додатне (розтягуюче) навантаження. В діапазоні кутів $\Theta_3 \leq \theta \leq \Theta_4$ ланки мають знакопостійні навантаження. При цьому в ланках 1 і 3 мають місце стискаючі зусилля, а в ланці 2 – розтягуюче. Найменші зусилля в ланках мають місце при певних кутах і визначаються окремо для кожної із ланок. При напрямках дії сили з кутами Θ_1, Θ_2 зусилля в ланці 1 близьке до нульового. Аналогічно близькими до нуля є зусилля в ланці 3 при кутах дії сил $\Theta_3 - \Theta_4$. Найменшим при кутах Θ_5 є зусилля в ланці 2. Кут $\theta \approx \Theta_5$ забезпечує мінімум найбільшого навантаження у всіх ланках. Наведений спрощений розрахунок статички системи по симетричній схемі узагальнено на системи близькі до симетричних [64]. Відхилення від симетрії враховується шляхом введення малих відхилень і використанням відповідних матриць Якобі симетричних механізмів.

Стабільність характеристик системи, яка досягається застосуванням статично-визначеної схеми є однією із вимог до представлення схемних рішень. Суттєво важливими є інші вимоги до представлення схемних рішень, що полягають у забезпеченні керованості системи приводів в кожній області робочого простору. Втрата керованості має місце в особливих (сингулярних) положеннях механізму, який відповідає схемному рішенню системи приводів. В процесі досліджень розроблені методи встановлення сингулярних положень в просторових системах приводів. Вони базуються на знаходженні диференціальних параметрів систем в межах робочого простору.

Розроблені методи [64] встановлення сингулярних положень розглянуто на прикладі просторової системи приводів, побудованої по схемі механізму-трипода (рис. 3.6).

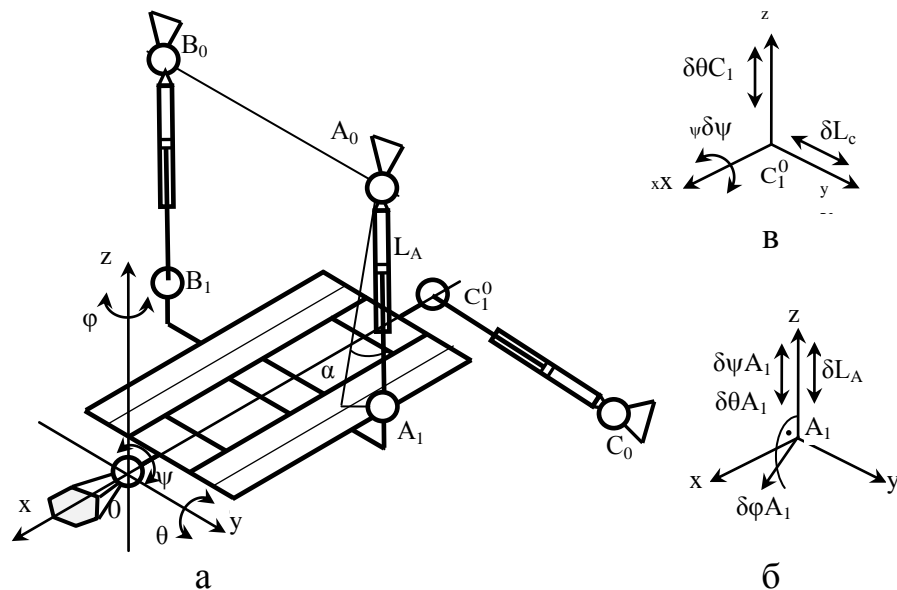


Рис. 3.6. Схема механізму-трипода, в номінальній конфігурації якого мають місце сингулярні положення (а), та геометрична інтерпретація сингулярних положень в балансі переміщень шарніра A_1 (б) і шарніра C_1 (в)

Сингулярне положення системи приводів характеризується відсутністю функціонального зв'язку координат при їх змінах. Зв'язок між змінами координат визначається частинними похідними, які знаходяться як ліміти відповідних відношень приростів координат. Для механізму-трипода кожна із

X-координат ψ , θ , φ є функцією трьох незалежних параметрів L-координат L_A , L_B , L_C . Тому диференціал кожної із його X-координат визначається лінійною комбінацією диференціалів L-координат, наприклад для кутової координати ψ маємо:

$$d\psi = \frac{\partial\psi}{\partial L_A} dL_A + \frac{\partial\psi}{\partial L_B} dL_B + \frac{\partial\psi}{\partial L_C} dL_C. \quad (3.9)$$

Якщо якась із частинних похідних, що входить в дану залежність, дорівнює нулю (близька до нуля) маємо сингулярне положення системи, коли для забезпечення елементарного переміщення $d\psi$ виконавчого органу необхідно нескінченно велику зміну відповідної L – координати [60]. Умова сингулярності також виконується, коли якась із частинних похідних, що входить в (3.9), є дуже великою (прямує до нескінченності). Тоді елементарна зміна деякої L-координати приведе до нескінченно великої зміни відповідної X-координати. Сингулярність в певному положенні механізму допускає геометричну інтерпретацію (див. рис. 3.6 а). Визначимо віртуальні переміщення корпусу шарніра A_1 при кутових переміщеннях виконавчого органу на кут $\delta\psi$. Зміна довжини привода A_0A_1 складе:

$$dL_A = \delta\psi A_l = r_{xA_1} \delta\psi,$$

де r_{xA_1} - відстань від осі x до точки A_1 .

При цьому переміщення корпусу шарніра по напрямку співпадає з переміщення сфери (рис. 3.6 б). Аналогічно при зміні кута θ :

$$\delta L_A = \delta\theta A_l = r_{yA_1} \cdot \delta\theta,$$

де r_{yA_1} - відстань від осі y до точки A_1 .

Розглянемо віртуальне переміщення платформи у вигляді повороту на нескінченно малий кут $\delta\varphi \rightarrow 0$. При цьому відповідні віртуальні зміни довжини привода A_0A_1 будуть нескінченно малими величинами другого порядку малості у порівнянні з $\delta\varphi$ тобто $\delta L_A \sim (\delta\varphi)^2$. Звідки випливає:

$$\delta\varphi A_l = r_{\varphi A_1} \delta\varphi \gg \delta L_A,$$

де $r_{\varphi A_1}$ – відстань від осі r до точки A_1 .

При цьому реалізується сингулярне положення, в якому $\frac{\delta\varphi}{\delta\varphi L_A} \rightarrow \infty$ і відповідно $\frac{\delta L_A}{\delta\varphi} \rightarrow 0$. Зв'язок переміщень корпусу шарніра і сфери описується співвідношеннями:

$$\delta\varphi A_I = L_{A_I} \sin \alpha, \quad \delta L_A = L_A (1 - \cos \alpha), \quad (3.10)$$

де α – кут відхилення привода $A_0 A_1$ від початкового положення.

Для малих відхилень $\sin \alpha \approx \alpha$, $\cos \alpha \approx 1 - \frac{\alpha^2}{2}$. Відповідно одержимо:

$$\frac{\delta L_A}{\delta\varphi A_I} = \frac{\alpha^2}{2} \frac{1}{\alpha} = \frac{\alpha}{2}. \quad (2.38)$$

Частинна похідна (3.11) прямує до нуля відповідно величині кута α . Для малих відхилень $\alpha \rightarrow 0$ маємо умову сингулярності у вигляді:

$$\frac{\delta L_A}{\delta\varphi A_I} \rightarrow \lim_{\alpha \rightarrow 0} \frac{\alpha}{2} = 0.$$

При будь-якому значенні кута $\alpha \neq 0$ умова сингулярності не виконується. Тому, що: $\frac{\delta L_A}{\delta\varphi A_I} = \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha} = \frac{\alpha}{2} \neq 0$.

Фізична інтерпретація сингулярності шарніра A_1 полягає в тому, що переміщення корпусу шарніра відбувається в площині, перпендикулярній вісі привода.

Аналогічний зв'язок віртуальних переміщень корпусу і сфери шарніра має місце для шарніра B_1 . При повороті виконавчого органу навколо вісі z переміщення корпусу шарніра B_1 буде перпендикулярним напрямку вісі привода і тому виникне сингулярне положення механізму.

Інші закономірності виникнення сингулярності мають місце для шарніра C_1^0 . Поворот виконавчого органу навколо вісі z обумовлює взаємно однозначний і пропорційний зв'язок віртуальних переміщень корпусу шарніра C_1^0 і сфери шарніра. Відповідно $\delta\varphi L C_I = \delta L_c$ в даному випадку умова сингулярності не виконується. Поворот виконавчого органу навколо горизонтальної вісі (вісі y) обумовлює сингулярність механізму, розглянуту

раніше. Вона полягає в тому, що $\delta\theta_{C_1} = r_{\phi_{C_1}} \cdot \delta\theta \gg \delta L_C$, де $r_{\phi_{C_1}}$ – відстань від вісі у до точки C_1^0 . Відповідно: $\delta L_C / \delta\theta = 0$.

Геометрично це означає, що переміщення корпусу шарніра C_1 відбувається у напрямку, перпендикулярному вісі привода $C_0C_1^0$.

Принципово інша умова сингулярності має місце при повороті виконавчого органу навколо вісі x . Поворот платформи на кут ψ навколо вісі x ніяк не впливає на довжину привода L_C . Має місце повна відсутність зв'язку між поворотом $\delta\psi$ та зміною довжини привода δL_C . Математично це означає, що $\lim_{\delta\psi \rightarrow 0} \frac{\delta L_C}{\delta\psi}$ не існує. Враховуючи, що ліміт відношення дорівнює відношенню лімітів, одержимо:

$$\lim_{\delta\psi \rightarrow 0} \frac{\delta L_C}{\delta\psi} = \frac{\lim_{\delta\psi \rightarrow 0} \delta L_C}{\lim_{\delta\psi \rightarrow 0} \delta\psi} = \frac{\delta L_C}{0}.$$

Так як δL_C не залежить від $\delta\psi$ та ліміт в чисельнику буде дорівнювати δL_C і може мати яку завгодно величину. Ліміт в знаменнику дорівнює нулю. Тому $\lim_{\delta\psi \rightarrow 0} \frac{\delta L_C}{\delta\psi}$ не визначено, а тому ліміт не існує як конкретне число.

Геометрична інтерпретація сингулярності даного виду (див. рис. 3.6 в) полягає у наявності різнорідних, якісно різних віртуальних переміщень корпусу і сфери шарніра. Переміщення корпусу шарніра є обертальним, а переміщення сфери поступальним. Це приводить до відсутності зв'язку віртуальних переміщень шарніра і привода.

Відсутність підтвердження умови сингулярності в номінальному положенні системи приводів не виключає наявності сингулярності в поточному положенні системи. Розглянемо механізм (рис.3.7а), який не є сингулярним в номінальному (нульовому) положенні.

Для даного механізму обчислено значення довжини приводів в залежності від однієї з координат ψ , ϕ , φ при фіксованих значеннях інших координат (рис. 3.7 б).

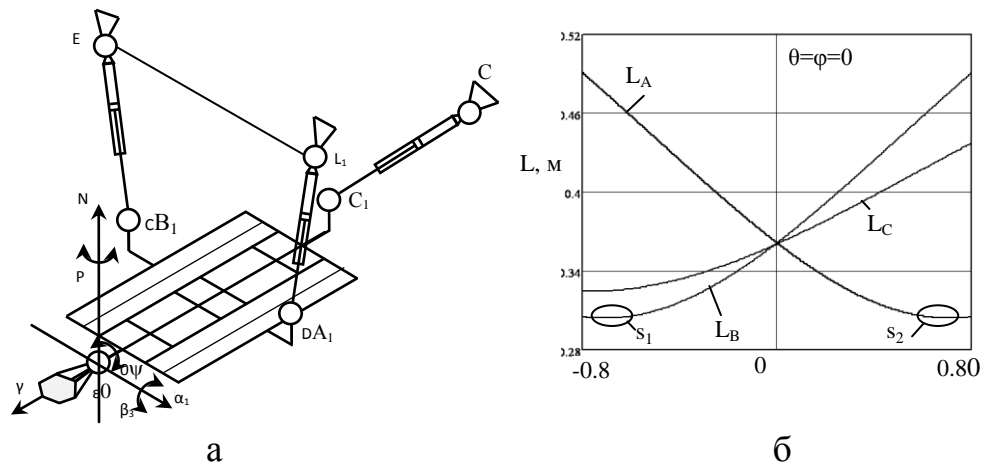


Рис. 3.7. Схема системи, яка не має сингулярних положень в номінальному положенні (а) та залежність довжини приводів від положення платформи (б)

Області зміни кутових координат s_1, s_2 відповідають сингулярним положенням, в яких $\frac{\partial L_B}{\partial \psi} \cong 0$ (область s_1), $\frac{\partial L_A}{\partial \psi} \cong 0$ (область s_2).

Розглянутий приклад визначення сингулярних областей конкретної системи приводів узагальнено на системи довільного виду для яких знаходяться диференціальні параметри. Вони використовують просторові матриці одержані розрахунком методами Монте-Карло. Розроблені методи розрахунку параметрів систем в значному числі точок робочого простору та подання результатів розрахунків у вигляді просторових матриць розвинені у напрямку знаходження диференціальних параметрів систем. Вони знаходяться обчисленням у вигляді кінцевих різниць по координатам платформи.

Знаходження диференціальних параметрів розглянуто на прикладі механізма-трипода (див. рис. 3.7). При цьому для механізму задається охоплюючий робочий простір у вигляді обмежень на кутові координати $\psi_1 \leq \psi \leq \psi_2$, $\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$, $\phi_1 \leq \phi \leq \phi_2$. Формуються масиви випадкових значень X координат у вигляді набору випадкових величин ψ, θ, ϕ з рівномірними законами розподілу. Для цього використовуються генератори випадкових чисел, наприклад $\psi_i = \text{runif}(10000, \psi_1, \psi_2)$, які формують масиви значень N

випадкових положень виконавчого органу, розподілені по рівномірному закону в інтервалі ψ_1, ψ_2 .

Одержаний достатньо великий масив випадкових положень виконавчого органу використовується для обчислення масиву частинних похідних в окремих точках. Обчислення частинної похідної $\frac{\partial L_A}{\partial \psi}$ в деякій точці k робочого простору з використанням кінцевих різниць першого порядку здійснено за наступною формулою:

$$\left. \frac{\partial L_A}{\partial \psi} \right|_k \cong \frac{L_A(\psi_k + \Delta_k, \theta_i, \varphi_j) - L_A(\psi_k, \theta_k, \varphi_k)}{\Delta_k}, \quad (3.12)$$

де Δ_k – невеликий у порівнянні із заданим кутовим робочим простором $\psi_2 - \psi_1$ приріст куткової координати ψ_k визначеної в точці k ; $\psi_k + \Delta_k, \theta_i, \varphi_j$ – кутові координати точки i , близької до точки k .

Близька точка вибирається із сусідніх до k точок виконання умов в $\psi_i = \psi_k + \Delta$, $\min|\theta_i - \theta_k| \rightarrow 0$, $\min|\varphi_i - \varphi_k| \rightarrow 0$.

За формулою (3.12) обчислено значення частинних похідних для сформованих випадкових положень виконавчого органу системи приводів (табл. 3.1). Формула (3.12) використана для розрахунку значень, які наведені в першій колонці таблиці. Для розрахунку значень матриці в інших колонках застосовані формули подібні (3.12) із зміною приводів та аргументів по яким здійснюється диференціювання.

Таблиця 3.1

Значення частинних похідних, обчислені для масиву окремих випадкових положень просторової системи приводів

Параметр Індекс положення, k точки k	$\frac{\partial L_A}{\partial \psi}$	$\frac{\partial L_A}{\partial \theta}$	$\frac{\partial L_A}{\partial \varphi}$	$\frac{\partial L_B}{\partial \psi}$	$\frac{\partial L_B}{\partial \theta}$	$\frac{\partial L_B}{\partial \varphi}$	$\frac{\partial L_C}{\partial \psi}$	$\frac{\partial L_C}{\partial \theta}$	$\frac{\partial L_C}{\partial \varphi}$
0	-0,299	-0,159	-0,092	-0,049	0,069	0,044	0,058	-0,014	0,061
1	-0,184	-0,05	-0,093	-0,055	0,062	0,05	0,055	-0,001	0,053
2	0,051	0,179	-0,108	-0,061	0,054	0,027	0,062	-0,026	0,071
...
10000	0,194	-0,168	-0,106	-0,054	0,067	0,042	0,057	-0,016	0,056

Дані в таблиці 3.1 піддані комп'ютерній обробці з метою перевірки системи приводів на наявність сингулярних положень. Перевірка полягає у знаходженні точок в яких частинні похідні $\left(\frac{dL}{dx}\right)_i$ є близькими до нуля чи нескінченності. Це здійснюється наступним чином. Для кожної колонки масиву значень $\left(\frac{\partial L}{\partial X}\right)_i$, наведених в таблиці, знаходиться максимальне і мінімальне значення. Якщо значення $\min\left[\left(\frac{\partial L}{\partial X}\right)_i\right]$ та $\max\left[\left(\frac{\partial L}{\partial X}\right)_i\right]$ мають однаковий знак, не дорівнюють нулю або нескінченності, то системи приводів у межах даного робочого простору не має сингулярних положень. Коли ж знаки мінімуму і максимуму різні, це означає, що в межах робочого простору є положення, в якому $\left(\frac{\partial L}{\partial X}\right)=0$, тобто в межах робочого простору наявне сингулярне положення механізму.

Результати розрахунку мінімальних і максимальних значень підтверджують, що вони мають однакові знаки (рис. 3.8 а).

	$\frac{\partial L_A}{\partial}$	$\frac{\partial L_B}{\partial}$	$\frac{\partial L_C}{\partial}$
$\frac{\partial}{\partial \psi}$	-0.061	-0.048	0.067
$\frac{\partial}{\partial \theta}$	-0.145	-0.061	0.046
$\frac{\partial}{\partial \phi}$	-0.056	0.072	-0.014
	-0.133	0.049	-0.03
	-0.055	0.06	0.074
	-0.146	0.015	0.041

а

	$\frac{\partial}{\partial L_A}$	$\frac{\partial}{\partial L_B}$	$\frac{\partial}{\partial L_C}$
$\frac{\partial \psi}{\partial}$	-7,69	-18,18	17,85
$\frac{\partial \theta}{\partial}$	-10,53	16,39	45,46
$\frac{\partial \phi}{\partial}$	-9,9	26,32	17,24

б

	$\frac{\partial L_A}{\partial}$	$\frac{\partial L_B}{\partial}$	$\frac{\partial L_C}{\partial}$
$\frac{\partial}{\partial \psi}$	0,42	0,78	0,68
$\frac{\partial}{\partial \theta}$	0,42	0,68	0,47
$\frac{\partial}{\partial \phi}$	0,38	0,25	0,55

в

Рис. 3.8. Максимальні (чисельник) і мінімальні (знаменник) значення частинних похідних (а), середні значення частинних похідних (б) та відношення модулів мінімальних і максимальних значень (в), розраховані відповідно табл. 3.1

Одержані розрахункові параметри використані для визначення ступеня керованості системи приводів по відповідним координатам. Для цього використовуються модулі середніх значень частинних похідних:

$$\frac{\partial X_j}{\partial L_i} = 2.0 \left[\frac{\partial L_i}{\partial X_j} \Big|_{\min} + \frac{\partial L_i}{\partial X_j} \Big|_{\max} \right]^{-1}, \quad X_j = \psi, \theta, \varphi, \quad L_i = L_A, L_B, L_C, \quad (3.13)$$

Результати розрахунків за формулою (3.13) керованості подані у вигляді матриці (рис. 3.8 б). Із аналізу матриці випливає, що найбільший ступінь керованості(45,46) відповідає частинній похідній $\frac{\partial \theta}{\partial L_C}$, а найменший(-7,69) частинній похідній $\frac{\partial \psi}{\partial L_A}$. Це значить, що зміни довжини привода CC_1 (див. рис. 3.7) найбільш ефективно впливають на зміни поперечно-кутового положення виконавчого органу.

Для оцінки рівномірності рівня керованості введено відношення мінімального і максимального значень частинних похідних у вигляді:

$$v_{ij} = [\min \partial L_i / \partial X_j] / [\max \partial L_i / \partial X_j]. \quad (3.14)$$

Розрахункові за формулою (3.14) відношення подані у вигляді матриці (рис. 3.8 в). Із аналізу числових значень матриці випливає, що найбільш низька рівномірність керованості (25%) відповідає частинній похідній $\frac{\partial L_B}{\partial \varphi}$.

Розглянуті вимоги до представлення елементів, які забезпечують стабільність роботи системи та рівномірність її керованості доповнені вимогами до забезпечення необхідної точності роботи системи приводів. Вони враховують надзвичайну складність системи та велике число факторів, що впливають на точність системи та невизначеність (розмитість) процесів, що в ній протікають. Тому для обґрунтування вимог застосовані сучасні методи досліджень на основі теорії нечітких множин.

Особливістю просторових систем приводів є необхідність визначення похибок одночасно по 6-ти координатах та залежність даних похибок від багато чисельних нечітко визначених факторів. В результаті проведених інформаційних досліджень (див. розділ 1) встановлено, що в даний час відсутні загальні методи визначення точності елементів систем приводів при просторовому русі. Тому в процесі досліджень запропоновано спеціальну

методику визначення похибок на основі теорії нечітких (розмитих, fuzzy) множин [56, 72, 101]. При цьому встановлено закономірності формування похибок систем приводів та основні групи факторів, які визначають похибки. Методика розглянута на прикладі визначення похибок положення платформи гексапода (рис. 3.9 а).

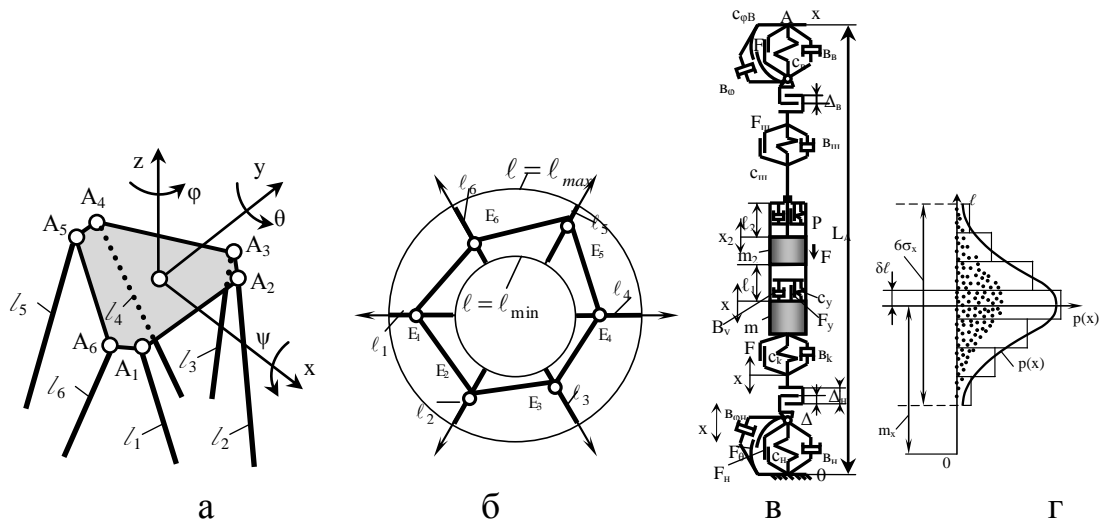


Рис. 3.9. Просторові координати, що визначають положення платформи системи приводів (а), їх графо-аналітична інтерпретація у вигляді гексагону l -координат (б), особливості пружно-дисипативної системи окремого привода, які визначають зміни його довжини (в) та схема визначення загальної похибки привода при його виході в позицію (г)

Для графічного зображення складових шестивимірних векторів l -координат та x -координат застосовані відрізки прямих з'єднаних ламаними лініями. Вони утворюють гексагони E_1 - E_6 -замкнені ламані лінії відповідні шестикутникам(рис. 3.9 б).

Для забезпечення геометричної подібності гексагонів l -координат максимальні значення довжин приводів розташовані на колі l_{max} . Величини приростів l -координат при цьому зображено радіальними відрізками розташованими всередині кола. При цьому всі гексагони, що описують вектори l -координат будуть розташовані між двома колами l_{min} та l_{max} .

Зміни довжини кожного привода l_i при його виході в позицію визначаються нелінійними деформативними характеристиками верхнього і нижнього шарнірів, люфтами і зазорами в шарнірах і з'єднаннях і

нелінійними силами сухого тертя (рис. 3.9 в). Наведені фактори мають невизначений (розмитий) характер. Для встановлення закономірностей зміни довжини окремого привода внаслідок дії різноманітних факторів розроблена феноменологічна модель:

$$\alpha_0 \cdot \delta \ell = \alpha_1 f \cdot \delta p + \alpha_2 p \delta f + \sum_{i=1}^n \alpha_{3i} (F_i \cdot \delta k + k \delta F_i) + \sum_{j=1}^m \alpha_{4j} (P \cdot \delta \Delta_j + \Delta_j \delta P) + \sum_{q=1}^r \alpha_{5q} \left(P \frac{\delta c_q}{c_q^2} + \frac{1}{c_q} \delta P \right) + \alpha_6 (v \delta b_q + b_q \delta v) \quad (3.15)$$

де $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_{3i}, \alpha_{4j}, \alpha_{5q}, \alpha_{6q}$ - вагові коефіцієнти; p, F_i, P, V - тиск в приводі, сила тертя, навантаження на привід та швидкість; n - число пар сухого тертя в приводі, які мають обмежене змащення; m - число люфтових з'єднань в приводі; r - число пружно-дисипативних елементів у приводі; f - коефіцієнт тертя; k - параметр шорсткості контактуючих поверхонь; Δ_j - люфти у шарнірах і з'єднаннях; C_q - коефіцієнт жорсткості стиків; b_k - дисипативні коефіцієнти з'єднань; $\delta p, \delta f, \delta k, \delta F_i, \delta \Delta_j, \delta P, \delta c_q, \delta b, \delta v$ - елементарні прирости параметрів, які прийняті в діапазоні 2...5% від номінального значення параметра.

Для реалізації моделі (3.15) використано методи Монте-Карло [54, 152, 154]. Прийнято, що число пар сухого тертя, люфтових з'єднань та число дисипативних елементів задіяних при виході привода в позицію є випадковими числами з біноміальним законом розподілу. Параметр шорсткості k , коефіцієнти жорсткості стиків C_q та дисипативні коефіцієнти мають розсіяння із середньоквадратичним відхиленням близьким до 15% від елементарних приростів параметрів, а закони розподілу даних параметрів близькі до нормального. В першому наближенні вагові коефіцієнти задовольняють принципу рівномірності вкладу окремих складових у формування загальної похибки привода. Коефіцієнт α_0 , що визначає масштаб величини похибки уточнюється по результатам експериментальних вимірів загальної точності привода.

Згідно методів Монте-Карло генерується масив N випадкових факторів феноменологічної моделі похибки привода та проводиться її статистична обробка. Даний масив геометрично інтерпретовано у вигляді точок, що попадають у відповідний діапазон (рис. 3.9 г).

В результаті статистичної обробки масиву похибок визначено середнє значення зміни позиції привода:

$$m_e = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \delta l_i \approx 4...6 \text{ мкм.} \quad (3.16)$$

Визначена дисперсія випадкового положення привода:

$$\sigma_e^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (\delta l_i - m_e)^2 \approx 3...5,5 \text{ мкм}^2. \quad (3.17)$$

Побудована гістограма розподілу випадкових позицій привода. Встановлено, що закон розподілу положення привода можна прийняти відповідним нормальному закону.

Точність положення платформи просторової системи приводів визначена експериментальними методами[56]. Система приводів навантажувалась спеціальним пристроєм (див. підрозділ 2.2) максимальне зусилля в якому задавалось приблизно в 5 разів більшим, ніж гравітаційне навантаження на платформу (рис. 3.10 а).

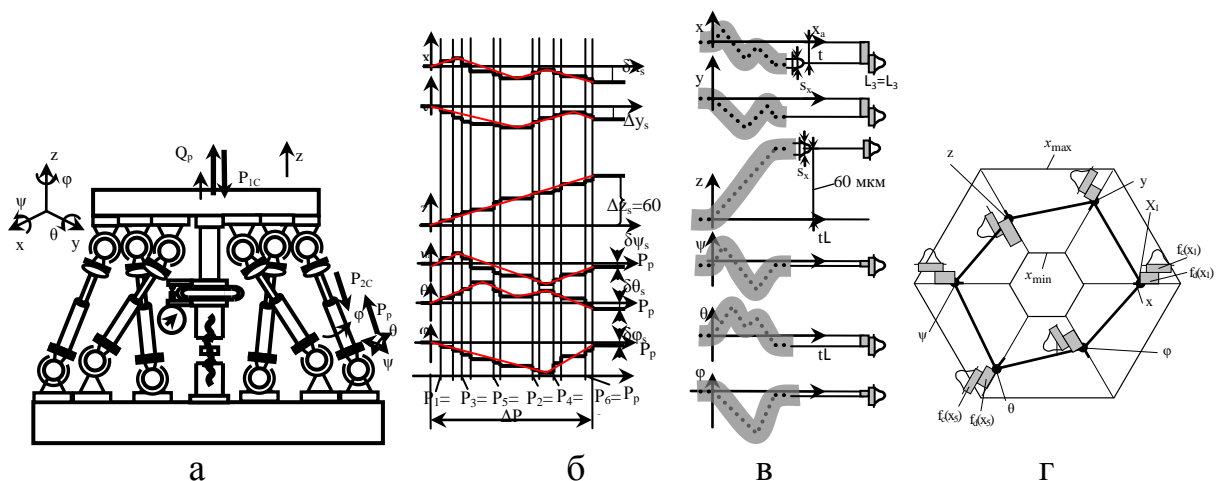


Рис. 3.10. Схема навантаження системи приводів (а), графіки зміни просторових координат платформи в процесі навантаження (б), полоси розташування похибок при навантаженні (в) та гексагон положення платформи, при виході в позицію, на якому показано детерміновані та нечіткі похибки в кінці процесу навантаження (г)

При виході в позицію в кінці процесу навантаження платформи мають місце похибки позиціонування, які визначені у вигляді нечітко визначених (розмитих, fuzzy) множин із відповідними функціями приналежності. Для визначення функцій приналежності проведені експериментальні виміри похибок при ступінчастих змінах навантаження на платформу з величиною зусилля $P_1, P_2 \dots P_p$ (рис. 3.10 б).

В кінці кожного кроку зміни навантаження вимірювалось поточне положення платформи. Діапазони зміни кожної координати мали вигляд полос (див. рис. 3.10 в). В кінцевому положенні платформи визначались детерміновані та розмиті (fuzzy) складові похибок позиціонування координат платформи. Проведена оцінка величини та закономірностей розподілу похибок та вплив окремих факторів на загальну похибку. Це здійснено шляхом статистичної обробки набору значень положення платформи по кожній координаті із побудовою гістограм випадкових змін кожної з координат аналогічно гістограмі зміни довжини привода (див. рис. 3.9 г). Встановлено, що закони зміни випадкових похибок близькі до кривих Гауса для кожної із x-координат (рис. 3.10 г). Визначені середні значення координат при виході платформи в позицію $f_d(x)$ та невизначені (розмиті) складові $f_c(x)$.

Встановлено, що основний вклад в формування похибок координат платформи вносять люфти і зазори у верхньому і нижньому шарнірах приводів. Для оцінки вкладу люфтів у верхніх шарнірах використані матриця Якобі просторового механізму та визначені попередніми вимірами люфти у окремих приводах. При цьому складова вектора похибок координат платформи обумовлена люфтом у верхньому шарнірі одного привода визначена у вигляді:

$$(\delta x_i) = \delta X_{IB} = \sum_{j=1}^6 \frac{\partial x_i}{\partial L_j} \Delta_{IB}, \text{ де } \Delta_{IB} = [\delta_{iB} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T,$$

Загальне переміщення платформи по причині виборки зазорів у всіх верхніх та нижніх шарнірах приводів знайдено згідно залежностей:

$$\delta X_{si} = \sum_{k=1}^6 \sum_{j=1}^6 \frac{\partial x_i}{\partial L_j} (\Delta_{KB} + \Delta_{KH}), \text{ де } \Delta_{KB} = [0 \dots \delta_{KB} \dots 0], k=1, \dots, 6, \Delta_{KH} = [0 \dots \delta_{KH} \dots 0], k=1, \dots, 6,$$

Підтверджено, що похибки положення платформи по причині виборки зазорів мають детерміновану та розмиту складові. Детерміновані складові похибок описані прямокутними діапазонами $f_d(x_1) \dots f_d(x_6)$. Розмиті складові похибок як нечіткі множини описані характеристичними функціями приналежності у вигляді кривих Гауса $f_c(x_1) \dots f_c(x_6)$ (див. рис. 3.10 в).

На основі сформульованих в даному підрозділі вимог до представлення компонентів розроблені елементи просторових систем приводів та допоміжні пружні пристрої, які наведені в наступному підрозділі 3.2. Також вимоги до елементних баз, схемних і системних рішень послужили основою для розробки інноваційних елементних баз пневмоприводи, які викладені в підрозділах 3.3 і 3.4.

3.2. Допоміжні пружні пристрої та елементи систем приводів

По результатам досліджень запропоновані інноваційні пружно-деформовані елементи просторових систем приводів та допоміжні пристрої. В якості пружних елементів використані плоскі пружини та пружні вали (торсіони) спеціального виду, зокрема застосовані фасонні пружини та системи із торсіонами з хрестовим поперечним перетином [64]. Торсіони виготовлені із пружинної сталі із відповідною термообробкою (рис. 3.11 в) або із легких сплавів (рис. 3.11 б).

Прогресивними пристроями є торсіони із композиту (вуглепластик). Рациональним є армування торсіонів пружинною арматурою, високоміцним волокнами (наприклад кевлар) або прошивка металевими або полімерними нитками.

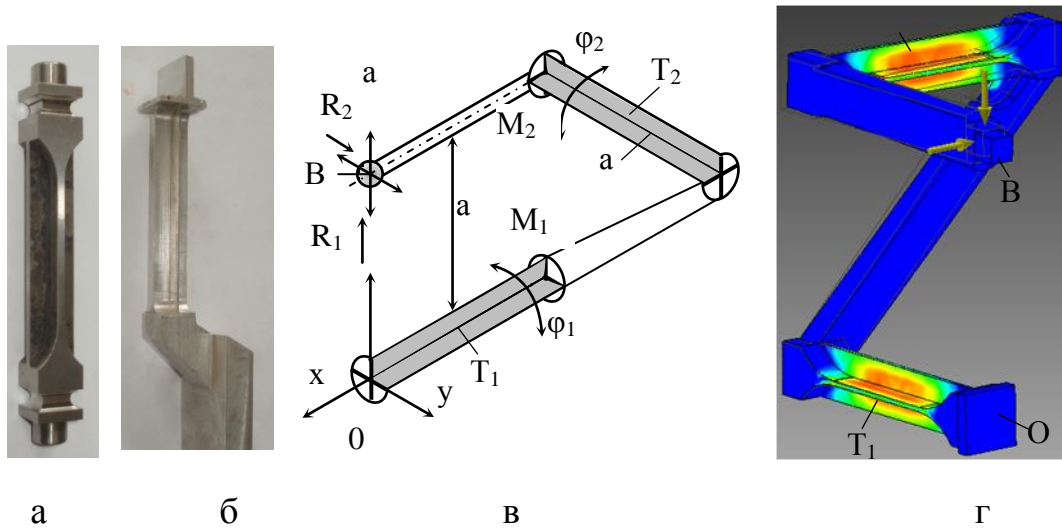


Рис. 3.11. Пружно-деформовані системи приводів на основі торсіонів хрестового поперечного перетину: а – торсіон із пружинної сталі; б – із сплава Д16Т; в - схема двохкоординатної системи побудованої по консольному варіанту; г – розрахунок напружено-деформованого стану торсіонів

Двохкоординатні пружно-деформовані торсіонні системи приводів реалізовані в консольному та безконсольному варіантах. Система побудована по консольному варіанту (рис. 3.11 в, г) має два торсіона T_1 і T_2 , вісі яких взаємно перпендикулярні. Виконавчий орган В зміщується в двох напрямках (y і z) внаслідок прикладення крутних моментів M_1 та M_2 , які закручують торсіони.

Проведено розрахунки напружено-деформованого стану системи приводів (рис.3.11 г). Встановлено, що при регламентних навантаженнях крутильні деформації торсіонів φ_1 та φ_2 лінійно залежать від крутних моментів M_1 і M_2 . Тому переміщення виконавчого органу В в напрямках x і y лінійно залежать від крутних моментів і діючих навантажень R_1 та R_2 і складають:

$$y = c_{\varphi}(M_1/a - R_1), \quad z = c_{\varphi}(M_2/a - R_2),$$

де a – довжина торсіона та штанги; c_{φ} – крутильна жорсткість торсіона.

На базі торсіонів розроблені інноваційні подвійні пружні шарніри (рис. 3.12).

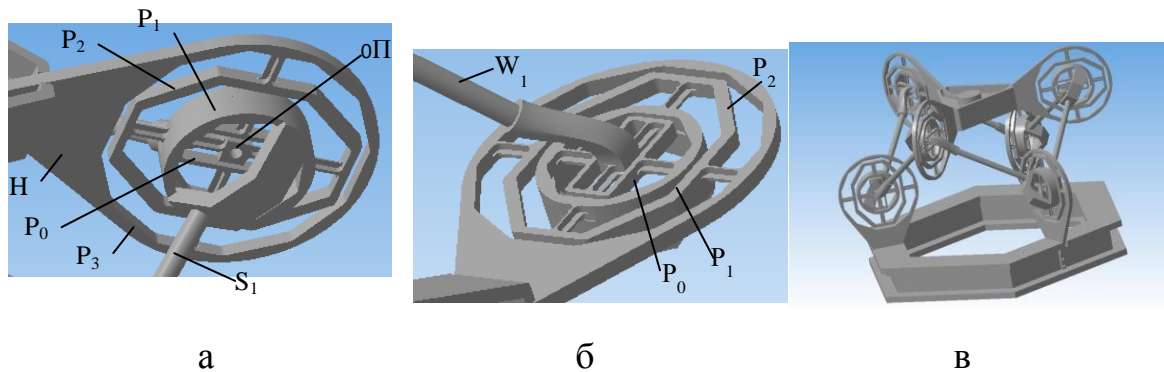


Рис. 3.12. Інноваційні подвійні пружні шарніри у просторових системах приводів: а – вигляд спереду; б – вигляд ззаду; в – розташування шарнірів на платформі та нерухомій основі

Пружний шарнір (рис.3.12 а) має корпус Н який утворює зовнішню рамку P_3 . Дана рамка парою співвісних торсіонів з'єднана з проміжною ланкою P_2 в середині якої на двох торсіонах закріплена рамка P_1 . З рамкою P_1 жорстко зв'язаний один із приводів S_1 . В центральній частині шарніра розташована платформа П яка жорстко зв'язана із іншим приводом S_2 та з'єднана торсіонами з рамкою P_0 , а дана рамка з'єднана з рамкою P_1 . Кожен із пружних шарнірів має можливість обмеженого поперечно кутового переміщення відносно корпусу. Корпуси шарнірів встановлюються на нерухомій основі та на виконавчому органі і з'єднуються приводами між собою утворюючи просторовий механізм-гексапод (рис.3.12 в).

Подальшим розвитком двохкоординатних приводів є трьохкоординатні системи приводів, які реалізовані в консольному та безконсольному варіантах (рис.3.13).

При консольній реалізації (рис. 3.13 а) системи її характеристики стають нелінійними. Для визначення виду нелінійності проведено розрахунок напружено-деформованого стану привода (рис.3.13 б). Встановлено, що залежності переміщення виконавчого органа під дією силових навантажень в напрямку вісей x , y , z відповідають поліномам третього порядку (кубічним параболом). Відмінність фактичних деформацій

від лінійних залежностей сягає 10...15%. Для поліпшення характеристик системи запропоновано безконсольний варіант трьохкоординатного торсіонного привода (рис.3.13 в).

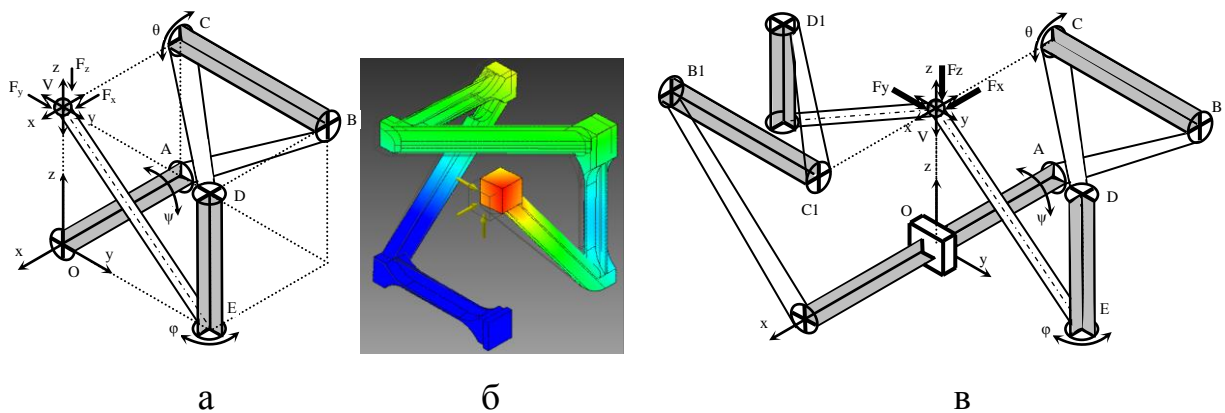


Рис. 3.13. Трьохкоординатні пружно-деформовані приводи торсіонного виду:
а- консольний варіант; б – розрахунок напружено-деформованого стану;
в-безконсольний варіант привода

На основі торсіонних пружних елементів реалізовані багатокординатні системи приводів. Практично важливими є шестикординатні пружно-деформовані приводи торсіонного типу (рис. 3.14).

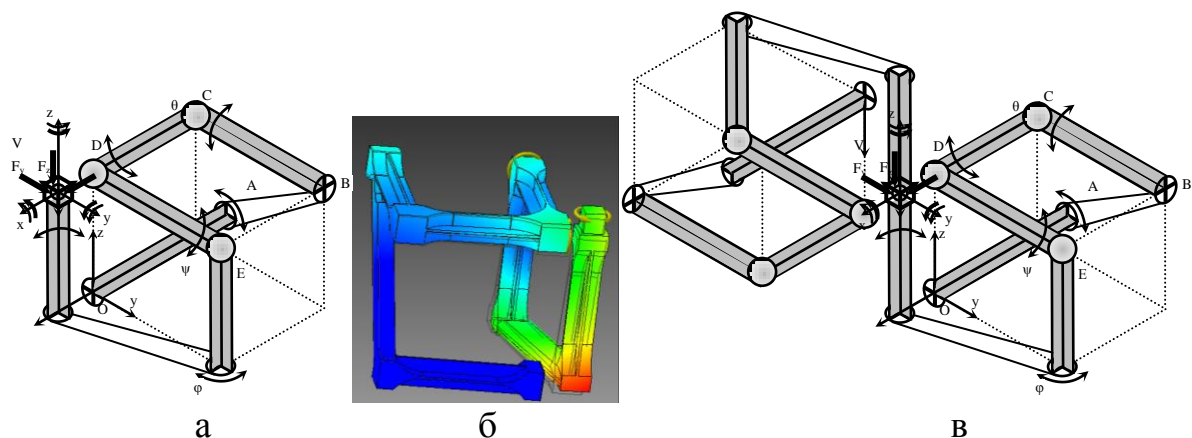


Рис. 3.14. Шестикординатні пружно-деформовані приводи торсіонного типу: а – консольний варіант; б – розрахунок напружено деформованого стану; в – безконсольний варіант

В розглянутих раніше пружно деформованих шестикоординатних приводах торсіони були розташовані в напрямках близьких до ребер куба тобто дані приводи відповідають кубічним структурам.

Розроблені системи приводів іншого типу, зокрема тетраедрального та октаедричного. Торсіонний пружно-деформований шестикоординатний привід октаедричного виду є прогресивним схемним рішенням. Він реалізований в кількох варіантах (рис. 3.15).

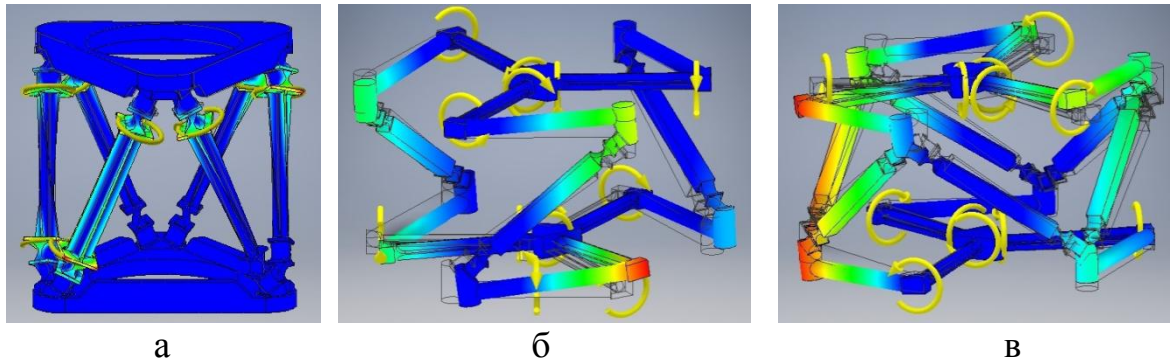


Рис. 3.15. Варіанти торсіонних пружно-деформованих приводів октаедричного виду: а – з рухомою платформою на торсіонних штангах із пружними шарнірами; б – привід з радіально консольно розташованими торсіонами; в – безконсольна торсіонна система приводів

Крім торсіонних пружних систем розроблені пружні шарніри і приводи, які реалізовані у вигляді фасонних пружних елементів. Зокрема запропоновані пружні шарніри у вигляді кругових фасонних виборок різного виду (рис.3.16).

Пружні фасонні шарніри допускають обмежені переміщення. Діапазони переміщень встановлено розрахунком їх напружено-деформованого стану (рис. 3.16 б, в).

Розроблені комплектні приводи тетраедрального та октаедричного виду із плоскими пружинами [64]. Привід тетраедрального виду (рис. 3.16г) має три плоскі пружини L_1 , L_2 , L_3 орієнтовані по бічним ребрам тетраедра.

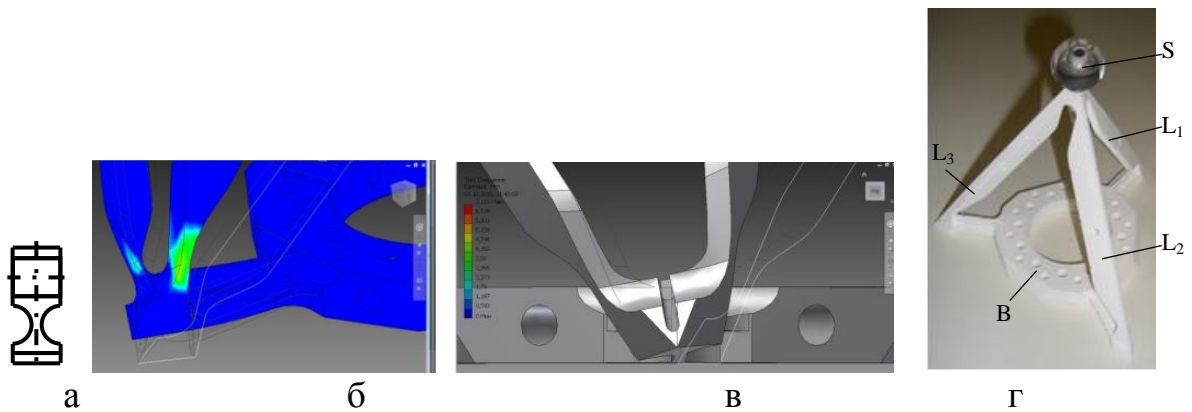


Рис. 3.16. Пружні шарніри з круговими фасонними виборками: а – двохкоординатний пружний шарнір; б – вигляд спереду подвійного пружного шарніра; в – розрахунок напружено-деформованого стану шарніра (вигляд збоку); г – застосування пружних шарнірів у приводі мікропереміщень тетрадрального виду із плоскими пружинами

Привод здійснює мікропереміщення виконавчого органу у вигляді сфери S із штучного сапфіра у трьох взаємно-перпендикулярних напрямках. Плоскі пружини L з'єднані з основою B фасонними пружними шарнірами. Для деформації плоских пружин служать спеціальні приводи (на рисунку не показані).

Інноваційною конструкцією є розроблений шести координатний привід із плоскими пружинами [41]. Проведено його поглиблене дослідження. Привід мікропереміщень включає корпус 1 та рухому платформу 2 (рис. 3.17).

Привід має механізми лінійного переміщення, які з'єднують три точки корпусу K_1, K_2, K_3 , що є вершинами рівностороннього трикутника із трьома точками Π_1, Π_2, Π_3 платформи, які є вершинами такого ж трикутника, повернутого відносно трикутника основи на кут 60° .

Механізми лінійного переміщення виконані у вигляді плоских пружин 3, площини яких відповідають граням октаедра, вершинами якого є три точки корпусу K_1, K_2, K_3 та три точки платформи Π_1, Π_2, Π_3 . На корпусі та платформі виконані торсіони 4 хрестоподібного перетину, що з'єднують їх із точками закріплення механізмів лінійних переміщень. Плоскі пружини у

місцях їх з'єднання із торсіонами мають пружні шарніри у вигляді фасонних балок 5 і 6, що допускають обмежені переміщення плоских пружин.

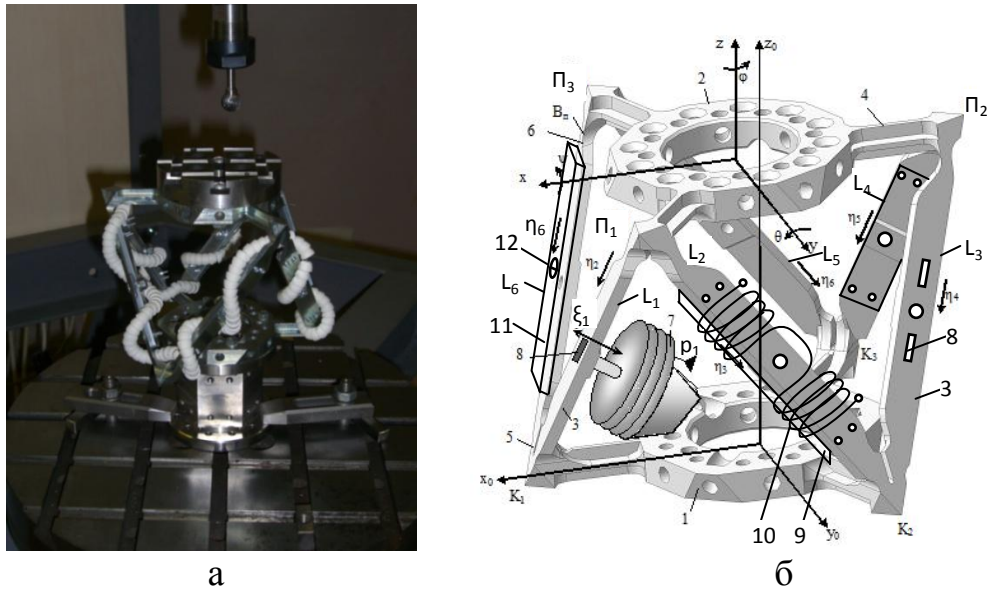


Рис. 3.17. Дослідний зразок (а) та конструктивна схема розробленого інноваційного шести координатного приводу мікропереміщень октаедричного виду (б)

Плоскі пружини деформуються із своєї площини. Для цього застосовані різні приводи (рис. 3.18). При застосуванні сифонних приводів деформація пружини 1 здійснюється зусиллям, яке розвивається сифоном 2, розміщеним на корпусі (рис. 3.18 а). Сиффон розміщується між пружиною 1 і траверсою 3. При зміні тиску p в сифоні пружина деформується відносно точок закріплення траверси на величину δ і довжина пружини змінюється на величину ΔL_1 . Термомеханічний привід (рис. 3.18 б) має вигляд накладки із латуні 4, яка встановлена на пружині.

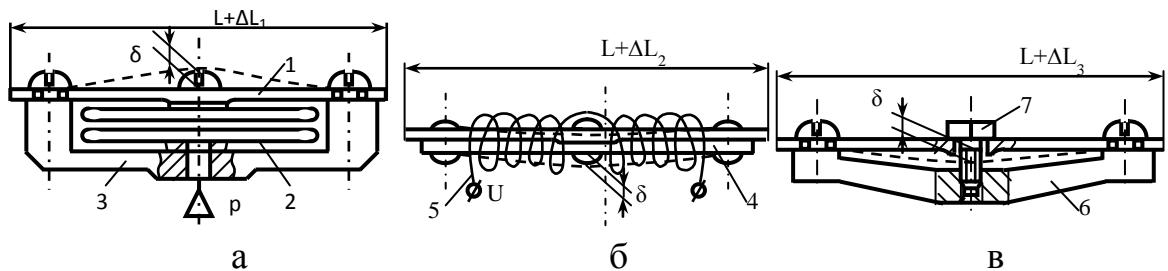


Рис. 3.18. Конструктивна реалізація варіантів приводів для деформації плоских пружин: а – сифонний привід; б – термомеханічний привід; в – механічний гвинтовий привід

Пружина із накладкою нагрівається за допомогою спіралей 5 через які пропускається електричний струм. Внаслідок різниці коефіцієнтів розширення пружини і накладки має місце деформація пружини на величину δ , а відповідно довжина пружини змінюється на величину ΔL_2 .

Механічний гвинтовий привід (рис. 3.18 в) має траверсу 6 розміщену на пружині. В різьбовому отворі траверси поміщено гвинт 7. При повороті гвинта має місце деформація пружини на величину δ , а відповідно довжина пружини змінюється на величину ΔL_3 .

Сильфонні приводи керуються зміною тиску. Стиснене робоче середовище (рідина або газ) підводиться в порожнини сильфонів під тиском p_1 (див. рис. 3.17, б). Система керування регулює тиск в кожному із сильфонів, наприклад тиск p_1 в сильфоні 7. Деформації плоских пружин вимірюються за допомогою спеціальних пристроїв, наприклад тензометричних пристроїв 8 і використовуються системою керування для корекції законів зміни тиску в сильфоні.

Для деформації пружин також використовуються термомеханічні приводи, які мають пластини із латуні ЛМц 58-2 9, закріплені на пружинах. Кожна пружина і пластина мають окремий нагрівач 10, який служить для зміни температури пружини і пластини. Для додаткового установочного деформування пружин служать механічні пристрої, встановлені на пружинах. Вони включають траверси 11, закріплені на кінцевих частинах пружини та гвинтові пристрої 12, які забезпечують необхідну деформацію пружини.

Привод просторових мікропереміщень працює наступним чином. При зміні тиску p_1 в кожному із сильфонів 7, який регулюється системою керування, плоска пружина 3 деформується із своєї площини в напрямку, показаному стрілкою ξ_1 .

Аналогічно здійснюється деформація пружини механічним пристроєм 11, 12. При нагріванні привода нагрівачем 10 пружина у вигляді біметалевої пластини також деформується. Контроль необхідного рівня деформації пружини здійснюється в мехатронній системі керування на основі вимірів

тензор резисторами 8. При деформації пружини змінюється її довжина, а відповідно і відстань між точками K_1 , Π_1 . В залежності від прогину всіх шести пружин, відбувається переміщення центра платформи в напрямках x , y і z та зміна кутового положення платформи, що характеризується кутами ψ , θ , φ .

Переміщення відбувається в межах пружних деформацій плоских пружин 3 торсіонів 4 та фасонних балок 5 і 6. Конструктивні параметри маніпулятора вибрані таким чином, що діапазон переміщень точок Π_1 , Π_2 , Π_3 платформи складає 0,1..1,0 мм, що достатньо для забезпечення необхідних діапазонів просторових мікропереміщень платформи.

Проведено дослідження напружено-деформованого стану просторової рами привода октаедричного виду. Навантаження рами здійснювалось зосередженою силою 3000Н, яка прикладалась в різних точках платформи. Визначено рівень напружень і деформацій в кожній точці рами (рис. 3.19 а).

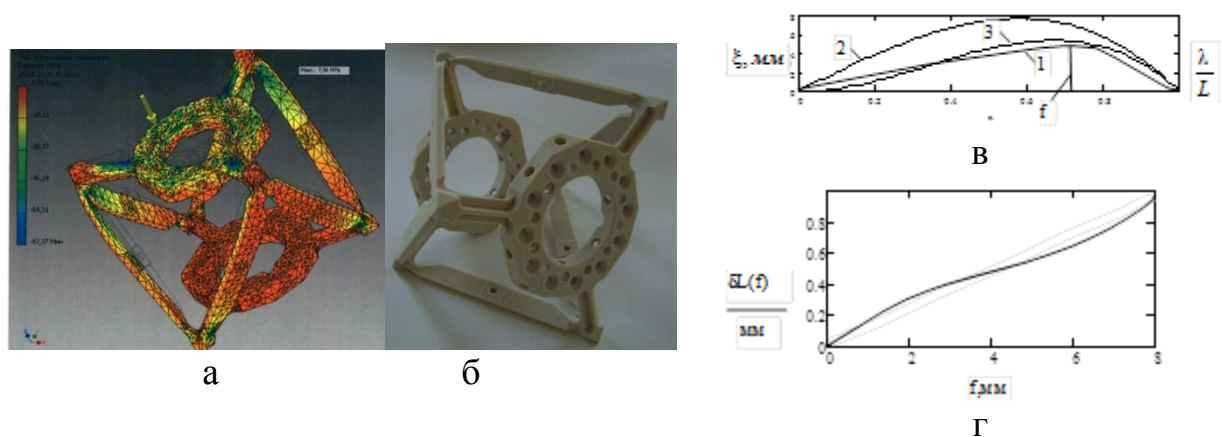


Рис. 3.19. Розрахунок напружено-деформованого стану рами (а), макет рами виготовлений методом лазерної стереолітографії (б), пружна лінія плоскої пружини (в) та залежність зміни довжини пружини від її максимального прогину (г)

Встановлено, що максимальні напруження виникають на периферійній частині торсіона у місцях їх з'єднання із рухомою платформою і складають 80...94МПа. Це набагато менше межі текучості матеріалу рами (сталь 65Г), яка складає 440 МПа. Стискаючі поздовжні навантаження в плоских

пружинах одержані в результаті розрахунків знаходяться в межах $N=840-900\text{Н}$.

Виконана перевірка стійкості плоских пружин. Значення критичної стискаючої сили, при якій плоска пружина втрачає стійкість визначається

формулою [74]:

$$N_{KP} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu L)^2}, \quad (3.18)$$

де E – модуль пружності матеріалу рами; I – мінімальний момент інерції поперечного перетину плоскої пружини; L – довжина плоскої пружини; μ – коефіцієнт, який залежить від крайових умов закріплення пружини.

Розрахункове (по формулі 3.18) значення критичної сили стиску складає 3,3..4,0 кН. Це в 3-5 разів перевищує розраховані робочі навантаження на пружину. Відповідно плоска пружина знаходиться далеко від межі втрати стійкості.

Проведено макетування рамної структури комп'ютерно-інтегрованими методами технології машинобудування [16] (рис. 3.15, б). З використанням даного макета розроблена технологія виготовлення рами із сталі 65Г.

Привід забезпечує зміну положення платформи внаслідок деформації плоских пружин. Для їх По результатам розрахунків (див.рис.3.19а) побудовані пружні лінії плоских пружин при різних умовах навантаження. Пружна лінія плоскої пружини (крива 1 на рис.3.19в) має максимальну стрілу прогину $\delta=2\dots4$ мм при довжині пружини $L=150$ мм. Максимальний прогин плоскої пружини має місце на відстані $(0,7\dots0,8) L$ від нерухомої основи. Деформація плоскої пружини відбувається під дією силових факторів, які діють на пружину у вузлі її спряження із рухомою платформою. Момент M діє на кінці пружини і визиває прогин пружини у вигляді [74]:

$$\xi_M = \frac{ML\lambda}{6EI} \left(1 - \frac{\lambda^2}{L^2} \right), \quad (3.19)$$

де λ – відстань, яка вимірюється по довжині плоскої пружини починаючи від точки її спряження із нерухомою основою. Розраховані за формулою (3.19) значення прогину (крива 2) значно більші ніж одержані із розрахунку рамної

структури методом кінцевих елементів (див. рис. 3.19 в). Це пояснюється наявністю реактивних моментів у фасонних балках.

Кут повороту перетину пружини визначається диференціюванням залежності (3.19) і складає:

$$\theta_M = \frac{d\xi_M}{d\lambda} = -\frac{ML}{6EI} \left(1 - 3\frac{\lambda^2}{L^2} \right)$$

Підставивши в дану формулу значення $\lambda=0$, одержимо:

$$\theta_0 = \frac{ML}{EL}$$

Відповідно в місці закріплення пружини виникає момент опору:

$$M_0 = C_{II}\theta_0 = \frac{C_{II}ML}{EL}, \quad (3.20)$$

Даний момент приведе до деформації пружини згідно залежності:

$$\xi_0 = \frac{M_0 L(L-\lambda)}{6EL} \left[1 - \frac{(L-\lambda)^2}{L^2} \right] \quad (3.21)$$

Результуючий прогин пружини під дією керуючого моменту та моменту опору складе:

$$\xi = \xi_M - \xi_0 = \frac{ML}{6EI} \left\{ \lambda \left(1 - \frac{\lambda^2}{L^2} \right) - \frac{C_{II}}{EL} (L-\lambda) \times \left[1 - \frac{(L-\lambda)^2}{L^2} \right] \right\} \quad (3.22)$$

Розрахунок по формулі (3.22) достатньо точно відповідає розрахунку методом кінцевих елементів (крива 3 на рис. 3.19 в).

При малих поперечних переміщеннях пружини зближення її кінців:

$$\delta L = \frac{1}{2} \int_0^L \left(\frac{d\xi}{d\lambda} \right)^2 d\lambda \quad (3.23)$$

Формули (3.22) і (3.23) встановлюють взаємозв'язок максимального прогину пружини та зміни її довжини (рис. 3.19 г). Залежність (3.23) близька до лінійної і наближено описується формулою:

$$\delta L = Kf, \quad K = 1.05 - 1.15.$$

Використавши дану залежність, одержимо зв'язок вхідних параметрів системи приводів (вектора прогинів плоских пружин) (f_j) та вихідних параметрів у вигляді вектора координат рухомої платформи через матрицю Якобі М:

$$(\delta x_i) = KM(f_j).$$

Для встановлення геометричних співвідношень в просторовій пружній рамі, як було вказано раніше, використаємо схему еквівалентного шарнірного механізму геометрично подібного реальному пружно-деформованому механізму (рис. 3.20).

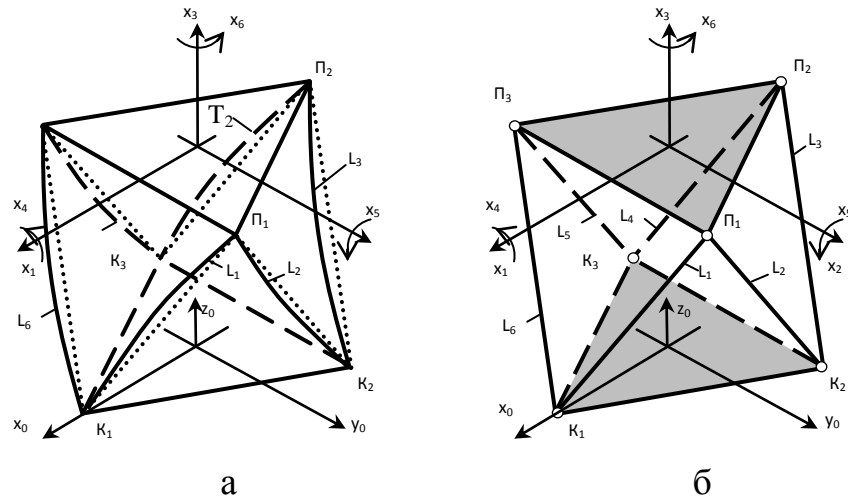
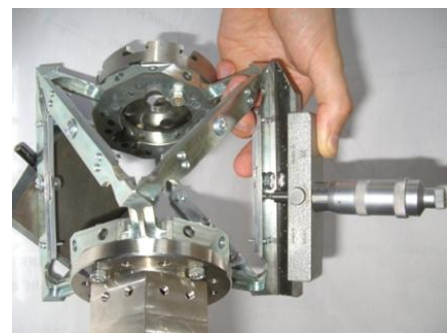


Рис. 3.20. Схема пружно-деформованого безшарнірного механізму у вигляді просторової рами(а) та подання рами у вигляді еквівалентного шарнірного механізму (б)

Для пружно-деформованого безшарнірного механізму (див. рис. 3.20 а) матриця Якобі визначена експериментально. При цьому довжина кожної пружини змінювалась шляхом її деформації за допомогою гвинтового привода. Фактична довжина кожної із пружин вимірювалась мікрометром (рис. 3.21 а). Стріла прогину пружини вимірювалась мікрометричним пристроєм (рис. 3.21 б).



а



б

Рис. 3.21. Виміри фактичної довжини пружини мікрометром (а) та виміри стріли прогину пружини мікрометричним пристроєм (б)

В результаті вимірів встановлено, що стріла прогину δ і зміна довжини пружини ΔL пов'язані залежністю близькою до лінійної. При цьому прогин пружини на 1 мм приводить до зміни довжин пружин на величину близько 0,15 мм. Лінійна залежність має місце при змінах довжини пружини на 0,2...0,4 мм.

Для визначення матриці Якобі пружно-деформованої рами здійснювалась деформація однієї із пружин гвинтовим приводом із скороченням довжини пружини на 100 мкм. Проводились виміри довжини останніх п'яти пружин, а відповідно визначався вектор L-координат. Для знаходження відповідних змін x-координат проводилось комп'ютерне моделювання еквівалентного шарнірного механізму. Визначався один стовпець матриці Якобі. Аналогічно визначені інші стовпці матриці.

Проведено порівняння матриці Якобі еквівалентного шарнірного механізму із експериментально визначеною матрицею Якобі пружної рами (рис. 3.22 а).

$M =$	$\frac{-3.5}{-2.8}$	$\frac{1.7}{1.6}$	$\frac{-3.5}{-3.2}$	$\frac{-3.5}{-2.9}$	$\frac{1.7}{1.5}$	$\frac{-3.5}{-3.0}$						
	$\frac{1.2}{1.0}$	$\frac{0}{-0.6}$	$\frac{-1.2}{-0.9}$	$\frac{1.2}{1.1}$	$\frac{0}{0.7}$	$\frac{-1.2}{-0.8}$						
	$\frac{0.8}{0.6}$	$\frac{1.2}{1.1}$	$\frac{1.2}{1.0}$	$\frac{1.2}{0.9}$	$\frac{1.2}{1.1}$	$\frac{0.8}{0.7}$						
	$\frac{2.4}{2.2}$	$\frac{2.4}{2.1}$	$\frac{0}{0.8}$	$\frac{0}{-0.7}$	$\frac{-2.4}{-2.3}$	$\frac{-2.5}{-2.1}$						
	$\frac{-4.2}{-3.8}$	$\frac{-4.2}{-3.5}$	$\frac{1.2}{1.1}$	$\frac{1.2}{1.2}$	$\frac{-4.2}{-3.7}$	$\frac{-4.2}{-3.7}$						
	$\frac{1}{0.8}$	$\frac{-3.5}{-2.7}$	$\frac{2}{1.4}$	$\frac{-2}{-1.4}$	$\frac{3.5}{2.5}$	$\frac{1}{0.7}$						
								L_1	L_2	L_3	L_4	L_5
x	$\Downarrow \frac{3}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{3}{1}$	$\Downarrow \frac{3}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{3}{1}$						
y	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{1}{1}$	$\Downarrow \frac{1}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{1}{1}$						
z	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$						
a ψ	$\Uparrow \frac{\oplus}{2}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{2}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{1}{1}$	$\Downarrow \frac{2}{1}$	$\Downarrow \frac{2}{1}$						
a θ	$\Downarrow \frac{4}{1}$	$\Downarrow \frac{4}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{4}{1}$	$\Downarrow \frac{4}{1}$						
a ϕ	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{3}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{2}$	$\Downarrow \frac{2}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{3}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$						

Рис. 3.22. Порівняння компонент матриць Якобі шарнірного механізму

(а)(значення в чисельниках таблиці) та пружно-деформованого безшарнірного механізму (значення в знаменниках таблиці) та таблиця знаків і трендів змін x та L координат пружної системи приводів (б)

Встановлено, що якісною відмінністю матриць є відсутність в експериментально визначеній матриці нульових компонент. Це означає наявність керованості рамної системи по всіх шести координатах.

В основному компоненти матриць шарнірного механізму і рами мають однакові знаки, але абсолютна величина компонент матриць рами менша (на 20...40%). Це пояснюється наявністю пружних з'єднань, які знижують чутливість системи по окремим L-координатам.

Одержані матриці послужили основою для визначення таблиці керованості шести координатного привода мікропереміщень (рис. 3.22 б).

В таблиці позначено знаки та порядок трендів зміни відповідних x-координат в залежності від зміни L-координат. Наприклад, збільшення довжини пружини L_2 приведе до зміщення платформи на величину x в додатному напрямку. При зміні довжини пружини L_2 на величину Δ , зміна координати x буде близька до Δ . Ряд компонент таблиці мають порядок 2...3. Наприклад, зміна довжини пружини L_3 на величину Δ приведе до зміни x-координати на величину $x \approx 3\Delta$. Із таблиці (рис. 3.22 б) випливає, що для зміщення платформи в напрямку x найбільш ефективним є зміни довжини пружин L_1, L_3, L_4, L_6 .

Викладені в даному підрозділі результати досліджень послужили основою для розробки функціонально-орієнтованої елементної бази систем пневмоприводи із пружними пневмодвигунами. В наступному підрозділі 3.3 наведено результати досліджень елементної бази технічних засобів пневмоприводи із сільфонними пристроями об'єднаними в структуру. В підрозділі 3.4 викладена елементна база систем пневмоприводи із шланговими пневмодвигунами.

3.3. Елементна база технічних засобів пневмоприводу з сільфонними пневмоциліндрами

Елементна база пневмоприводу дає можливість будувати принципово нові, невідомі раніше системи приводів. Це зокрема системи у вигляді структур складених із трикутних модулів утворених трьома приводами. В якості приводів використані пневмоциліндри або сільфонні пристрої (рис. 3.23 а, б).

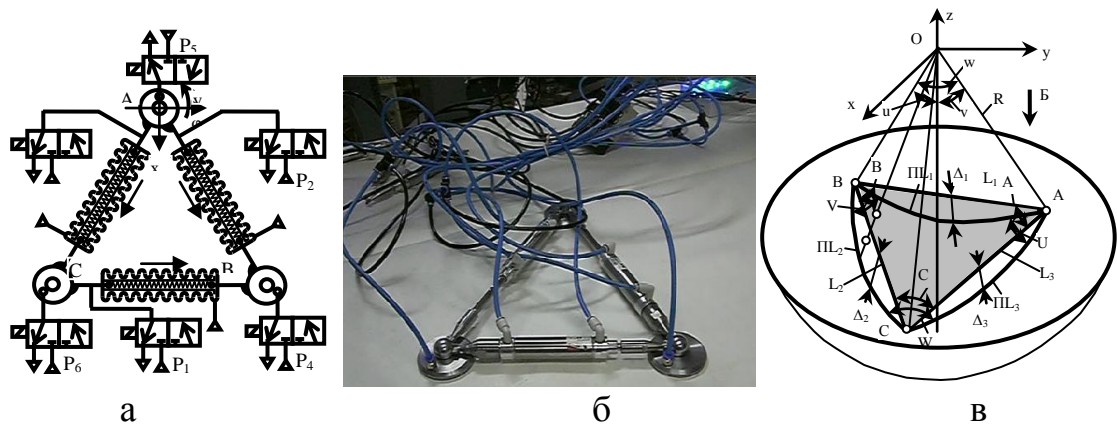


Рис. 3.23. Безшарнірна пружно-деформована плоска триангулярна структура (а), структура шарнірного типу (б) та схема розташування триангулярної структури на криволінійній поверхні (в)

Три привода з'єднані по трикутній схемі здійснюють триангуляцію поверхні [25]. Триангуляція поверхні має характерні закономірності, які повинні враховуватись при розробці системи приводів. З метою спрощення аналізу прийнято, що трикутна структура знаходиться на криволінійній поверхні постійної кривизни, що відповідає сфері радіуса R (рис. 3.23 в).

Введемо систему координат x, y, z центр O якої співпадає із центром сфери. Прийнято, що шарніри системи приводів A, B і C знаходяться безпосередньо на сфері. Для визначення положення системи приводів на поверхні достатньо задати її характерні розміри та три параметри. При цьому задача буде геометрично визначена. В якості характерних розмірів системи прийняті відстані між шарнірами (довжина приводів) L_1, L_2, L_3 . В якості параметрів прийняті дві декартові координати шарніра A (x_A, y_A) та одна координата шарніра B (x_B).

Останні координати шарнірів знайдені шляхом обчислень. Координата z_A знаходиться із рівняння сфери:

$$z_A = \sqrt{R^2 - x_A^2 - y_A^2}. \quad (3.24)$$

Визначення невідомих координат шарніра B (y_B, z_B) дає систему рівнянь:

$$\begin{cases} x_B^2 + y_B^2 + z_B^2 = R^2, \\ (x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2 + (z_A - z_B)^2 = L_1^2. \end{cases} \quad (3.25)$$

Для знаходження невідомих координат шарніра С (x_c, y_c, z_c) маємо систему трьох рівнянь:

$$\begin{cases} x_c^2 + y_c^2 + z_c^2 = R^2, \\ (x_A - x_c)^2 + (y_A - y_c)^2 + (z_A - z_c)^2 = L_3^2, \\ (x_B - x_c)^2 + (y_B - y_c)^2 + (z_B - z_c)^2 = L_2^2 \end{cases} \quad (3.26)$$

Системи рівнянь (3.25) і (3.26) розв'язуються ітераційним методом.

Кути А, В, С між вісями приводів знаходяться із тригонометричних співвідношень для трикутника АВС. На основі теореми косинусів маємо:

$$A = \arccos \frac{L_1^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_1L_3}, \quad B = \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2}{2L_1L_2}, \quad C = \arccos \frac{L_2^2 + L_3^2 - L_1^2}{2L_2L_3}. \quad (3.27)$$

Площина розташування структури в якій знаходяться приводи і шарніри визначається в аналітичному вигляді по трьох точках (А, В і С) і описується рівнянням[25]:

$$P_x \cdot x + P_y \cdot y + P_z \cdot z = Q. \quad (3.28)$$

Коефіцієнти рівняння (3.28) мають вигляд детермінантів:

$$P_x = \begin{vmatrix} y_A & z_A & 1 \\ y_B & z_B & 1 \\ y_C & z_C & 1 \end{vmatrix}, \quad P_y = \begin{vmatrix} z_A & x_A & 1 \\ z_B & x_B & 1 \\ z_C & x_C & 1 \end{vmatrix}, \quad P_z = \begin{vmatrix} x_A & y_A & 1 \\ x_B & y_B & 1 \\ x_C & y_C & 1 \end{vmatrix}, \quad Q = \begin{vmatrix} x_A & y_A & z_A \\ x_B & y_B & z_B \\ x_C & y_C & z_C \end{vmatrix}.$$

Рівняння нормалі до площини структури, яка проходить через центр сфери визначено системою рівнянь аналітичної геометрії [6]:

$$\frac{x}{q_x} = \frac{y}{q_y} = \frac{z}{q_z}, \quad \text{де} \quad \frac{q_x}{P_x} = \frac{q_y}{P_y} = \frac{q_z}{P_z}. \quad (3.29)$$

Відстань від центра сфери до площини структури:

$$h = \frac{Q}{\sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}}, \quad (3.30)$$

Відповідно найбільше відхилення площини структури від поверхні:

$$\Delta = R - h. \quad (3.31)$$

Окремі привода структури L_1 , L_2 та L_3 проектуються на криволінійну поверхню. Їх проекціями є дуги ΠL_1 , ΠL_2 , ΠL_3 . Вони утворюють сферичний трикутник з вершинами АВС сторонами u , v , w та кутами U , V , W визначений на сфері радіуса R . Сторони сферичного трикутника вимірюються в кутовій мірі і знаходяться із тригонометричних

співвідношень для трикутників ΔOAB , ΔOBC , ΔOCA . Відповідно сторони сферичного трикутника знайдені у вигляді залежностей:

$$u = 2 \arcsin \frac{L_2}{2R}, \quad v = 2 \arcsin \frac{L_3}{2R}, \quad w = 2 \arcsin \frac{L_1}{2R}. \quad (3.32)$$

Кути U , V , W сферичного трикутника знаходяться на основі теореми косинусів для сферичних трикутників[25]:

$$U = \arccos \frac{\cos u - \cos v \cdot \cos w}{\sin v \cdot \sin w}, \quad V = \arccos \frac{\cos v - \cos u \cdot \cos w}{\sin u \cdot \sin w},$$

$$W = \arccos \frac{\cos w - \cos u \cdot \cos v}{\sin u \cdot \sin v}. \quad (3.33)$$

Дуги проєкцій на сферу приводів та відповідні приводи утворюють сегменти висота яких являє собою найбільшу відстань від вісі приводу до поверхні. Висоти сегментів обчислюються за формулами:

$$\Delta_1 = R(1 - \cos w/2), \quad \Delta_2 = R(1 - \cos u/2), \quad \Delta_3 = R(1 - \cos v/2). \quad (3.34)$$

Для складних поверхонь рекомендується комп'ютерний аналіз системи з використанням її твердотільної моделі.

Наведені вище геометричні співвідношення для жорстких приводів узагальнені на випадок пружно-деформованих систем приводів. Це здійснено для безшарнірної системи трьох сифонних приводів [62] (рис. 3.24).

Розглянемо систему, яка має початкову форму у вигляді рівностороннього трикутника $A_0B_0C_0$ (рис. 3.24 б).

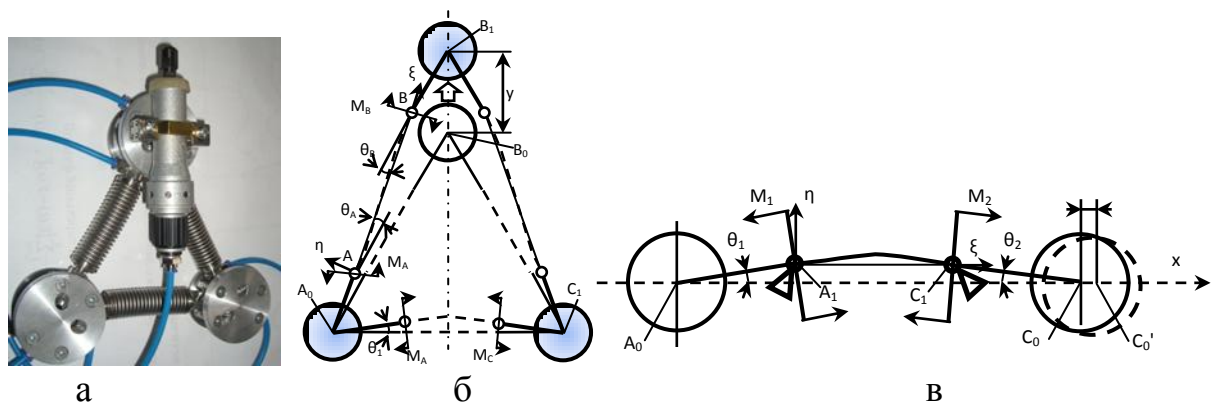


Рис. 3.24. Система приводів (а), що включає трикутну (триангулярну) структуру, пружні лінії сифонних приводів AC , AB і CB (б) та схема згинальної деформації сифонного привода AC при зміні поперечно-кутового положення його опор (в)

При подачі стисненого повітря в приводи АВ і СВ сільфони видовжуються і система переходить в положення $A_0B_1C_1$. При цьому на торцях сільфонів виникають моментні навантаження, що приводить до повороту торців сільфонів на кути $\theta_1, \theta_A, \theta_B$.

Внаслідок зміни конфігурації системи приводів пружна лінія сільфона АС набуває дугоподібного виду, а пружні лінії сільфонів АВ і СВ набувають вигляду s-подібних кривих з точками перегину. Розглянемо деформацію сільфонного привода A_0C_0 . Прийmemo, що в початковому положенні привод розташовано по прямій лінії A_0C_0' (рис. 3.24 в). При повороті хвостовиків сільфонів A_0A_1 та C_0C_1 сільфон A_1C_1 деформується, а його торці повертаються на кути θ_1 та θ_2 . В опорах сільфона виникають згинальні моменти M_1 та M_2 . Прийнято, що сільфон являє собою пружну балку A_1C_1 встановлену на шарнірних опорах і навантажену моментами M_1 та M_2 . Згідно [74] кути повороту балки на опорах θ_1, θ_2 пов'язані із величиною моментів наступними залежностями:

$$\theta_1 = \frac{M_1L}{3EI} + \frac{M_2L}{6IE}, \quad |\theta_2| = \frac{M_2L}{3EI} + \frac{M_1L}{6IE}, \quad (3.35)$$

де L - відстань між опорами; E - модуль пружності матеріалу сільфона; I - еквівалентний момент інерції сільфона при згині.

Згинальні моменти пов'язані з кутами повороту торців сільфонів:

$$M_1 + \frac{M_2}{2} = \theta_1 \frac{3IE}{L}, \quad \frac{M_1}{2} + M_2 = |\theta_2| \frac{3IE}{L} \quad (3.36)$$

Розв'язок системи рівнянь (3.36) визначає згинальні моменти:

$$M_1 = \frac{4IE}{L} \left(\theta_1 - \frac{|\theta_2|}{2} \right), \quad M_2 = \frac{4IE}{L} \left(|\theta_2| - \frac{1}{2} \theta_1 \right). \quad (3.37)$$

Пружна лінія сільфона як пружної балки навантаженої двома моментами на опорах визначається залежністю:

$$\eta = \frac{M_1L(L-\xi)}{6EI} \left[1 - \left(\frac{L-\xi}{L} \right)^2 \right] + \frac{M_2L\xi}{6EI} \left(1 - \frac{\xi^2}{L^2} \right).$$

Підставивши значення моментів із формули (3.37) визначимо пружну лінію сільфона в залежності від кутів повороту його торців:

$$\eta = (L - \xi) \left[1 - \left(1 - \frac{\xi}{L} \right)^2 \right] \frac{(2\theta_1 - |\theta_2|)}{3} + \frac{\xi}{L} \left(1 - \frac{\xi^2}{L^2} \right) \frac{(2|\theta_2| - \theta_1)}{3}. \quad (3.38)$$

Практично важливим є визначення пружної лінії сільфона при його деформації симетричній відносно торців. При цьому $\theta_1 = \theta_2 = \theta$.

Підставивши значення кутів у формулу (3.38) знайдемо:

$$\eta = (L - \xi) \frac{\theta}{3} \left[1 + \left(1 - \frac{\xi}{L} \right)^2 + \frac{\xi}{L} \left(1 - \frac{\xi^2}{L^2} \right) \right]. \quad (3.39)$$

Максимальний прогин сільфона має місце при $\xi/L = 1/2$ і складає:

$$\eta_{\max} = \frac{3}{16} \theta L.$$

Пружна лінія сільфона близька до ділянки кола хорда якого дорівнює L , а радіус $R = \frac{L}{2 \sin \theta}$. Рівняння, яке описує колову пружну лінію має вигляд:

$$\eta = b + \sqrt{R^2 - (\xi - 0,5)^2}. \quad (3.40)$$

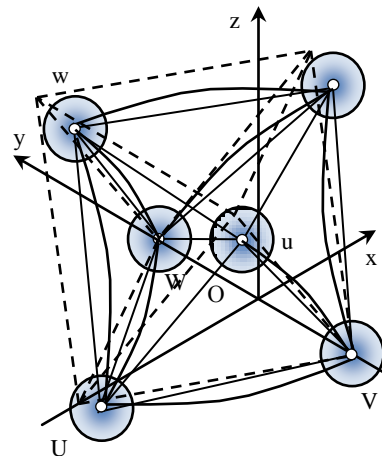
На основі припущення, що форма пружної лінії сільфонного привода близька до дуги кола, зміну довжини привода визначено залежністю:

$$L_s - L = \left(\frac{\theta}{\sin \theta} - 1 \right) L. \quad (3.41)$$

Узагальненням трикутної структури складеної із сільфонних пристроїв є розроблена безшарнірна пружно-деформована система приводів октаедричного виду (рис. 3.25 а).



а



б

Рис. 3.25. Система пружно-деформованих сільфонних приводів октаедричного виду (а) та введення віртуального механізму у вигляді октаедра (показано пунктиром) та еквівалентного шарнірного механізму (показано прямими лініями) (б) для опису механізму (суцільні криві)

Для розв'язку задач статички та кінетостатички пружно-деформованих просторових приводів запропоновано новий підхід [63, 64, 66]. Він полягає у введенні системи відліку положення приводів у вигляді віртуального шарнірного механізму із ланками змінної довжини, який одержано «затвердінням» (заморожуванням) пружно-деформованої системи приводів у деякому номінальному положенні. Для системи приводів октаедричного виду віртуальний механізм вибрано у вигляді октаедра з вершинами $UVWuvw$. Одна із граней (основа) октаедра фіксується введенням координатної площини $хоу$. Вісь локальної системи координат механізму $оу$ розташована по ребру октаедра і проходить через вершини V і W . Прийнято, що віртуальний механізм октаедр не повертається навколо вісі $оз$, тому вузол U вважається рухомим лише в напрямку z . Фактичне положення системи приводів запропоновано визначити відхиленнями вузлів з'єднання сільфонних приводів від вершин віртуального механізму октаедра. Таким чином для механізму визначено координати трьох вузлів (u, w, v). Вектори переміщення даних вузлів визначено своїми проєкціями на вісі координат x, y, z , наприклад, для вузла u проєкції переміщення складуть $\Delta x_u, \Delta y_u, \Delta z_u$. З'єднання всіх шести вузлів стрижнями утворює еквівалентний шарнірний механізм.

Введення двох умовних механізмів значно спрощує опис геометричних, кінематичних та динамічних параметрів просторової системи приводів. По перше, три вузли пружно-деформованої системи UOW знаходяться на поверхні (площині). Тому їх переміщення описуються в просторі двох вимірів у площині системи координат $хоу$ відповідно розглянутої раніше схеми (див. рис. 3.22). Косинуси кутів між напрямками вертикальних приводів Uu, Uw є невеликими. Тому вплив вертикальних приводів на рух вузлів основи не є суттєвим. Додатково сили тертя закріплення вузлів на основі значно знижують вплив вертикальних приводів на рух приводів основи. Тому в багатьох випадках є можливість розділити систему на дві незалежні в кінематичному відношенні підсистеми. Це

підсистема вузлів UVW, які рухаються в площині та система трьох вузлів u , v , w , які здійснюють просторовий рух.

Для спрощення розрахунку механізму система трьох вузлів u , w , v , приведена до еквівалентної плоскої системи в площині xoz (рис. 3.26).

При цьому два вузли u та w проєктуються на площину в один еквівалентний вузол u , а зміна відносного положення вузлів u і w може при необхідності враховуватись у вигляді просторових переміщень стрижня uw , які є невеликими.

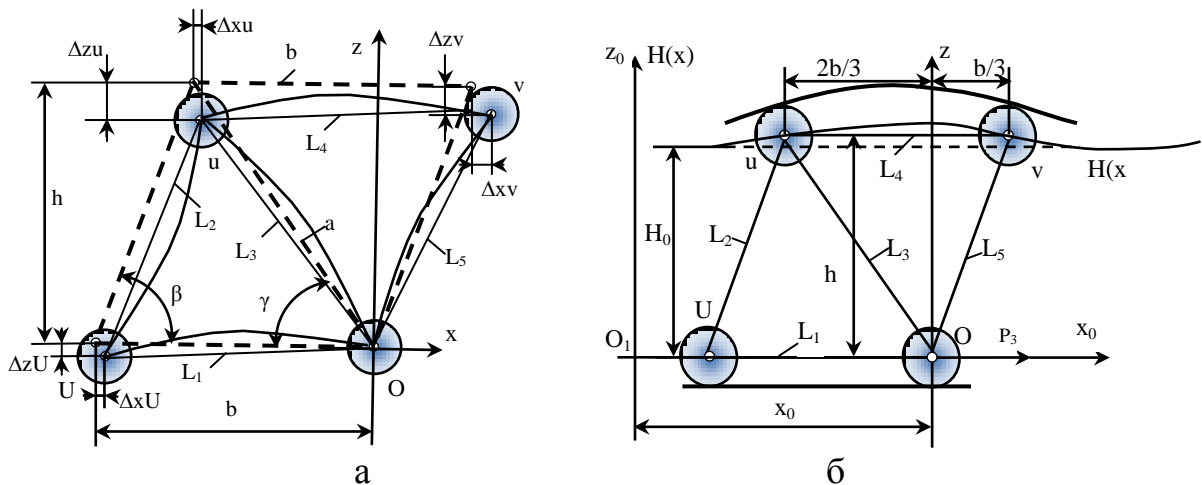


Рис. 3.26. Приведення системи приводів до плоского механізму шляхом проєктування на координатну площину xoz (а) та переміщення пружно-деформованого механізму в щіліні змінної ширини (б)

Вузли $OUuv$ утворюють еквівалентний плоский шарнірний механізм. Він має 5 ланок у вигляді стрижнів довжиною L_1-L_5 з'єднаних чотирма шарнірами $OUuv$. Для аналізу характеристик системи здійснено розв'язок прямої та зворотної задачі кінематики даного плоского механізму та визначено конфігурацію механізму при його переміщенні в щіліні змінної ширини. Прийнято, що механізм переміщується вздовж щілини в напрямку x . Внаслідок зміни висоти щілини по закону $H(x)$ змінюються координати вершин u і v (рис. 3.26 б). При невеликих змінах ширини щілини координати вершин визначаються у вигляді:

$$\Delta z_v = H(x_0 + b/3) - h, \quad \Delta z_u = H(x_0 + 2b/3) - h, \quad (3.42)$$

де h – номінальна висота механізму; b – номінальна відстань в напрямку x між вершинами u та v .

Розмір щілини описаний функціональною залежністю:

$$H(x) = H_0 + \sum_{K=1}^N A_K \sin(\omega_K x + \psi_K), \quad (3.43)$$

де H_0 – номінальна, постійна по довжині ширина щілини; A_K , ω_K , ψ_K – амплітуда, частота і початкова фаза k -ї гармоніки.

Відповідно закону (3.42) зміни форми перетину щілини із залежностей (3.43) визначено переміщення вершин u та v механізму по вертикалі:

$$\Delta z_v = H_0 - h + \sum_{K=1}^N A_K \sin \left[\omega_K \left(x_0 + \frac{b}{3} \right) + \psi_K \right], \quad (3.44)$$

Для конкретизації розрахунків задано значення параметрів системи і розміри щілини та по формулі (3.44) обчислені переміщення вершин u і v механізму у вертикальному напрямку (рис. 3.27а).

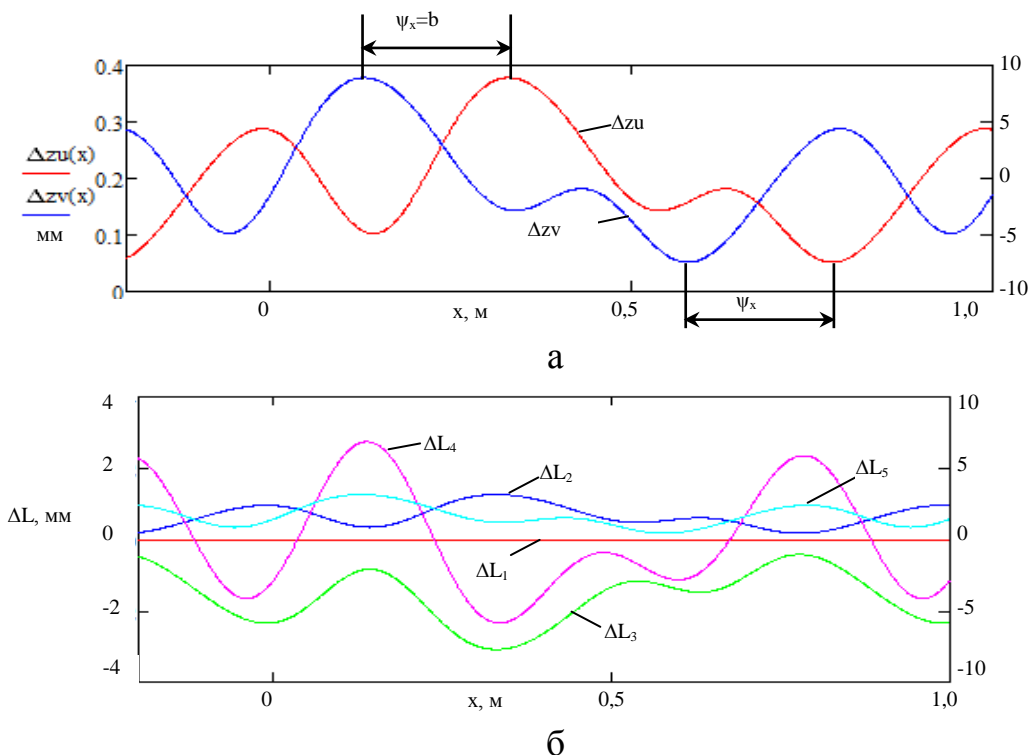


Рис. 3.27. Вертикальні переміщення вершин u і v обумовлені рухом системи в щілині змінної ширини (а) та відповідні зміни довжини ланок механізму (б)

Довжина кожної із ланок механізму обчислена згідно геометричної схеми (див. рис. 3.26 б) в залежності від зміни положення вершин. Із аналізу одержаних графіків (рис. 3.27 б) випливає, що зміни довжини ланок ΔL_2 та

ΔL_5 є близькими. Суттєвими є зміни довжини діагональної ланки ΔL_3 . Розмах зміни довжини ланок ΔL_2 та ΔL_5 набагато менший ніж ланки ΔL_3 та ΔL_4 .

Запропонований опис пружної системи приводів еквівалентним плоским шарнірним механізмом є основою вирішення задач кінето-статки. Розглянемо механізм на вершини якого діють зосереджені сили (рис. 3.28).

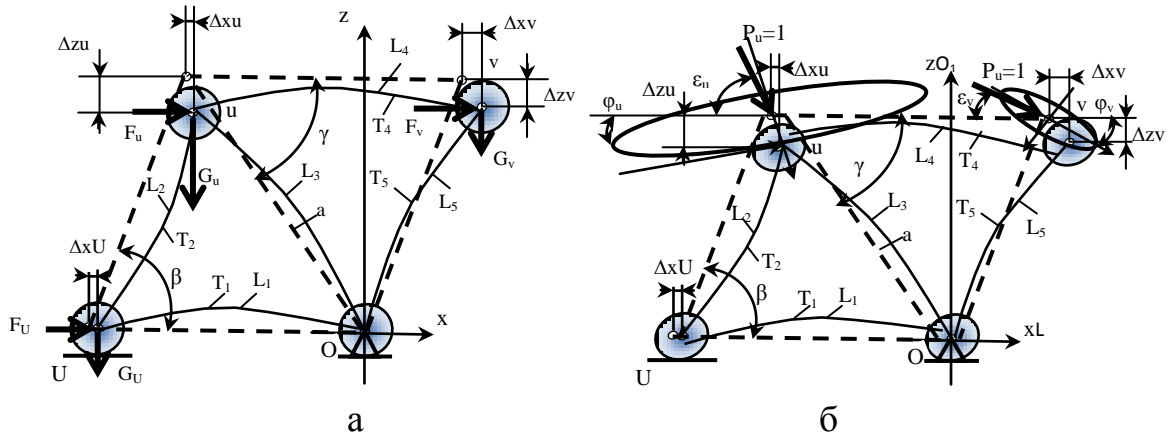


Рис. 3.28. Схема дії сил на вершини механізму(а) та траєкторії переміщення вершин u і v під дією циркуляційних навантажень (б)

Згідно запропонованого підходу відхилення форми механізму від октаедра вважається незначними. Позначимо зусилля в еквівалентних ланках механізму T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 . Для кожної вершини механізму складемо рівняння статки, яке має вигляд умови рівноваги систем збіжних сил:

$$\begin{aligned} T_1 &= -F_U - (F_v + F_u) \frac{1}{3} + G_u \frac{1}{3\sqrt{6}} - G_v \frac{1}{6\sqrt{2}}, & T_2 &= (F_v + F_u) - G_u \frac{1}{\sqrt{6}} + G_v \frac{1}{2\sqrt{2}}, \\ T_3 &= \frac{-2}{\sqrt{3}} (F_v + F_u) - (G_u + G_v) \frac{1}{\sqrt{6}}, & T_4 &= F_v + G_v \frac{1}{2\sqrt{2}}, & T_5 &= -G_v \frac{3}{2\sqrt{2}}. \end{aligned} \quad (3.45)$$

Проекції навантаження визначаються через модуль навантаження у вершинах та кути, які складають лінії дії навантаження із віссю ox . Модулі навантаження у вузлах u і v та відповідні кути $\varepsilon_u, \varepsilon_v$ визначаються у вигляді:

$$P_u = \sqrt{F_u^2 + G_u^2}, \quad \varepsilon_u = -\arctg \frac{G_u}{F_u}, \quad P_v = \sqrt{F_v^2 + G_v^2}, \quad \varepsilon_v = -\arctg \frac{G_v}{F_v}, \quad (3.46)$$

Проекції навантажень у вершинах визначено через модулі і кути згідно залежностей:

$$F_u = P_u \cdot \cos \varepsilon_u, \quad F_v = P_v \cdot \cos \varepsilon_v, \quad G_u = P_u \cdot \sin \varepsilon_u, \quad G_v = P_v \cdot \sin \varepsilon_v. \quad (3.47)$$

Підставивши значення проекцій із (3.47) у (3.45) одержимо:

$$\begin{aligned}
 T_1 &= -P_U + P_u \cdot \left[\frac{-\cos \varepsilon_u}{3} + \frac{\sin \varepsilon_u}{3\sqrt{6}} \right] + P_v \cdot \left[\frac{-\cos \varepsilon_v}{3} + \frac{\sin \varepsilon_v}{6\sqrt{2}} \right], \\
 T_2 &= P_u \cdot \left[\frac{-\sin \varepsilon_u}{\sqrt{6}} + \cos \varepsilon_u \right] + P_v \cdot \left[\frac{\sin \varepsilon_v}{2\sqrt{2}} + \cos \varepsilon_v \right], T_3 = -P_u \left[\frac{\sin \varepsilon_u}{\sqrt{6}} + \frac{2 \cos \varepsilon_u}{\sqrt{3}} \right] - P_v \cdot \left[\frac{\sin \varepsilon_v}{\sqrt{6}} + \frac{2 \cos \varepsilon_v}{\sqrt{3}} \right] \\
 T_4 &= P_v \left[\frac{\sin \varepsilon_v}{2\sqrt{2}} + \cos \varepsilon_v \right]. \quad T_5 = \frac{-3P_v \sin \varepsilon_v}{2\sqrt{2}}. \quad (3.48)
 \end{aligned}$$

Практично важливою задачею статки є визначення деформативності механізму при дії циркуляційного навантаження у його вершинах. Встановимо постійний модуль навантаження у вершині $P_u=1$ та змінний напрямок ε_u . При цьому навантаження у вершині v прийнято рівним нулю ($P_v=0$). При малих деформаціях приводів зміни довжина ланок механізму ΔL_i обернено пропорційні жорсткості сільфонних приводів C_s :

$$\Delta L_i = T_i / C_s. \quad (3.49)$$

Нормовані по максимальним значенням розраховані за формулами (3.48) та (3.49) зміни довжин ланок наведені на рис. 3.29 а.

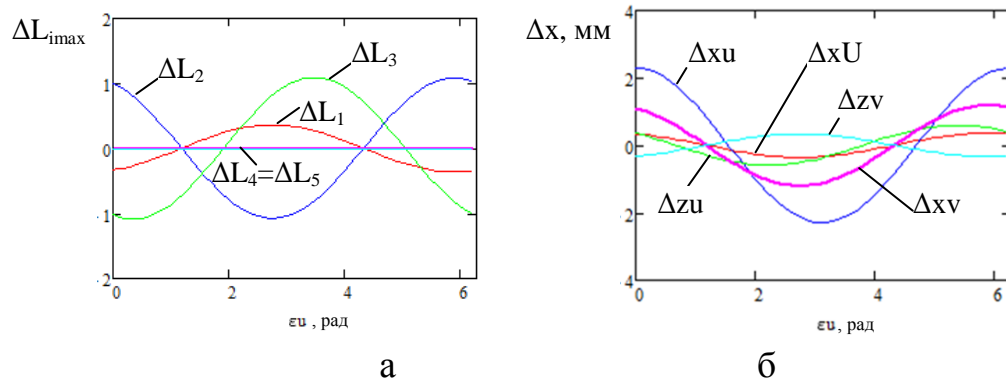


Рис. 3.29. Зміна довжини ланок механізму при дії циркуляційного навантаження у вершині u (а) та зміни положення вершин механізму (б)

При малих деформаціях встановлено лінійний зв'язок векторів переміщень вершин та векторів деформацій ланок через матрицю Якобі:

$$\begin{bmatrix} \Delta x_u \\ \Delta x_U \\ \Delta x_v \\ \Delta z_u \\ \Delta x_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1/3 & 1 & -2/\sqrt{3} & 0 & 0 \\ -1/3\sqrt{2} & 1/\sqrt{2} & 1/\sqrt{6} & 0 & 0 \\ -1/3 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ -1/6\sqrt{2} & -1/2\sqrt{2} & 0 & -1/2\sqrt{2} & 2\sqrt{2}/3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta L_1 \\ \Delta L_2 \\ \Delta L_3 \\ \Delta L_4 \\ \Delta L_5 \end{bmatrix}. \quad (3.50)$$

В результаті розрахунків за формулами (3.49), (3.50) визначені зміни положення вершин механізму. Вони відповідають синусоїдальним процесам (рис. 3.28 б). Переміщення вершин відбувається по еліптичним траєкторіям. Осі еліпсів траєкторії відповідають напрямкам максимальної і мінімальної жорсткості вершин механізму u і v . Встановлено, що напрямки характеризуються кутами: $\varphi_u=18^\circ$ та $\varphi_v=32^\circ$.

Розроблені і досліджені пружно-деформовані системи використані як базові при розробці пристроїв для роботи в трубопроводах.

Розроблено ряд схемних і конструктивних рішень деформованих просторових систем приводів для роботи в обмежених об'ємах типу трубопроводів [116, 161]. Системи мають приводи з'єднані по кільцевій схемі у двох поясах. Кільцевий пояс включає три, чотири або більше приводів.

В якості базового схемного рішення системи вибрано деформовану триангулярну структуру октаедричного типу, яка має 12 приводів (див. рис. 3.25 а). Система включає 6 опорних вузлів U, V, W, u, v, w з'єднаних сільфонними приводами (рис. 3.30).

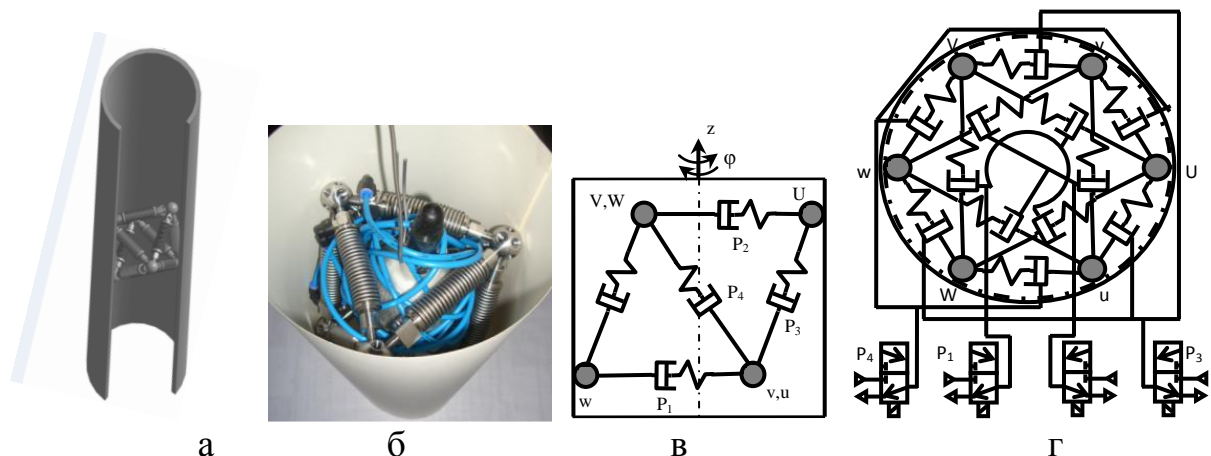


Рис. 3.30. Система приводів призначена для переміщення у обмеженому об'ємі типу трубопровода (а) її зовнішній вигляд (б) , принципова схема при виді збоку (в) та при виді по осі трубопровода (г)

Мехатронна система керування структури включає чотири електропневморозподільники P_1-P_4 , що керуються контролером.

Розглянемо переміщення системи вздовж осі z трубопровода. В початковому положенні розподільники P_3, P_4 виключені і в шести проміжних приводах uU, uW, vU, vV, wV, wW тиск повітря дорівнює нулю, а відповідно дані приводи мають найменшу довжину. При цьому розподільники P_1, P_2 включені і стиснене повітря підводиться до приводів верхнього і нижнього поясів забезпечуючи притискання опор U, V, W і опор u, v, w до трубопровода. На першому етапі переміщення виключається розподільник P_1 і опори U, V, W звільнюються від тиску повітря, що забезпечує їх вільне переміщення. На другому етапі включаються розподільники P_3 і P_4 і стиснене повітря подається в приводи uU, uW, vU, vV, wV, wW . При цьому верхній пояс UVW переміщується відносно нижнього пояса uvw в напрямку вісі z . Після завершення руху пояса включається розподільник P_1 і верхній пояс фіксується на циліндричній поверхні.

На третьому етапі циклу виключається розподільник P_2 і відбувається роз фіксація нижнього пояса uvw . Після цього виключаються розподільники P_3 і P_4 . Під дією пружних сил сильфони проміжних приводів uU, uW, vU, vV, wV, wW скорочуються і нижній пояс uvw переміщується в напрямку вісі z . Після включення розподільника P_2 нижній пояс фіксується і система встановлюється в нове положення змістившись на один крок вздовж осі z від початкового положення.

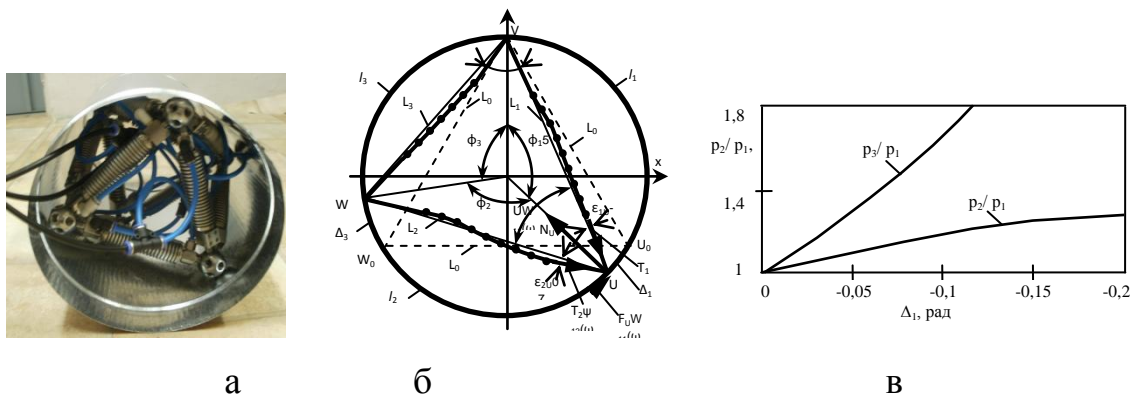
Поворотний рух структури відносно циліндричної поверхні здійснюється наступним чином. В початковому нульовому положенні включені розподільники P_1 і P_2 і обидва пояси зафіксовані. Розподільники P_3 і P_4 виключені, тому проміжні приводи та uU, vV, wW та uW, vU, wV знаходяться у вільному стані.

На першому етапі руху виключається розподільник P_1 і верхній пояс UVW розфіксується і набуває можливості зміщуватись відносно циліндричної поверхні. Включається розподільник P_3 . При цьому приводи і uU, vV, wW видовжуються, а відповідно верхній пояс UVW повертається на деякий кут φ проти годинникової стрілки. При цьому відбувається зміщення

верхнього пояса в напрямку вісі z . Після переміщення верхнього пояса включається розподільник P_1 і верхній пояс фіксується.

На другому етапі руху виключається розподільник P_2 і відбувається розфіксація нижнього пояса uvw . Далі виключається розподільник P_3 і проміжні приводи uU , vV , wW скорочуються повертаючи нижній пояс на деякий кут проти годинникової стрілки. Після цього розподільник P_2 включається фіксуючи нижній пояс і структура встановлюється в нове положення, яке зміщене відносно початкового на крок по куту φ .

Проведено геометричний та силовий аналіз системи приводів у трубопроводі. Кожний пояс структури спрощено подано у вигляді трикутника, вершини якого знаходяться на колі, що відповідає поверхні трубопровода (рис. 3.31).



В кожній вершині сили T_0 врівноважуються нормальною реакцією.

$$N_0 = 2T_0 \cdot \cos 30^\circ = \sqrt{3}T_0. \quad (3.52)$$

Система сил є сингулярною [18] по силі тертя F_T . Умова рівноваги сил:

$$T_0 \cdot \sin 30^\circ - T_0 \cdot \sin 30^\circ \rightarrow F_T \approx 0.$$

Покладемо, що тиск в порожнинах сільфонів VU та UW підвищився, а в WV знизився. Зусилля в сільфонних приводах складе:

$$T_1 = s_c p_1, \quad T_2 = s_c p_2, \quad T_3 = s_c p_3, \quad (3.53)$$

де p_1, p_2, p_3 - значення тисків у порожнинах сільфонів.

Позначимо дугові відстані між опорами:

$$\ell_1 = VU, \quad \ell_2 = UW, \quad \ell_3 = WV.$$

Сума дуг є повною довжиною кола:

$$\ell_1 + \ell_2 + \ell_3 = 2\pi R.$$

Введемо відхилення положення опор від їх номінальних значень:

$$UU_0 = \delta U, \quad WW_0 = \delta W, \quad VV_0 = \delta V.$$

Маємо співвідношення:

$$3\ell_0 + \delta U + \delta W + \delta V = 2\pi R, \quad \delta V = 2\pi R - 3\ell_0 - \delta U - \delta W. \quad (3.54)$$

Відстань між опорами є хордами кола і пов'язана із дугами:

$$L_1 = 2R \sin\left(\frac{\ell_0 + \delta U}{2R}\right), \quad L_2 = 2R \sin\left(\frac{\ell_0 + \delta V}{2R}\right), \quad L_3 = 2R \sin\left(\frac{\ell_0 + \delta W}{2R}\right). \quad (3.55)$$

Також маємо геометричні співвідношення між дугами і хордами:

$$\ell_1 = 2R \arcsin\left(\frac{L_1}{2R}\right), \quad \ell_2 = 2R \arcsin\left(\frac{L_2}{2R}\right), \quad \ell_3 = 2R \arcsin\left(\frac{L_3}{2R}\right). \quad (3.56)$$

Довжина привода L_3 взаємозалежна з довжиною двох інших приводів L_1 та L_2 тому, що вони є сторонами трикутника вписаного в коло.

Кутові відстані розташування опор визначено через відповідні дуги:

$$\varphi_1 = \ell_1 / R, \quad \varphi_2 = \ell_2 / R, \quad \varphi_3 = \ell_3 / R. \quad (3.57)$$

Наявне співвідношення: $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 2\pi$.

Кути трикутника U, V, W визначимо із теорем косинусів:

$$\cos \frac{\alpha_U}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(L_1 + L_3)^2 - L_2^2}{L_1 L_3}}, \quad \cos \frac{\alpha_V}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(L_1 + L_3)^2 - L_2^2}{L_1 L_3}},$$

$$\cos \frac{\alpha_W}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(L_2 + L_3)^2 - L_1^2}{L_2 L_3}}. \quad (3.58)$$

Радіус описаного кола визначається через сторони трикутника та кути:

$$\delta R^3 \sin \alpha_v \sin \alpha_u \sin \alpha_w = L_1 L_2 L_3.$$

Складемо рівняння рівноваги для опор V, U, W.

Для опори U рівняння рівноваги в проекції на нормаль має вигляд:

$$N_U = T_1 \cdot \cos\left(\frac{180^\circ - \varphi_1}{2} + \varepsilon_{1U}\right) + T_2 \cos\left(\frac{180^\circ - \varphi_2}{2} + \varepsilon_{2U}\right), \quad (3.59)$$

де T_1, T_2 - зусилля в приводах; ε_{1U} - відхилення осі сильфонного привода VU від прямої VU в опорі U, ε_{2U} - відхилення осі другого сильфонного привода від прямої WU; N_U - нормальна реакція.

Конструктивною особливістю пристрою є жорстке закріплення сильфонів на опорі. Тому кут між всіма сильфонів є постійним. Відповідно:

$$\alpha_U + \varepsilon_{1U} + \varepsilon_{2U} = 60^\circ.$$

Таким чином для характеристики кута відхилення достатньо одного із кутів $\varepsilon_{1U} = \varepsilon_U$. Інший кут:

$$\varepsilon_{2U} = 60^\circ - \alpha_U - \varepsilon_U. \quad (3.60)$$

Об'єднуючи формули із врахуванням $\cos(90^\circ + \alpha) = \sin(-\alpha)$, одержимо:

$$N_U = T_1 \sin\left(\frac{\varphi_1}{2} - \varepsilon_U\right) + T_2 \cos\left(30^\circ - \frac{\varphi_2}{2} - \varepsilon_U\right).$$

Рівняння рівноваги сил в проекціях на дотичну до кола в точці U:

$$T_1 \sin\left(\frac{180 - \varphi_1}{2} + \varepsilon_{1U}\right) - T_2 \sin\left(\frac{180 - \varphi_2}{2} + \varepsilon_{2U}\right) - F_T = 0. \quad (3.61)$$

де F_U - сила тертя.

Підставивши в дане рівняння значення кутів одержимо:

$$T_1 \cos\left(\frac{\varphi_1}{2} - \varepsilon_U\right) - T_2 \sin\left(30^\circ - \frac{\varphi_2}{2} - \alpha_U - \varepsilon_U\right) - F_T = 0.$$

Останнє рівняння встановлює взаємний зв'язок сили тертя і кута повороту опори. Перетворимо тригонометричні функції і одержимо:

$$F_U = \left[T_1 \cos \frac{\varphi_1}{2} + T_2 \sin\left(\frac{\varphi_2}{2} + \alpha_U - 30^\circ\right) \right] \cos \varepsilon_U + \left[T_1 \sin \frac{\varphi_1}{2} + T_2 \cos\left(\frac{\varphi_2}{2} + \alpha_U - 30^\circ\right) \right] \sin \varepsilon_U$$

Кут відхилення привода відносно вісі є малим $\varepsilon_U \rightarrow 0$. Тому

$$\varepsilon_U \approx (60^\circ - \alpha_U) / 2.$$

Рівняння рівноваги при умові $F_U \approx 0$ набуде вигляду:

$$\frac{T_1 \cos \frac{\varphi_1}{2} + T_2 \sin \left(\frac{\varphi_2}{2} + \alpha_U - 30^\circ \right)}{T_1 \sin \frac{\varphi_1}{2} + T_2 \cos \left(\frac{\varphi_2}{2} + \alpha_U - 30^\circ \right)} = -\frac{\alpha_U - 60^\circ}{2}. \quad (3.62)$$

Аналогічні рівняння рівноваги складені для опор W і V у вигляді:

$$\frac{T_2 \cos \frac{\varphi_2}{2} + T_3 \sin \left(\frac{\varphi_3}{2} + \alpha_W - 30^\circ \right)}{T_2 \sin \frac{\varphi_2}{2} + T_3 \cos \left(\frac{\varphi_3}{2} + \alpha_W - 30^\circ \right)} = -\frac{\alpha_W - 60^\circ}{2}. \quad (3.63)$$

$$\frac{T_3 \cos \frac{\varphi_3}{2} + T_1 \sin \left(\frac{\varphi_1}{2} + \alpha_V - 30^\circ \right)}{T_3 \sin \frac{\varphi_3}{2} + T_1 \cos \left(\frac{\varphi_1}{2} + \alpha_V - 30^\circ \right)} = -\frac{\alpha_V - 60^\circ}{2}. \quad (3.64)$$

В одержаній системі залежностей (3.62), (3.64) введемо нові змінні.

Зусилля в приводах знайдемо відносно зусилля T_1 . При цьому:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\cos \frac{\varphi_1}{2} - \frac{\alpha_U - 60^\circ}{2} \cdot \sin \frac{\varphi_1}{2}}{\frac{\alpha_U - 60^\circ}{2} \cos \left(\frac{\varphi_2}{2} + \alpha_U - 30^\circ \right) + \sin \left(\frac{\varphi_2}{2} + \alpha_U - 30^\circ \right)} = \frac{p_2}{p_1}. \quad (3.65)$$

Із рівняння (3.63) із врахуванням (3.65) знайдено:

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{\cos \frac{\varphi_2}{2} - \frac{\alpha_W - 60^\circ}{2} \cdot \sin \frac{\varphi_2}{2}}{\frac{\alpha_W - 60^\circ}{2} \cos \left(\frac{\varphi_3}{2} + \alpha_W - 30^\circ \right) - \sin \left(\frac{\varphi_3}{2} + \alpha_W - 30^\circ \right)} = \frac{p_3}{p_1}. \quad (3.66)$$

де p_1 , p_2 , p_3 - значення тиску в порожнинах 1-го, другого та третього сильфонного приводів відповідно.

Залежності (3.65) та (3.66) мають місце для різних законів руху системи в трубопроводі. Розглянемо характерні зміщення опор по периметру трубопровода, зокрема є зміщення опори U шляхом збільшення довжини привода $L_1 = VU$ (див. рис. 3.31 б).

Даний рух опор реалізується при підвищенні тиску у приводі L_1 та зниженні тисків у приводах L_2 і L_3 . Розрахунок тиску за формулами (3.65) та (3.66) визначає закони зміни тиску у сильфонах близькі до лінійних:

$$p_2/p_1 = 1 - 2,72\delta U, \quad p_3/p_1 = 1 - 3,09\delta U.$$

Раціональним варіантом зміни конфігурації системи приводів є одночасне зміщення опор U і W. Із розрахунку закону зміни зусиль в

приводах по формулам (3.65) і (3.66) впливає, що реалізація даного варіанту потребує нелінійних змін тиску в приводах (рис. 3.31 в). Встановлено, що необхідні зміни тиску наближено відповідають параболічним законам наступного виду:

$$p_2 / p_1 = 1 + 1,878U + 3,48U^2, \quad p_3 / p_1 = 1 + 4,598U - 6,818U^2.$$

Реалізація даних законів здійснюється мехатронною системою керування.

Проведене обґрунтування функціональних характеристик елементної бази технічних засобів пневмоприводи із сільфонними пристроями враховує лінійність деформативних характеристик сільфонів. Використані в якості елементної бази пневмоприводи шлангові пневмодвигуни (пневмом'язи) мають нелінійні характеристики. Результати їх дослідження викладено в наступному підрозділі.

3.4. Елементна база систем пневмоприводів із шланговими пневмодвигунами

Розроблена інноваційна елементна база систем пневмоприводів [61, 64, 69] використовує сучасні матеріали та технології, зокрема це високоміцні волокна (кевлар). Реалізовані шлангові пневмодвигуни (пневмом'язи) [103]. Шлангові пневмодвигуни мають циліндричну композитну еластичну оболонку закріплену по краям на металевих кінцевих частинах із різьбовими хвостовиками (рис. 3.32 а).



Рис. 3.32. Кінцева частина пневмодвигуна (а) та зовнішній вигляд пневмодвигуна при подачі тиску (б)

При підведенні тиску в порожнину діаметр оболонки збільшується, а відстань між кінцевими частинами скорочується. Шлангові пневмодвигуни допускають скорочення Δ до 20% від загальної довжини L_0 в діапазоні тисків

0,2...0,6 МПа. Проведено розрахунок напружено-деформованого стану оболонки методом кінцевих елементів. Розроблена твердотільна модель деформованої пружної оболонки із врахуванням сітки армуючих волокон (рис. 3.33 а).

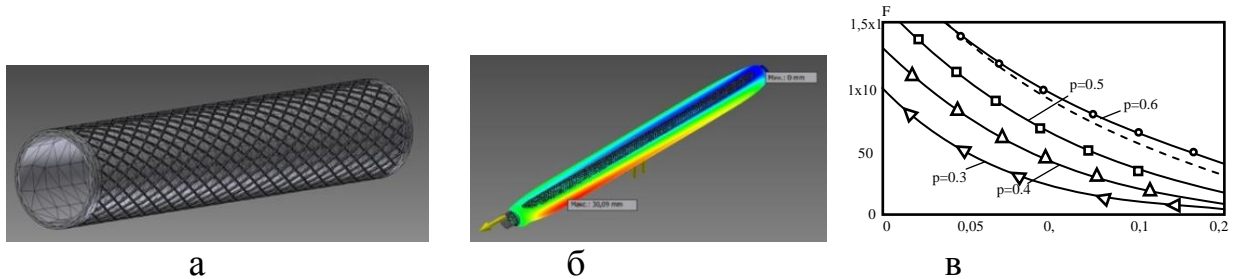


Рис. 3.33. Розбивка композитної гумо-кевларової оболонки на кінцеві елементи (а), результати розрахунку напружено-деформованого стану (б), розраховані методом кінцевих елементів силові характеристики (точки) та їх апроксимація аналітичною залежністю (суцільні лінії) (в)

Довжина пневмодвигуна L визначається тиском p в порожнині пневмодвигуна і зовнішнім навантаженням F . Розрахунки (рис. 3.33 б) проведені при значеннях тиску 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6 МПа при зусиллях розтягу 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1400Н. Одержані розрахункові значення характеристик (рис. 3.33 в) апроксимовано аналітичною залежністю:

$$F(p, \Delta) = \frac{F_m}{p} \left[K_L \frac{\Delta}{1 + c_L \Delta p^{-2}} - c_p \cdot p \right]^2, \quad (3.67)$$

де F_m , K_L , c_L , c_p - константи, вибрані із умови найкращого наближення залежності (3.67) до розрахункових точкових значень (див. рис. 3.33 в).

Характеристики наближено описано спрощеною формулою:

$$F(p, \Delta) = F_0 + K_p \frac{p}{\Delta + c_\Delta}, \quad (3.68)$$

де F_0 , K_p і c_Δ - константи.

Результати розрахунків за формулою (3.68) показані на рис. 3.33, в пунктирною лінією. Вона є близькою до значень характеристики. Залежність (3.33) розв'язана відносно значення тиску:

$$p(F, \Delta) = (F - F_0) \frac{(\Delta + C_\Delta)}{K_p}. \quad (3.69)$$

Підвищення тиску в порожнині пневмодвигуна до значення p приводить до збільшення діаметра до величини d . Еластична оболонка армована високоміцними нитками із кевларового волокна (рис. 3.34).

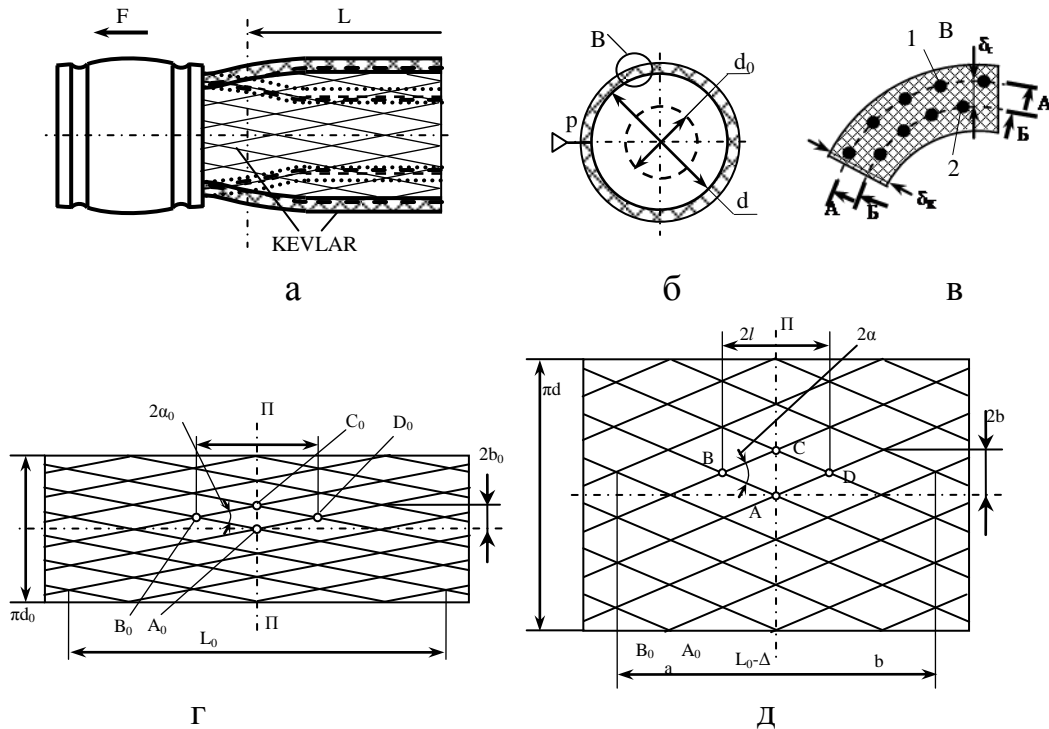


Рис. 3.34. Конструктивна схема оболонки шлангового пневмодвигуна (а), особливості перетину оболонки (б, в) та схема зміни геометрії кевларової сітки при розширенні оболонки (г, д)

Нитки розміщені в перетині оболонки по шарам 1 і 2 (рис. 3.34 в) та розташовані по гвинтовим лініям відносно осі пневмодвигуна. В розгортці оболонки нитки мають вигляд прямих нахилених під кутом α відносно осі оболонки (рис. 3.34 г). Враховуючи незначну відстань δ_c між шарами ниток можна прийняти, що нитки обох шарів утворюють ромбічну структуру яка складена із ромбів довгі діагоналі яких $2l$ орієнтовані по осі пневмодвигуна (рис. 3.34 д). Для даної схеми сітки одержано зв'язок поздовжніх та тангенціальних зусиль по діагоналям ромбів та визначено залежність зусилля пневмодвигуна від поточного діаметра тиску в його порожнині:

$$F = \frac{\pi d^2 p (L_0 - \Delta)^2}{2[4a^2 m^2 - (L_0 - \Delta)^2]}. \quad (3.70)$$

де a – розмір діагоналі сітки; m – число елементів сітки.

Встановлена залежність об'єму повітря в пневмодвигуні від геометричних і силових параметрів привода:

$$W = \frac{(L_0 - \Delta)}{2} \cdot \left(\frac{F_0}{p} + \frac{K_p}{\Delta + c_{\Delta}} \right) \left[\frac{4a^2 m^2}{(L_0 - \Delta)^2} - 1 \right]. \quad (3.71)$$

Композитна гумо-кевларова оболонка має особливі механічні властивості. Для їх визначення проведені спеціальні дослідження. Експериментально визначено характеристики поперечно-кутової жорсткості пневмодвигуна при згині. Для цього система трьох шлангових пневмодвигунів, розміщених в одній площині, в які підведено тиск p , навантажувалась силою Q перпендикулярною площині приводів (рис. 3.35).

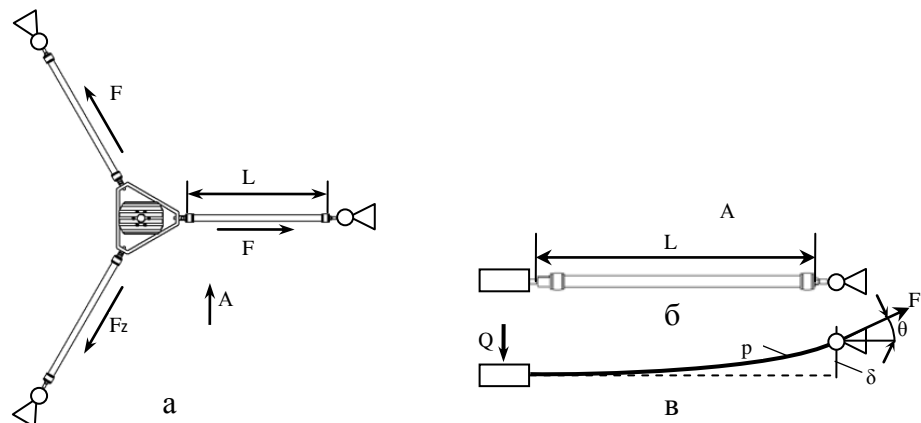


Рис. 3.35. Система трьох шлангових пневмодвигунів при вигляді згори (а) і вигляді збоку (б) та схема деформації пневмодвигуна (в)

Під дією сили Q платформа зміщувалась на величину δ (див.рис. 3.35 в). Визначена реакція привода як консольної балки згідно [103]:

$$Q_z = \frac{3E_c I \delta}{L^3}, \quad I = \frac{\pi}{64} (d_2^4 - d_1^4).$$

де I - момент інерції кільцевого поперечного перетину оболонки; d_1, d_2 - зовнішній і внутрішній діаметри; E - еквівалентний статичний модуль пружності оболонки; L – довжина пневмодвигуна .

При деформації пневмодвигуна його кінець повертається на кут:

$$\theta = \frac{Q_z L^2}{2E_c I} = \frac{3 \delta}{2 L}.$$

Складемо рівняння статичної рівноваги системи трьох приводів при переміщенні платформи на величину δ :

$Q = 3(Q_z + F \cdot \sin \theta) = 3(Q_z + F\theta)$, де F - осьове зусилля в пневмодвигуні.

$$Q = 3 \cdot \left[\frac{3E_c I \cdot \delta}{L^3} + F \cdot \frac{3 \delta}{2 L} \right].$$

Із даного рівняння знаходиться значення еквівалентного статичного модуля пружності матеріалу оболонки при згині:

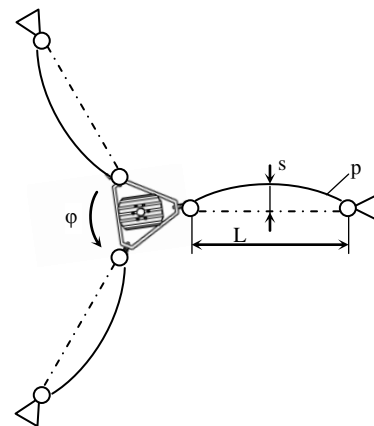
$$E_c = \left(Q - \frac{9\delta F}{2L} \right) \frac{L^3 \cdot 64}{9\pi(d_2^4 - d_1^4)}.$$

В даній формулі параметри Q , δ , d_1, d_2 , L допускають безпосередні виміри. Для вимірів зусилля Q та переміщення δ система приводів навантажувалась силою, яка вимірювалась динамометром. Значення зусилля в пневмодвигуні F знаходилось по статичній характеристиці в залежності від тиску p , а внутрішній діаметр обчислювався за формулою $d_1 = d_2 - 2\varepsilon$, де ε - відома товщина стінки пневмодвигуна. В результаті обчислень знайдено еквівалентний статичний модуль пружності оболонки $E_c = 1,6 \cdot 10^3$ МПа.

Важливою характеристикою шлангового пневмодвигуна є стійкість композитної оболонки при згині. Для визначення стійкості оболонки платформа системи приводів із трьома пневмодвигунами закручувалась на деякий кут φ і вимірювалась стріла прогину s пневмодвигуна до моменту втрати стійкості при різних значеннях тиску p в його порожнині (рис. 3.36).



а



б

Рис. 3.36. Визначення стійкості пневмодвигунів при згині: а- зовнішній вигляд установки; б – схема вимірів стріли прогину s

Встановлено, що при відсутності тиску в порожнині пневмодвигуна стійкість втрачається при стрілі прогину оболонки $s/L=2\dots5\%$ від довжини пневмодвигуна. Наявність тиску в порожнині суттєво підвищує стійкість оболонки. При тиску 0,6 МПа відносна стріла прогину s/L збільшується до 10...18%.

Динамічні властивості пневмодвигуна визначено теоретично-експериментальними методами. Для визначення динамічного модуля пружності та параметра затухання малих поперечних коливань шлангового пневмодвигуна здійснено аналізи перехідних процесів системи. Система приводів із трьох пневмодвигунів навантажувалась поперечною статичною силою, яка потім різко падала до нуля (рис. 3.37).

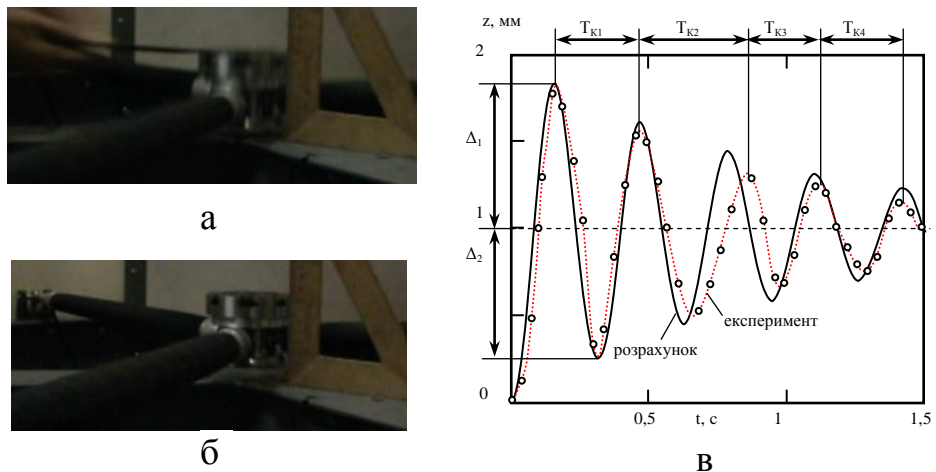


Рис. 3.37. Послідовні кадри відео зйомки при вимірах перехідного процесу (а, б) та експериментально визначений (точки) перехідний процес (в)

Виміри поточного положення платформи проводились відносно лінійки по кожному кадру відеозйомки. Одержані точки (рис.3.37 в) згладжені плавною кривою (пунктир). Із аналізу експериментальних даних випливає, що перехідний процес являє собою затухаючу криву близьку до синусоїди. Періоди коливань $T_{k1}-T_{k4}$ відрізняються не більше ніж на 10%. Тому запропоновано математичний опис системи приводів із шланговими пневмодвигунами у вигляді гармонічного осцилятора другого порядку [104]. При цьому рівняння динамічної рівноваги системи має вигляд:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = Q_0(t) - Q_0 - 3b_s \frac{dz}{dt}, \quad (3.72)$$

де m - маса платформи; z - переміщення платформи у вертикальному напрямку; b_s - коефіцієнт опору пневмодвигуна при поперечних переміщеннях; Q_0 - сила жорсткості обумовлена деформаціями всіх трьох пневмодвигунів.

Для розв'язку рівняння (3.72) зовнішнє динамічне навантаження прийнято у вигляді ступінчастої залежності:

$$Q_0(t) = \begin{cases} Q_c & \text{при } t < 0 \\ 0 & \text{при } t \geq 0 \end{cases}$$

Силу обумовлену деформаціями шлангового пневмодвигуна визначено за формулою статичної [103] враховуючи відмінність статичного і динамічного E_0 модулів пружності:

$$Q = cz, \quad c = \frac{9E_0 I}{L^3} + \frac{9F}{2L}. \quad (3.73)$$

Приведемо рівняння (3.72) до стандартного виду. Для цього введемо нові константи і одержимо:

$$T^2 \frac{d^2 z}{dt^2} + 2\xi T \frac{dz}{dt} + z = K \cdot I(t), \quad (3.74)$$

де $T = \sqrt{\frac{m}{c}}$, $\xi = \frac{3b}{2\sqrt{mc}}$, $K = \frac{Q_c}{c} = z_0$, а $I(t)$ - одинична ступінчаста функція.

Рівняння (3.74) має нульові початкові умови. При $t=0$, $z=0$, $dz/dt=0$.

Розв'язок рівняння (3.74) згідно [5]:

$$z(t) = z_0 \cdot \left\{ 1 - \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} \cdot e^{-\frac{\xi \cdot t}{T}} \times \sin \left[\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{T} \cdot t + \arctg \sqrt{\frac{1}{\xi^2} - 1} \right] \right\}. \quad (3.75)$$

Для визначення параметра затухання ξ у формулі (3.75) знайдено логарифмічний декремент коливань по експериментальному перехідному процесу. Для цього визначено логарифм відношення експериментальних відхилень перехідної функції від усталеного значення Δ_1 та Δ_2 (рис. 3.37 в) і знайдено параметр затухання:

$$\xi = \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\pi} \ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}, \quad \text{який складає: } \xi = 0,038-0,042.$$

Постійна часу T , що входить у формулу (3.75) знайдена по результатам вимірів періода коливань T_K перехідної функції [5]:

$$T = \frac{T_K}{2\pi} \sqrt{1 - \xi^2}, \quad T \cong 0,05c. \quad (3.76)$$

Об'єднуючи залежність (3.73) і використовуючи значення константи T , що входить у рівняння, одержимо формулу для розрахунку динамічного модуля пружності оболонки шлангового пневмодвигуна при згині:

$$E_\partial = \frac{L^3}{I} \left(\frac{m}{qT^2} - \frac{F}{2L} \right).$$

Розрахунок за даною формулою дає значення динамічного модуля пружності $E_\partial = 2,4 \cdot 10^3 \text{ МПа}$. Це на 30-40% більше значення еквівалентного статичного модуля пружності визначеного раніше.

Шланговий двигун він сприймає лише розтягуючі навантаження. Тому раціональним схемним рішенням системи приводів із шланговими пневмодвигунами є встановлення їх по периферії виконавчого органу, щоб навантаження пневмодвигунів компенсували один одного [69] (рис. 3.38).

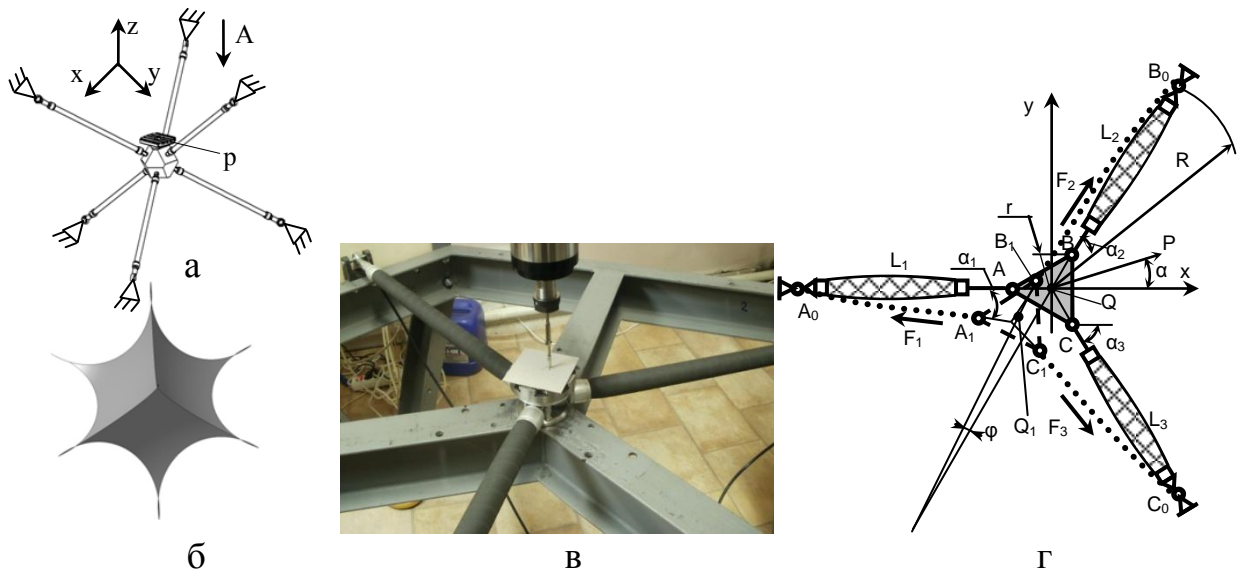


Рис. 3.38. Система приводів із просторово розташованими шланговими пневмодвигунами (а), її робочий простір (б), система трьох приводів для переміщення платформи в площині (в) та її розрахункова схема (г)

Зміною тиску в шлангових пневмодвигуна (рис. 3.38 а) забезпечується зміна положення платформи в межах просторової криволінійної області (рис. 3.38 б). Розроблені методи розрахунку статичних характеристик систем із шланговими пневмодвигунами. Вони апробовані для практично важливої системи трьох шлангових пневмоприводів, які здійснюють переміщення платформи в площині (рис. 3.38 в). Розроблена розрахункова схема системи (рис. 3.38 г). В основу розрахунку статичних характеристик покладено розв'язок зворотної, задачі статички системи. При цьому задається положення платформи і розраховуються значення довжини окремих приводів.

Положення платформи визначається вектором x -координат $x = (x, y, \varphi)^T$. Довжина кожного привода L_1, L_2, L_3 розраховується по значенню вектора x . Початкове положення механізму визначається координатами точок A_0, B_0, C_0 та A, B, C (рис. 3.38 г). Ввівши позначення $A_0Q = R$ та $AQ = r$ визначимо декартові координати точок:

$$A_0 = \begin{bmatrix} -R \\ 0 \end{bmatrix}, B_0 = \begin{bmatrix} R \cdot \cos 60^\circ \\ R \cdot \sin 60^\circ \end{bmatrix}, C_0 = \begin{bmatrix} R \cdot \cos 60^\circ \\ -R \cdot \sin 60^\circ \end{bmatrix}, A = \begin{bmatrix} -r \\ 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} r \cdot \cos 60^\circ \\ r \cdot \sin 60^\circ \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} r \cdot \cos 60^\circ \\ -R \cdot \sin 60^\circ \end{bmatrix}. \quad (3.77)$$

При зміщенні полюса платформи на величину x і y та її повороту на кут φ одержимо координати точок A_1, B_1, C_1 :

$$A_1 = \begin{bmatrix} x - r \cos \varphi \\ y - r \sin \varphi \end{bmatrix}, B_1 = \begin{bmatrix} x + r \cos(60^\circ + \varphi) \\ y + r \sin(60^\circ + \varphi) \end{bmatrix}, C_1 = \begin{bmatrix} x + r \cos(60^\circ - \varphi) \\ y - r \sin(60^\circ - \varphi) \end{bmatrix}, \quad (3.78)$$

L -координати знайдені як відстані між точками A_0A_1, B_0B_1, C_0C_1 :

$$L_1 = \sqrt{(xA_0 - xA_1)^2 + (yA_0 - yA_1)^2}, L_2 = \sqrt{(xB_0 - xB_1)^2 + (yB_0 - yB_1)^2}, \\ L_3 = \sqrt{(xC_0 - xC_1)^2 + (yC_0 - yC_1)^2}. \quad (3.79)$$

При розрахунках значення x -координат задавались у вигляді синусоїдальних функцій із відповідними амплітудами x_a, y_a, z_a , частотами $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ та початковими фазами ψ_x, ψ_y, ψ_z :

$$x = x_a \sin(\omega_x t + \psi_x), \quad y = y_a \sin(\omega_y t + \psi_y), \quad \varphi = \varphi_a \sin(\omega_\varphi t + \psi_\varphi), \quad (3.80)$$

Фактичне розташування приводів визначається напрямними косинусами, які знаходяться через проекції на вісь x векторів, які визначають довжину кожного привода:

$$\cos \alpha_1 = \frac{(\overrightarrow{A_1 A_0})_x}{L_1}, \quad \cos \alpha_2 = \frac{(\overrightarrow{B_1 B_0})_x}{L_2}, \quad \cos \alpha_3 = \frac{(\overrightarrow{C_1 C_0})_x}{L_3}.$$

Умови рівноваги центральної системи сил обумовлюють взаємозв'язок між силами F_1, F_2, F_3 та кутами розташування приводів $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ у вигляді:

$$\begin{cases} -F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 + F_3 \cos \alpha_3 + P \cos \alpha = 0, \\ -F_1 \sin \alpha_1 + F_2 \sin \alpha_2 - F_3 \cos \alpha_3 + P \sin \alpha = 0. \end{cases} \quad (3.81)$$

де P – зовнішнє навантаження, яке діє на платформу; α – кут між напрямком дії зовнішнього навантаження і віссю x .

Система рівнянь (3.81) визначає зусилля з точністю до постійного значення сили в одному із приводів. Нормуємо систему рівнянь шляхом ділення на зусилля в першому приводі. Відповідно одержимо:

$$\begin{cases} \Phi_2 \cos \alpha_2 + \Phi_3 \cos \alpha_3 = \cos \alpha_1 + \Pi \cos \alpha, \\ \Phi_2 \sin \alpha_2 - \Phi_3 \sin \alpha_3 = -\sin \alpha_1 + \Pi \sin \alpha, \end{cases} \quad (3.82)$$

де відносні зусилля $\Phi_2 = F_2 / F_1$, $\Phi_3 = F_3 / F_1$, $\Pi = P / F_1$,

Розв'язок системи (3.82) знаходимо по правилу Крамера:

$$\Phi_2 = \frac{\begin{vmatrix} \cos \alpha_1 + \Pi \cos \alpha & \cos \alpha_3 \\ -\sin \alpha_1 + \Pi \sin \alpha & -\sin \alpha_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \cos \alpha_2 & \cos \alpha_3 \\ \sin \alpha_2 & -\sin \alpha_3 \end{vmatrix}}, \quad \Phi_3 = \frac{\begin{vmatrix} \cos \alpha_2 & \cos \alpha_1 + \Pi \cos \alpha \\ \sin \alpha_2 & -\sin \alpha_1 + \Pi \sin \alpha \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \cos \alpha_2 & \cos \alpha_3 \\ \sin \alpha_2 & -\sin \alpha_3 \end{vmatrix}}. \quad (3.83)$$

Після розкриття детермінантів у (3.83) і перетворення тригонометричних функцій одержимо:

$$\Phi_2 = \frac{\Pi \sin(\alpha + \alpha_3) - \sin(\alpha_1 - \alpha_3)}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}, \quad \Phi_3 = \frac{-\Pi \sin(\alpha + \alpha_2) + \sin(\alpha_1 + \alpha_2)}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}. \quad (3.84)$$

Формули (3.84) визначають зв'язок зусиль шлангових пневмодвигунів:

$$F_2 = \frac{P \sin(\alpha + \alpha_3) - F_1 \sin(\alpha_1 - \alpha_3)}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}, \quad F_3 = \frac{-P \sin(\alpha + \alpha_2) + F_1 \sin(\alpha_1 + \alpha_2)}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}, \quad (3.85)$$

Система приводів призначена для реалізації необхідних законів переміщення платформи. Типовим є її спіралевидний рух (рис. 3.39 а).

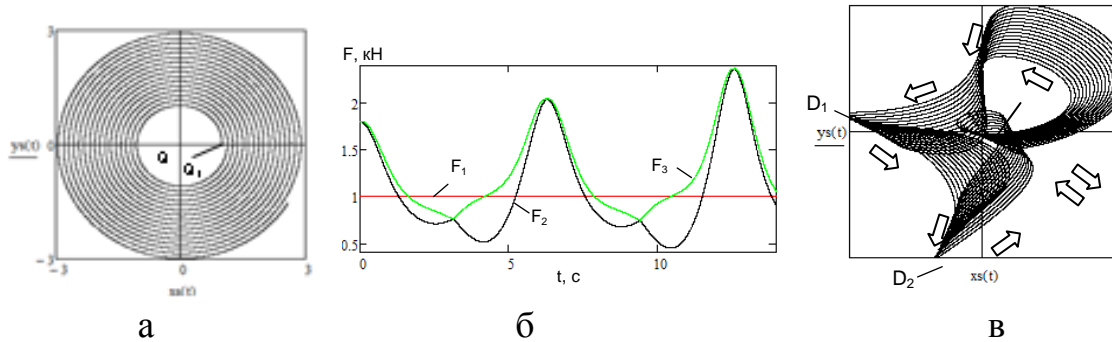


Рис. 3.39. Спіралевидна траєкторія руху платформи (а), необхідні для її реалізації закони зміни зусилля шлангових пневмодвигунів (б) та циклічна траєкторія переміщення платформи із переважуючи ми напрямками (в)

При спіралевидному русі платформи закон її переміщення:

$$x = (r_0 + c_r t) \cos t, \quad y = (r_0 + c_r t) \sin t, \quad \varphi = 0,$$

де r_0 - початкова відстань полюса від центрального положення; c_r - константа; t - час.

Для даної траєкторії руху платформи розраховані зміни довжин приводів та зусилля в приводах (рис. 3.39 б).

Додатково розглянуто ряд практично важливих траєкторій руху платформи. Траєкторія із періодичними радіальними і кільцевими рухами (рис. 3.39 в) реалізуються в системах приводів призначених для виконання спеціальних операцій (очищення, фарбування, тощо). Особливим видом траєкторій є траєкторії, які рівномірно охоплюють весь робочий простір. Вони забезпечують рівномірні скануючі рухи платформи. Траєкторії із взаємно-перпендикулярними головними напрямками переміщень забезпечують перпендикулярне сканування робочого простору (рис. 3.40 а).

Для реалізації даної траєкторії необхідно забезпечити спеціальні закони зміни тиску в шлангових пневмодвигунах x (рис. 3.40 б).

Подібні закони зміни тиску реалізують траєкторії руху платформи, що мають шість і більше переважуючих напрямків (рис. 3.40 в).

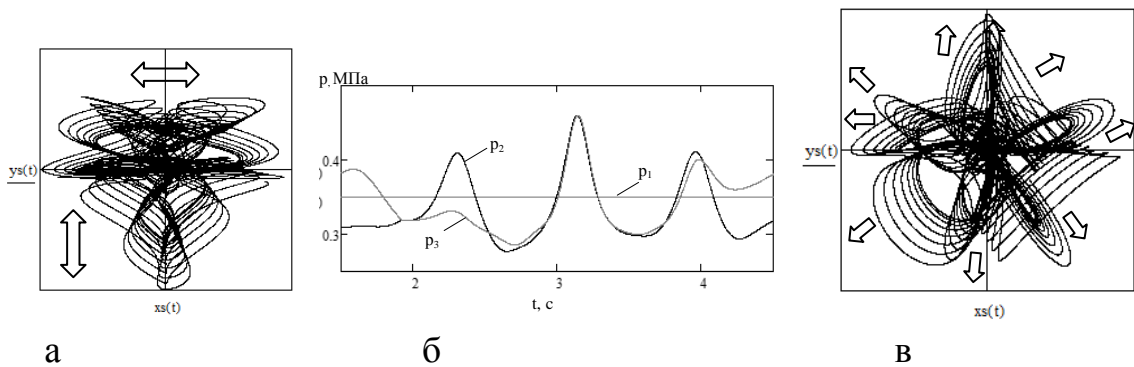


Рис. 3.40. Траєкторії переміщення платформи із перпендикулярними напрямками переміщенням (а), необхідні для реалізації даного закону зміни тиску в шлангових пневмодвигунах (б) та траєкторія із кількома превалюючими напрямками (в)

Елементна база систем пневмоприводи із шланговими пневмодвигунами розглянута в даному підрозділі послужила основою для побудови функціонально-орієнтованих компонентів елементних баз просторових систем приводів. На даній елементній базі розроблені динамічні системи фізично-різнорідного обладнання, які розглянуті нижче (розділ 6). Їх експериментальна перевірка підтвердила ефект від використання викладеної вище методики розрахунку шлангових пневмодвигунів, які є прогресивною елементною базою пневмоприводи.

Висновки по розділу 3

1. Функціональне спрямування в засобах проектування систем приводів та вимоги до представлення елементів повинні включати основоположні вимоги до схемних рішень, щодо забезпечення стабільності роботи системи при дії експлуатаційних факторів, керованості системи в межах робочого простору, тобто відсутності сингулярних положень та необхідної точності системи в умовах невизначеності (розмитості) процесів, що в ній протікають.

2. Ефективною елементною базою проектування систем приводів є пристрої на основі пружних елементів, зокрема плоских і фасонних пружин та торсіонів хрестового поперечного перетину. На основі таких пристроїв реалізуються двох і багатокординатні шарніри і приводи, зокрема інноваційні шестикординатні приводи мікропереміщень октаедричного виду.

3. Підтверджена можливість реалізації прогресивної елементної бази пневмоприводи із сільфонними пневмоциліндрами. Реалізовані інноваційні конструкції безшарнірних автономних систем приводів, які можуть переміщуватись в обмежених об'ємах: щілинах, трубах. Підтверджена ефективність запропонованих методів розрахунків пружно-деформованих систем сільфонного типу, які мають лінійні характеристики деформації приводів.

4. Встановлено, що функції просторових систем приводів може забезпечити інноваційна елементна база на основі шлангових пневмодвигунів (пневмом'язів). Доведено, що шлангові пневмодвигуни мають нелінійні статичні характеристики, але тиск в порожнині пневмодвигуна практично лінійно залежить від зусилля. Значення модуля пружності композитної оболонки пневмодвигуна в динаміці на 30...40% вище еквівалентного статичного модуля пружності, величина якого складає 1600 МПа. Встановлені параметри та нелінійні характеристики шлангових пневмодвигунів дають можливість проектувати системи приводів із невідомими раніше властивостями, зокрема по плавності переміщення та по функціональним можливостям. Реалізуються системи із різноманітними траєкторіями руху виконавчого органу, в тому числі траєкторії із заданими превалюючими напрямками.

4. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ФОРМУВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ЕЛЕМЕНТНИХ БАЗ СИСТЕМ ГІДРО- ТА ПНВМОПРИВОДІВ

4.1. Елементна база технічних засобів гідروприводу

Елементна база гідроприводу із шару основної функціональної спрямованості (див. рис. 2.1) включає комплектні приводи аналогових та дискретних переміщень, агреговані з приводами мікропереміщень та шарніри різного виду. Об'єднання пристроїв елементної бази в складі привода розглянуто на прикладах розроблених комплектних гідроприводів (рис. 4.1 а, б).

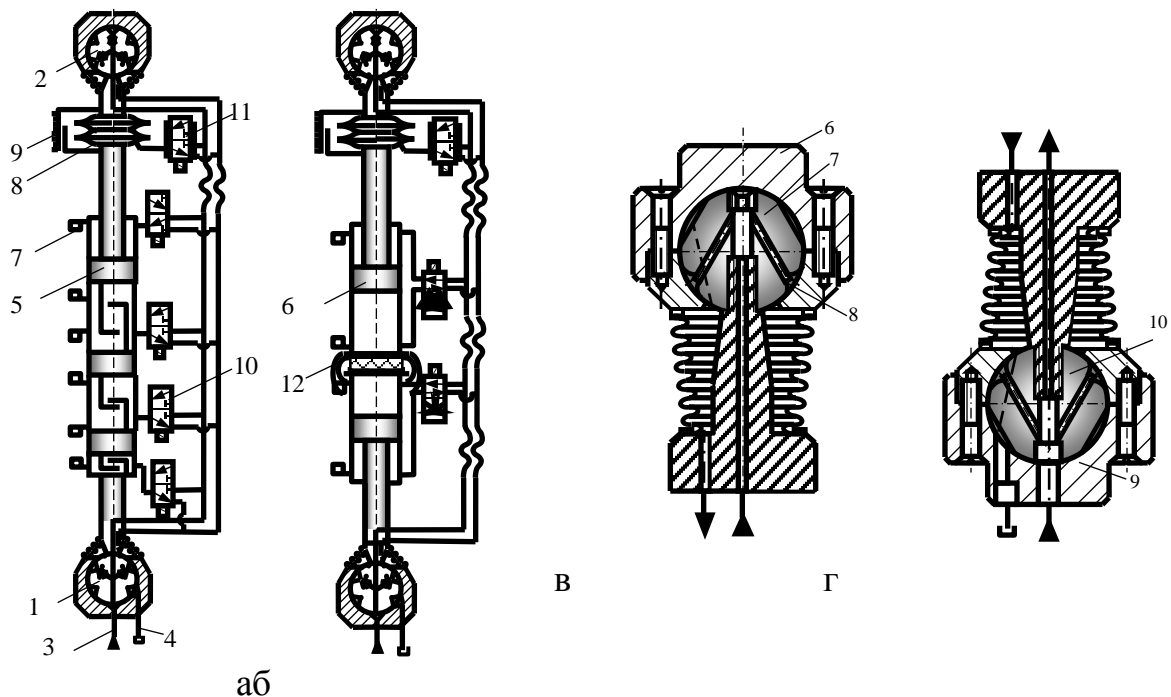


Рис. 4.1. Комплектний цифровий багатопозиційний привід (а), привід із тандем-цилінрами агрегований з демпфером та приводом мікропереміщень із інноваційними сферичними шарнірами (б); конструктивна схема верхнього шарніра (в) та нижнього шарніра (г)

Комплектний багатопозиційний дискретний привід включає цифровий циліндр із послідовно встановленим приводом мікропереміщень, агреговані з ними інноваційні сферичні шарніри, комунікації, службові пристрої та системи керування і вимірів переміщення привода. Привід має гідростатичні

сферичні шарніри 1, 2, до яких підводиться та відводиться робоча рідина із магістралей 3, 4. Привід має циліндри із поршнями 7, привід мікропереміщень 8 та вимірювач ходу привода 9. Керування приводом здійснюється системою гідравтоматики з розподільниками 10,11.

Можливі різні конструктивні виконання гідроциліндрів. Характерний привід (рис. 4.1б) має тандем-циліндри 6 із системою керування, сільфонний привід мікропереміщень із системою вимірів переміщень привода. З метою поліпшення показників динамічної якості привода він має пружно-дисипативний демпфер 12 у вигляді кільцевої пружини з еластичною вставкою в середній частині кільцевої пружини. Привід має комплектні гідростатичні шарніри спеціальної конструкції.

Верхній шарнір (рис. 4.1 в) має корпус 13, в якому із зазором поміщена сфера 14, в якій виконані комунікації для підводу рідини до гідростатичних опор 15. Нижній шарнір привода (рис. 4.1г) має аналогічну конструкцію. В його корпусі 16 встановлена сфера 17.

Виконання привода мікропереміщень запропоновано також здійснити безпосередньо за допомогою регульованих шарнірів [44](Патент № 73729) (рис. 4.2).

Розроблена система приводів забезпечує переміщення і точне позиціонування платформи 1 відносно нерухомої основи 2. Швидкі переміщення здійснюються основними приводами 3 та додатковими приводами 4. Точні переміщення забезпечуються регулюванням положення шарнірів 5 розподільниками 6.

Рухома платформа переміщується приводами мікропереміщень в напрямках x , y , z та повертається відносно вісей на кути ψ , θ , ϕ . Діапазон мікропереміщень сягає 0,1 мм.

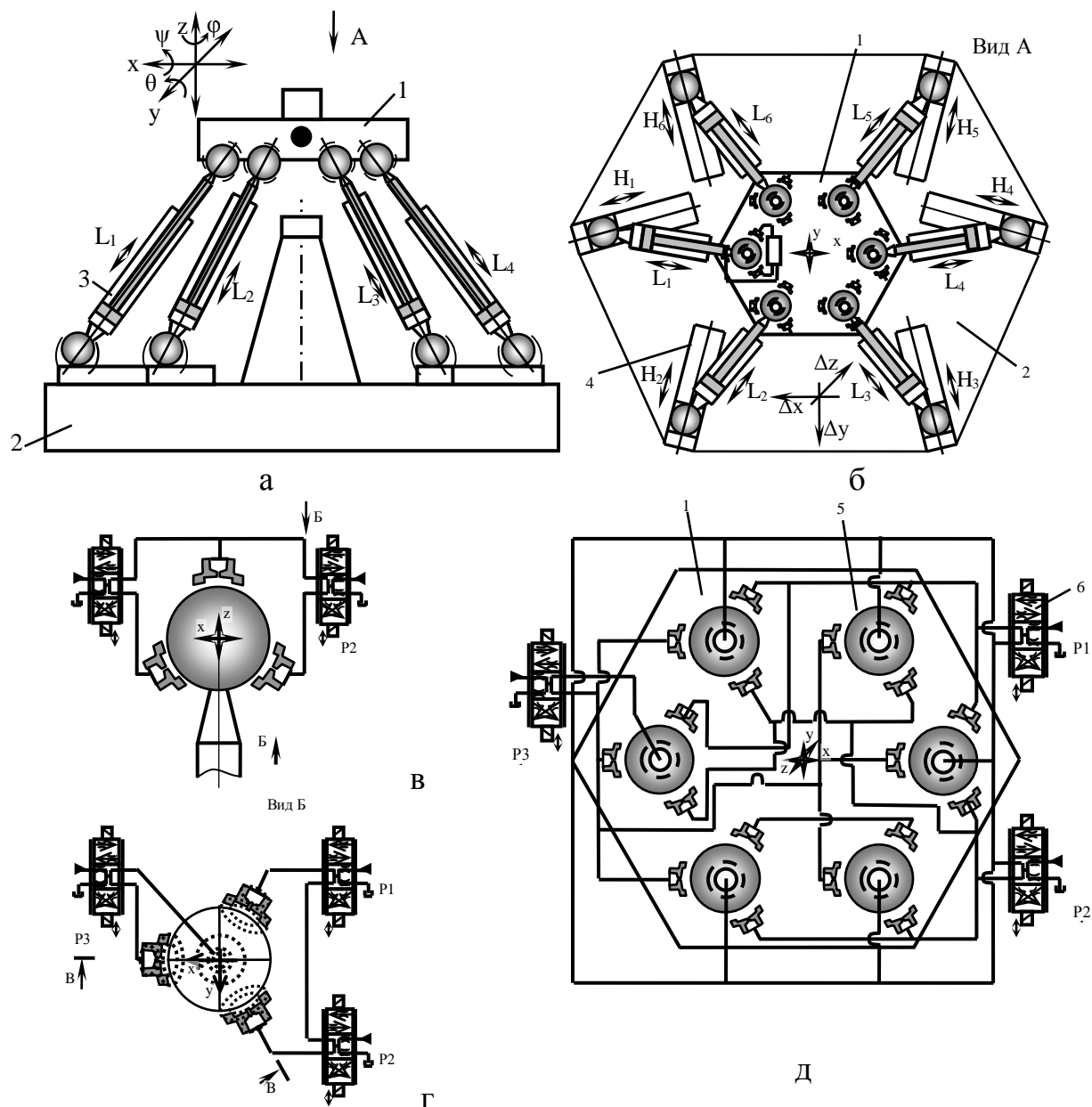


Рис. 4.2. Інноваційна система приводів, побудована на основі елементної бази у вигляді регульованих гідростатичних шарнірів: а – вигляд збоку системи приводів; б – вигляд згори; в, г – схеми регульованого шарніра при вигляді збоку та згори; д – загальна система керування переміщенням всіх шести шарнірів

Сферичні шарніри рідинного тертя гідростатичні або аеростатичні мають високу точність, в них відсутні сили сухого тертя. Наявність шару рідкого середовища між сферою і корпусом забезпечує ефективне демпфування коливань, знижує шум і вібрації системи приводів.

Для реалізації принципів струменевого регулювання розроблені інноваційні конструкції гідростатичних та аеростатичних опорних елементів шарнірів.

Елемент із турбулентним дроселем [64] має пружну діафрагму 1 діаметром d , яка деформується під дією перепаду тиску (рис. 4.3 а).

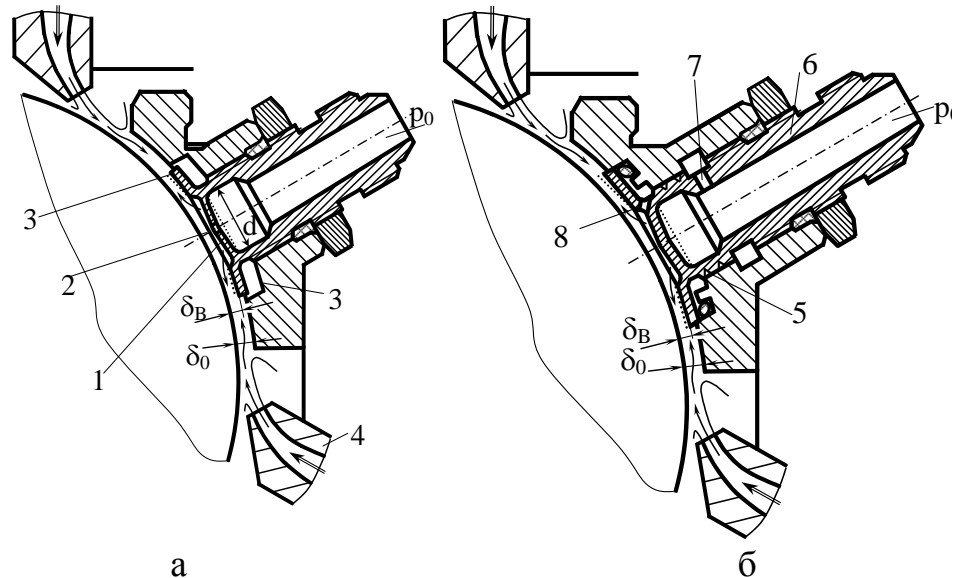


Рис. 4.3. Схеми регульованих гідростатичних опорних елементів шарнірів із турбулентним дроселем (а) та ламінарним дроселем (б)

Опорний елемент компенсує зміни тиску живлення p_0 . При підвищенні тиску p_0 збільшується перепад тиску на турбулентному дроселі, який виконано у вигляді отвору 2. При збільшенні перепаду тиску центральна частина діафрагми 1 прогинається в напрямку до сфери, а периферійна частина 3 діафрагми прогинається у протилежному напрямку. Відповідно збільшується ефективна ширина щілини δ_B опорного елемента, що знижує тиск в щілині. Струменеве регулювання опорної реакції здійснюється струменями рідини або газу, які витікають із сопел 4.

Для підвищення стабільності роботи опорного елемента запропоновано використати ламінарний дросель у вигляді кільцевої канавки 5 (рис. 4.3 б). Канавка виконана на циліндричній поверхні штуцера 6 і через отвори 7 і 8 з'єднує магістраль живлення із карманом опорного елемента. При підвищенні температури опір ламінарного дроселя знижується, а тиск в кармані опорного

елемента падає. Відповідно зростає витрата рідини через дросель і витрата рідини в щілині, що компенсує падіння тиску внаслідок підвищення температури.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження робочих процесів розроблених регульованих сферичних шарнірів. Встановлена наявність специфічних струменевих течій в щілині. Для дослідження даних течій використані як традиційні методи чисельних розрахунків поля течії, так і спеціально розроблені аналітичні методи розрахунків.

Шляхом розрахунку на ЕОМ досліджено течією в області формування струменя та взаємодію струменя з потоком, який витікає із щілини (рис. 4.4).

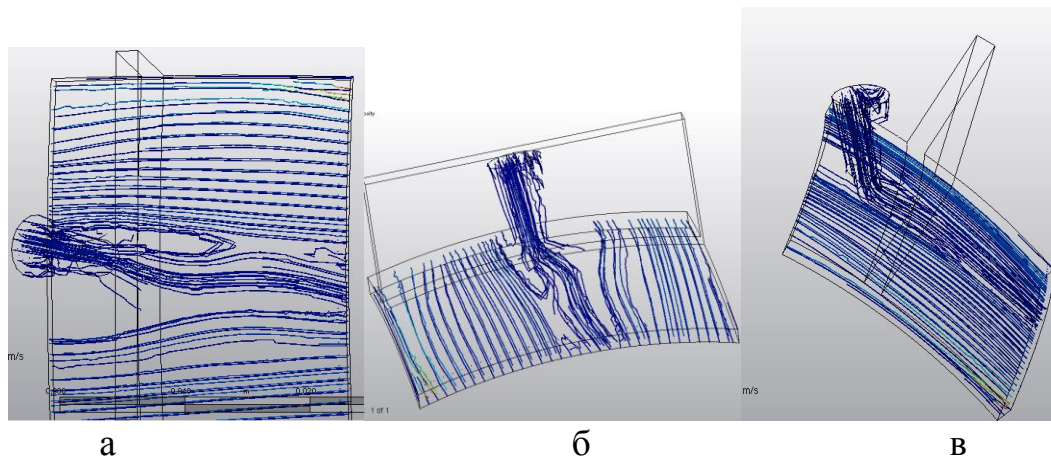


Рис. 4.4. Результати розрахунків на ЕОМ ліній течії при втіканні струменя у щілину шарніра: а – просторова струменева течія; б – лінії течії в щілині; в – взаємодія струменя з витікаючим потоком

Для визначення ступеня розширення струменя при його взаємодії із поверхнею сфери проведені експериментальні дослідження (рис. 4.5а). Встановлено, що струмінь який попадає на сферу розширяється в поперечному напрямку в $H/d=8-12$ разів. При цьому його розмір по нормалі до поверхні сфери (перпендикулярно площині рисунка) становить $0,02 \dots 0,05$ мм і є дещо більшим від розміру щілини. Ширина струменя по периметру щілини складає $H=4 \dots 6$ мм.

Теоретично досліджено течію при втіканні струменя в щілину. Струмінь С (рис. 4.5б) формує на вході в щілину область підвищеного тиску T . По краям

даної області виникають зворотні потоки Π_1 та Π_2 з критичними областями K_1 , K_2 в яких швидкості частинок рідини близькі до нуля. На виході із соплового пристрою виникають області вихроутворення w .

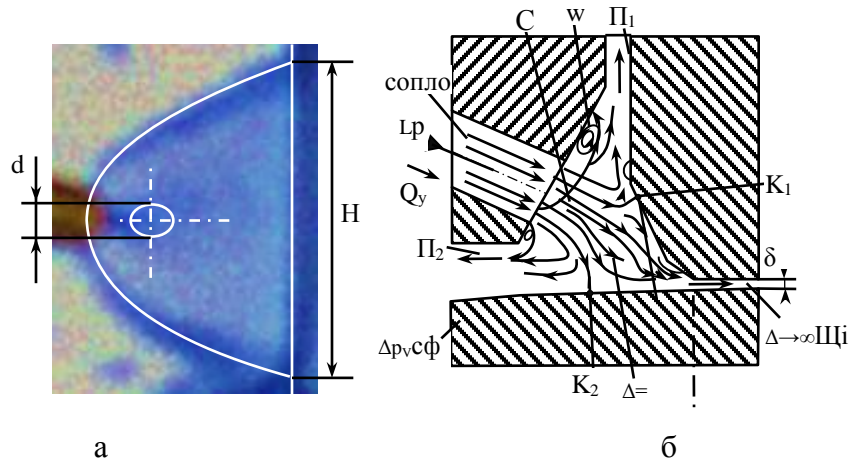


Рис. 4.5. Результати досліджень руху рідини при взаємодії струменя із поверхнею сфери (а) та при попаданні струменя в щілину (б)

Для уточнення характеристик течії рідини в малорозмірних щілинах розроблено спеціальні засоби розрахунку закономірностей поля течії на основі методу ламінарної аналогії [46]. Згідно методу ламінарний рух в'язкої рідини між двома близькими паралельними стінками по математичному опису є аналогічним плоскій потенціальній течії ідеальної рідини.

В щілині гідростатичної опори має місце повільний рух в'язкої рідини. При цьому диференціальні рівняння Нав'є-Стокса набувають вигляду [32]

$$\text{grad}p = \mu\Delta\vec{V}, \quad \text{div}\vec{V} = 0, \quad (4.1)$$

де p - тиск в певній точці щілини; μ - динамічна в'язкість рідини; Δ - оператор Лапласа; \vec{V} - вектор швидкості.

Прийнято, що перепад тиску в перетині щілини у напрямку перпендикулярному стінкам є незначними, а проекції швидкості частинок рідини в даному напрямку близькі до нуля. Тоді векторні рівняння (4.1) в проекціях на вісі координат x , y , z будуть мати вигляд:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu\left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}\right), \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \mu\left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2}\right), \quad \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0 \quad (4.2)$$

де v_x , v_y - проекції швидкості в перетині щілини.

Розв'язок диференціальних рівнянь (4.2) знайдено у вигляді:

$$v_x = v_{x_0}(x, y) \left(1 - \frac{z^2}{h^2}\right), \quad v_y = v_{y_0}(x, y) \left(1 - \frac{z^2}{h^2}\right) \quad (4.3)$$

$$p = -\frac{2\mu}{h^2} \int_{x_0}^x G_0(x, y) dx = -\frac{2\mu}{h^2} \int_{y_0}^y G_0(x, y) dy \quad (4.4)$$

де $v_{x_0}(x, y)$, $v_{y_0}(x, y)$ – максимальні швидкості в перетині щілини в точці з координатами x і y ; h – половина розміру щілини; $G_0(x, y)$ – функція, що визначає градієнт тиску в перетині щілини; x_0 , y_0 – координати деякої точки щілини, де тиск вважається нульовим.

Підставивши залежності (4.3, 4.4) в рівняння (4.2) одержимо:

$$v_{x_0} \frac{\partial v_{x_0}}{\partial x} + v_{y_0} \frac{\partial v_{x_0}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad v_{x_0} \frac{\partial v_{y_0}}{\partial x} + v_{y_0} \frac{\partial v_{y_0}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}, \quad \frac{\partial v_{x_0}}{\partial x} + \frac{\partial v_{y_0}}{\partial y} = 0 \quad (4.5)$$

Вид рівнянь (3.21) відповідає рівнянням руху ідеальної рідини [20, 46].

Відповідно функції $v_{x_0}(x, y)$, $v_{y_0}(x, y)$ та $G_0(x, y)$ є розв'язком рівнянь плоского потенціального руху ідеальної рідини в області, яка відповідає конфігурації щілини гідростатичного опорного елемента. Запропоновано визначити параметри плоского потенціального руху рідини у вигляді суперпозиції простих потенціальних потоків.

Метод розрахунку плоского руху ідеальної рідини апробовано при розрахунках. Для опорного елемента в якому керуючі струмені розташовані рівномірно по колу в центрі якого розміщено дросьель [112]. Функція течії плоского потенціального руху рідини визначиться залежністю:

$$\psi = \psi_0 + \sum_{k=1}^n \frac{Q_k}{2\pi} \operatorname{arctg} \left\{ \frac{y - R \sin[2\pi(k-1)/n]}{x - R \cos[2\pi(k-1)/n]} \right\}, \quad (4.6)$$

де R – радіус опорного елемента на якому розташовані керуючі струмені.

В кожному перетині щілини шириною $\delta = 2h$ має місце параболічний розподіл швидкостей (рис. 4.6 а).

Профілі проекції швидкостей в перетинах описуються залежностями

$$v_x = V_{mx} \left[1 - \left(\frac{z}{h} \right)^2 \right], \quad v_y = V_{my} \left[1 - \left(\frac{z}{h} \right)^2 \right] \quad (4.7)$$

де $h = \frac{\delta}{2}$ – півширина щілини.

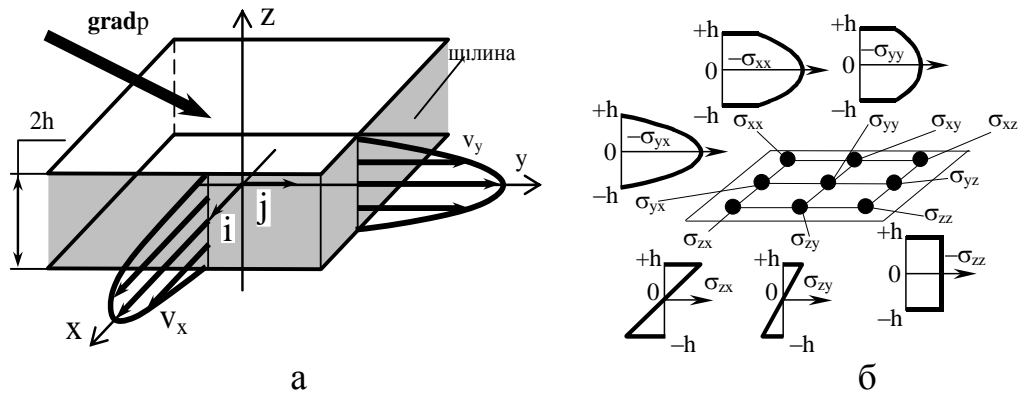


Рис. 4.6. Профілі швидкостей рідини в перетинах щілини (а) та зміни компонент тензора напружень по ширині щілини (б)

Проекції градієнта тиску знайдено з формули (4.5). Підставивши значення швидкостей, які є частинними похідними функції течії одержимо:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho \left(\frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \right), \quad \frac{\partial p}{\partial y} = -\rho \left(\frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial y \partial x} \right) \quad (4.8)$$

Поле статичного тиску в щілині знаходиться шляхом обчислення криволінійного інтеграла:

$$P = \int_A^B \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy, \quad (4.9)$$

де A – точка щілини з нульовим значенням тиску; B – поточна точка.

З використанням гідродинамічних параметрів течії визначені тензорні поля напружень і швидкостей деформацій та скалярне поле інтенсивності дисипативних сил для всього об'єму рідини в щілині. Нормальні напруження в рідині, які є діагональними компонентами тензора напружень визначені на основі [82]:

$$\sigma_{xx} = -p - h^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \left[1 - \left(\frac{z}{h} \right)^2 \right], \quad \sigma_{yy} = -p - h^2 \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} \left[1 - \left(\frac{z}{h} \right)^2 \right], \quad \sigma_{zz} = -p \quad (4.10)$$

Дотичні напруження в рідині, що являють собою поза діагональні компоненти тензора напружень, складають:

$$\sigma_{yx} = \sigma_{xy} = -\frac{h^2}{2} \left[1 - \left(\frac{z}{h} \right)^2 \right] \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 p}{\partial y \partial x} \right), \quad \sigma_{yz} = \sigma_{zy} = z \frac{\partial p}{\partial y}, \quad \sigma_{zx} = \sigma_{xz} = z \frac{\partial p}{\partial x} \quad (4.11)$$

Компоненти тензора напружень по ширині щілини розраховані відповідно формул (4.10), (4.11), в яких значення похідних тиску знайдені

диференціюванням формул (4.8), наведено на рис. 4.6 б.

Тензорне поле утворене тензором швидкостей деформацій визначається через проекції швидкостей. Діагональні компоненти тензора:

$$\dot{s}_{xx} = \frac{\partial v_x}{\partial x} = -\frac{h^2}{2\mu} \left[1 - \left(\frac{z}{h} \right)^2 \right] \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad \dot{s}_{yy} = \frac{\partial v_y}{\partial y} = -\frac{h^2}{2\mu} \left[1 - \left(\frac{z}{h} \right)^2 \right] \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} \quad \dot{s}_{zz} = 0 \quad (4.12)$$

Необхідно зазначити, що лінійний інваріант тензора швидкостей деформацій згідно з прийнятим припущенням про відсутність стиску рідини:

$$J_1 = \dot{s}_{xx} + \dot{s}_{yy} + \dot{s}_{zz} = \text{div} \vec{V} = 0.$$

Позадіагональні компоненти тензора визначаються за формулою:

$$\dot{s}_{xy} = \dot{s}_{yx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) = -\frac{h^2}{4\mu} \left[1 - \left(\frac{z}{h} \right)^2 \right] \left(\frac{\partial p}{\partial x \partial y} + \frac{\partial p}{\partial y \partial x} \right). \quad (4.13)$$

Між компонентами тензора напружень (4.11) і компонентами тензора швидкостей деформацій (4.12, 4.13) наявний зв'язок відповідний узагальненому закону Н'ютона – Петрова [32]:

$$(\sigma_{ij}) = 2\mu(s_{ij}) + p(e_{ij}) \quad (4.14)$$

де e_{ij} – одиничний тензор другого рангу.

Скалярне поле інтенсивності дисипативних сил, які діють в рідині по причині в'язкості, згідно з [112] визначається за формулою:

$$N_{\text{дис.}} = -\frac{h^4}{2\mu} \left[1 - \left(\frac{z}{h} \right)^2 \right] \left[\left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 p}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial x \partial y} + \frac{\partial p}{\partial y \partial x} \right)^2 \right] + \frac{2z^2}{\mu^2} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (4.15)$$

Інтегруванням інтенсивності потужності дисипативних сил по всьому об'єму щілини W знаходяться втрати енергії (тепловиділення) в щілині гідростатичної опори:

$$E = \iiint_W N_{\text{дис.}} dW. \quad (4.16)$$

Результати досліджень гідростатичних та аеростатичних сферичних шарнірів реалізовано при розробці їх дослідних зразків шарнірів (рис. 4.7).

Базовий варіант шарніра має сферу 1 із хвостовиком (рис. 4.7 а). Навколо сфери встановлені опорні елементи 2, які закріплені в корпусі 3. Кожний опорний елемент має п'ять карманів з дроселями (рис. 4.7 б).

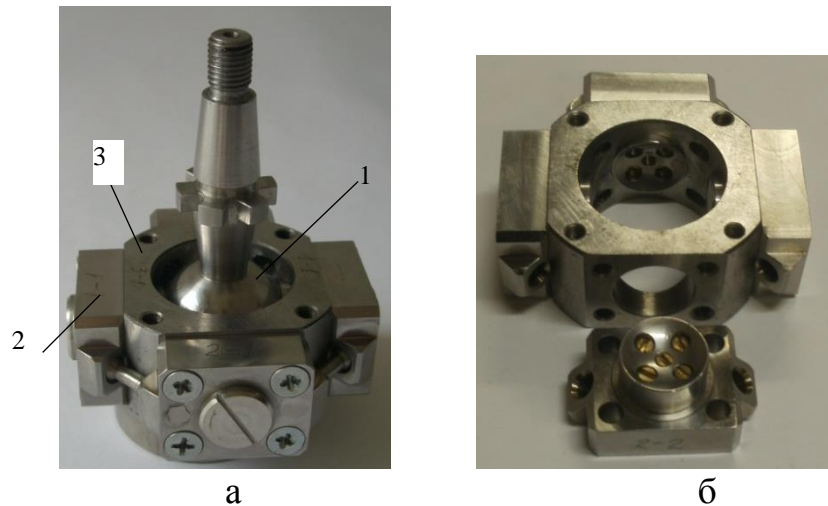


Рис. 4.7. Дослідний зразок гідростатичного шарніра: а – загальний вигляд шарніра; б – фото деталей

Для підвищення точності шарніра розроблено інноваційний варіант шарніра, який має точну сферу 4 із кераміки [64]. При цьому чотири опорних елемента розміщені в рухомій рамці шарніра, а два опорних елемента встановлені в нерухомому корпусі в напрямку перпендикулярному площині рамки. Сфера має можливість вільного обертання в різних напрямках.

Розроблено інноваційне схемне рішення шарніра, що має точну сферу 1 навколо якої в корпусі розміщені гідростатичні або аеростатичні опорні елементи 2, 3 (рис. 4.8 а).

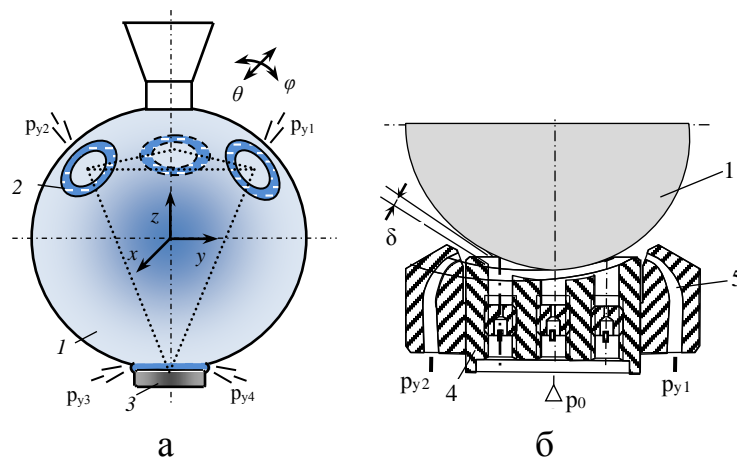


Рис. 4.8. Схемні рішення сферичних шарнірів із струменевим регулюванням: а – розташування опорних елементів по периферії сфери; б – конструктивна реалізація опорного елемента

Опорні елементи із струменевим регулюванням зазору розташовані рівномірно по поверхні сфери. Зміна тиску в соплах керування p_{y1}, \dots, p_{y4} забезпечує регулювання положення сфери в просторі в напрямках x , y і z .

Рациональною конструкцією опорного елемента є сферичний підп'ятник 4, що має п'ять каналів з дроселями і відповідними карманами (рис. 4.8 б). Навколо підп'ятника розміщені сопла 5 системи керування.

Для збільшення діапазону поперечно-кутових переміщень до 180° і вище запропоновано інноваційне схемне рішення вакуумно-аеростатичного шарніра. Він має опорні елементи 6 та вакуумний пристрій 8 встановлений в корпусі 9.

Запропоновано інноваційне схемне рішення [42] в якому соплові пристрої виконані безпосередньо в корпусі опорного елемента (рис. 4.9).

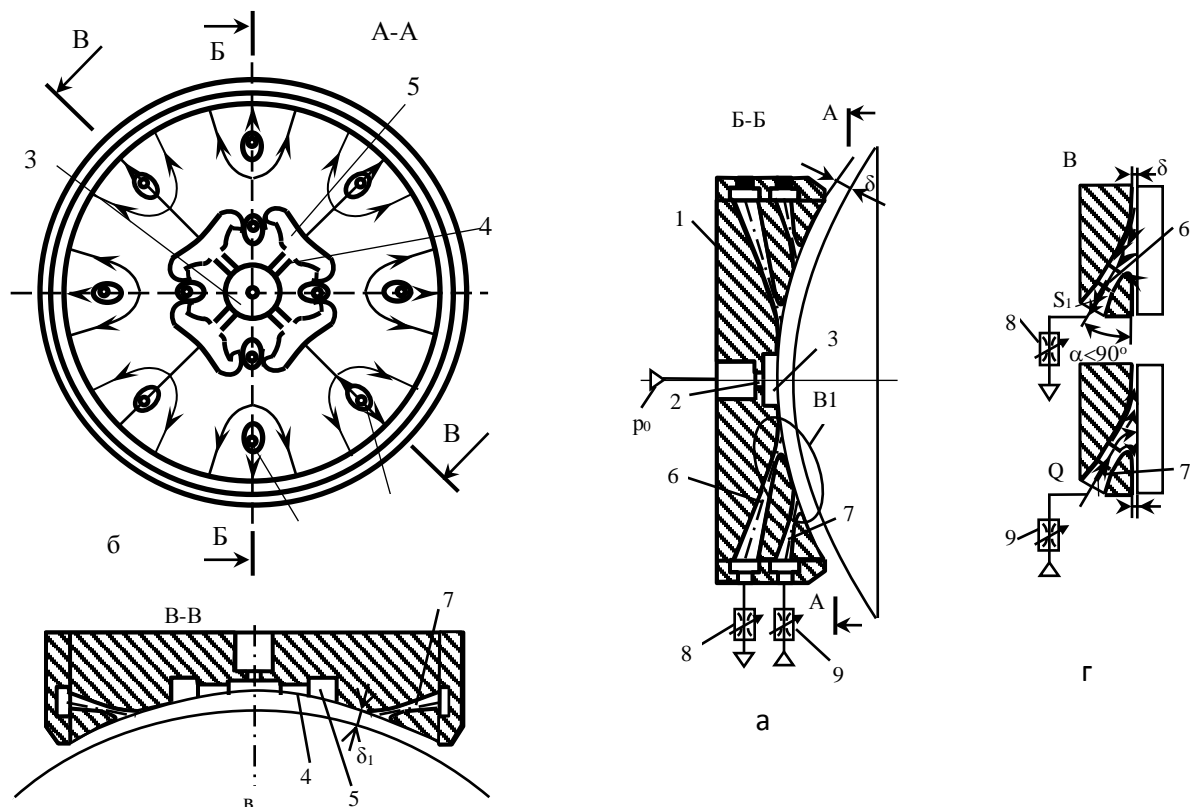


Рис. 4.9. Опорний елемент шарніра із соплами виконаними в корпусі:
 а-перетин елемента із соплами; б – розташування карманів і сопел на поверхні щілини; в – перетин елемента із карманами і соплами; г – схема підводу та відводу робочого середовища

В корпусі 1 опорного елемента виконано канал підводу робочого середовища під тиском p_0 (рис. 4.9 а). В каналі наявний дросель у вигляді отвору 2 через який середовище подається в центральний карман 3. Безпосередньо на сферичній поверхні опорного елемента виконані дросельні канавки 4, які з'єднують центральний карман із заглибинами поверхні 5 (рис. 4.9 в). В корпусі виконані відвідні канали 6, що служать до відводу частини робочого середовища із щілини, а також виконані сопла 7 системи струменевого регулювання (рис. 4.9 а). При підводі робочого середовища через дросель 2 в центральному кармані 3 встановлюється рівноважний тиск середовища. Стиснене середовище через дросельні канавки 4 проходить у заглибини 5, де встановлюється тиск менший, ніж в центральному каналі (рис. 4.9 б).

Середовище із кармана 3 і заглибин 5 розповсюджується в щілині опорного елемента. Воно попадає у відвідні канали 6 і відводиться через дросель-регулятор 8. Кількість відведеного середовища регулюється для забезпечення необхідної несучої здатності опорного елемента.

В соплові пристрої 7 розташовані на периферійній ділянці щілини подається стиснене робоче середовище від зовнішньої магістралі через регульований дросель 9. Регулюванням опору дроселів 8 і 9 здійснюється зміна положення сфери.

Поля течії рідини в щілинах і карманах опор розраховані методом кінцевих елементів. Проведено числовий розрахунок параметрів течії в щілині опорного елемента, що має 5 карманів (рис. 4.10).

Із результатів розрахунків випливає, що відривних областей значних розмірів у щілині не спостерігається. На межі карману є деяка нерівномірність течії (області N_1, N_2). Лінії течії в перетині щілини є криволінійними (області V_1, V_2). На ділянках щілини між карманами мають місце критичні області ($K_1 - K_4$), де лінії течії набувають сідлоподібної форми.

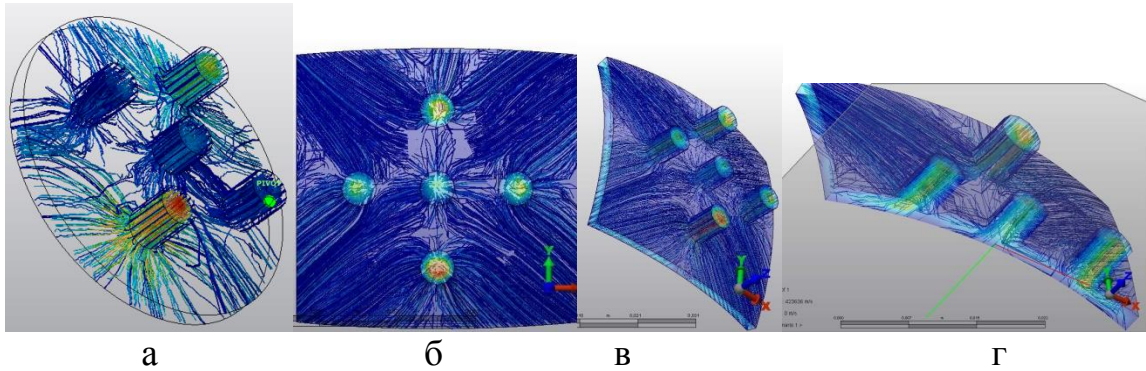


Рис. 4.10. Результати розрахунку на ЕОМ течії в карманах і щілині гідростатичного шарніра: а, б – розрахунок для плоскої щілини; в, г – розрахунок для сферичної щілини

Чисельні методи не дають можливості детального визначення особливостей течії в критичних областях. Для цього розроблені спеціальні методи досліджень поля течії, які узагальнюють розрахунки поля течії в щілині методом ламінарної аналогії відповідно формул (4.3)-(4.16). Метод ламінарної аналогії узагальнено на випадок розрахунку течії в щілинах з карманами і отворами сопел кінцевих розмірів.

Виконано аналіз течії на межі кармана, що розташований в щілині опорного елемента (рис. 4.11).

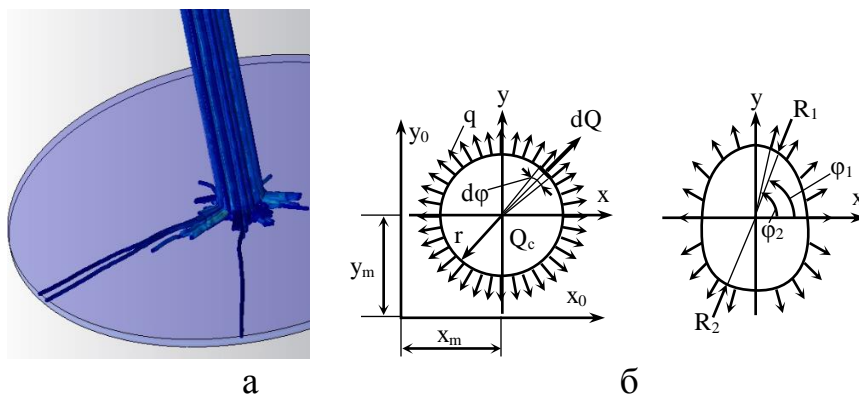


Рис. 4.11. Розрахована на ЕОМ течія на вході із кармана (а), крайові умови у вигляді рівномірно розміщених джерел по периметру кармана (б) та апроксимація криволінійного кармана дугами кола (в)

На основі розрахунків (рис. 4.11 а) встановлено, що нерівномірність течії на вході із карманів в щілину є незначною. Тому введено припущення про

рівномірність ліній течії в щілині по периметру кармана. Для розрахунку поля плоскої течії ідеальної рідини прийнято, що по периметру кармана (рис. 4.11 б) рівномірно розподілені витoki (джерела) рідини з інтенсивністю q .

При цьому загальна витрата рідини з кармана радіуса r пов'язана із інтенсивністю джерел залежністю:

$$Q_c = 2\pi r q. \quad (4.17)$$

Функція течії в області поза карманом визначається формулою аналогічною (4.6) після граничного переходу від суми до інтеграла та підстановки в формулу координат кожного елементарного джерела з інтенсивністю $dQ = qr d\varphi$ розташованого в точці $x_k = r \cos \varphi$, $y_k = r \sin \varphi$. Для джерел розташованих на дузі кола заданої кутовими координатами φ_1 та φ_2 , функція течії визначається криволінійним інтегралом:

$$\psi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} q r \cdot \operatorname{arctg} \frac{(y - r \sin \varphi)}{(x - r \cos \varphi)} \cdot d\varphi. \quad (4.18)$$

Дану формулу можна застосовувати як до всього периметра кармана ($\varphi_1=0$, $\varphi_2=2\pi$) так і до його ділянки.

Функція течії, яка враховує джерела розташовані по всьому коловому периметру кармана визначається контурним інтегралом:

$$\psi_{oc} = \oint_c q r \cdot \operatorname{arctg} \frac{(y - r \sin \varphi)}{(x - r \cos \varphi)} \cdot d\varphi, \quad (4.19)$$

де c – визначає коловий контур для якого кут φ змінюється від 0 до 2π .

Формула (4.19) узагальнюється на випадок s карманів колової форми розташованих на поверхні щілини опорного елемента. При цьому функція течії обчислюється за формулою:

$$\psi = \sum_{m=1}^s \int_0^{2\pi} q_m r \cdot \operatorname{arctg} \frac{(y - r_m \sin \varphi - y_m)}{(x - r_m \cos \varphi - x_m)}, \quad (4.20)$$

де x_m , y_m - координати розташування m -го кругового кармана радіусом r_m ; $q_m = Q_m / (2\pi r_m)$ - інтенсивність джерел по периметру кармана із загальною витратою через його дросель Q_m .

Одержана формула (4.20) в поєднанні із залежністю (4.7) застосована для знаходження функції течії в щілині регульованого опорного елемента (див.

рис. 4.8 б). Він має центральний карман, чотири кармани розташовані навколо центрального на радіусі R_1 та 8 керуючих сопл розташованих по периферії опорного елемента. При цьому функція течії є сумою правих частин залежностей (4.19), (4.20) і (4.7) та має вигляд:

$$\psi_4 = \int_0^{2\pi} \frac{Q_0}{2\pi r} \operatorname{arctg} \frac{(y - r \sin \varphi)}{(x - r \cos \varphi)} \cdot d\varphi + \sum_{m=1}^4 \int_0^{2\pi} \frac{Q_m}{2\pi r} \operatorname{arctg} \frac{(y - r \sin \varphi - R_1 \sin[\pi(m-1)/2])}{(x - r \cos \varphi - R_1 \cos[\pi(m-1)/2])} \cdot d\varphi + \sum_{k=1}^8 \frac{Q_k}{2\pi r} \operatorname{arctg} \frac{(y - R \sin[\pi(k-1)/4])}{(x - R \cos[\pi(k-1)/4])}, \quad (4.21)$$

де Q_0 – витрата рідини через дросель центрального кармана; Q_m – витрати рідини через дроселі кожного з чотирьох ($m=1,2,\dots,4$) карманів розташованих навколо центрального кармана на колі радіусом R_1 ; Q_k – витрати рідин в керуючих струменях ($k=1,2,\dots,8$) розміщених на радіусі R по периферії опорного елемента.

Обчислення сум і інтегралів здійснено безпосередньо засобами математичних пакетів. Відповідно знайдена функція течії в щілині та лінії течії відповідно умови $\psi = \text{const}$.

В результаті розрахунків одержана картина ліній течії в щілині опорного елемента із струменевим регулюванням (рис. 4.12).

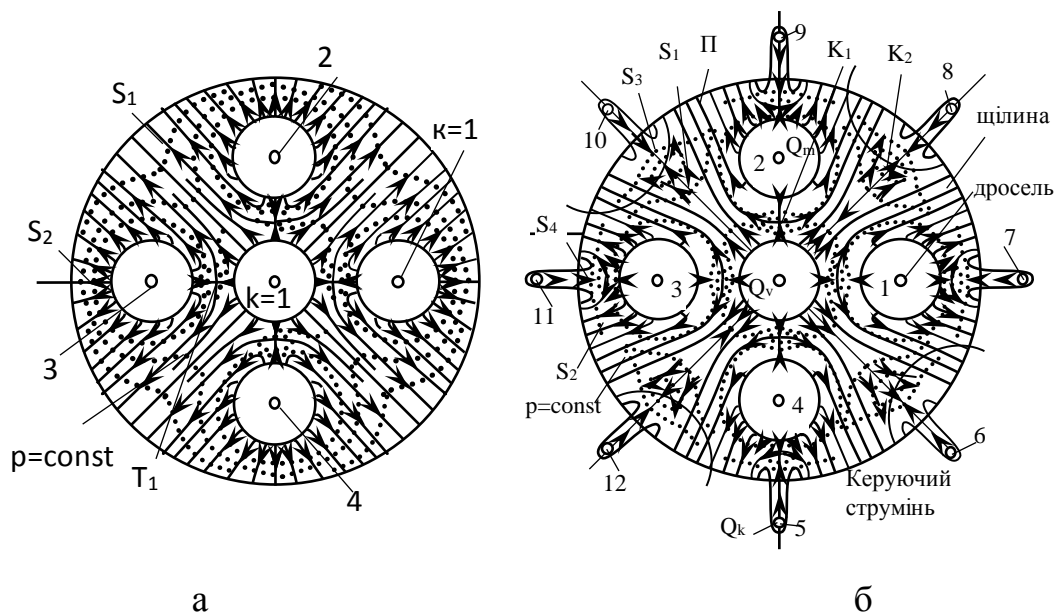


Рис. 4.12. Результати розрахунків течії в щілинах регульованих опорних елементів із карманами: а – при відсутності керуючих струменів; б – при дії керуючих струменів на периферії щілини

При відсутності керуючих струменів в щілині (рис. 4.12 а) виникають чотири критичні області T_1 . В щілині мають місце області течії S_1, S_2 які відповідають витіканню рідини із центрального та периферійного отворів.

При наявності керуючих струменів (рис. 4.12 б) в щілині виникають області течії S_3, S_4 , де струмені проникають в щілину.

Область S_3 є більш протяжною по причині низької інтенсивності течії в області S_1 . Область S_4 є меншою ніж область S_3 тому, що вона знаходиться в області інтенсивної течії S_2 . Внаслідок витікання рідини із карманів із витратами Q_0, Q_m та Q_k у щілині опорного елемента формується складна течія рідини із критичними областями K_1 , де швидкість частинок рідини близька до нуля. Струмені з витратами Q_k попадають в щілину і формують критичні області K_2 . Між втікаючими струменями мають місце потоки Π , де рідина витікає із щілини. Розглянута осесиметрична течія має місце лише при однакових витратах Q_m у всіх карманах та при однакових витратах Q_k у всіх струменях. Коли витрати відрізняються між собою, течія рідини в щілині стає несиметричною. При цьому критичні області зберігаються, але змінюють своє розташування в щілині.

Результати обчислень ізобар поля течії в щілині показані на рис. 4.12 пунктирними лініями. Встановлено, що в критичних областях мають місце області підвищеного тиску. В областях між карманами та у втікаючих потоках має місце мінімальний тиск рідини.

Для розрахунку поля течії в щілині в якій наявні кармани з криволінійними контурами (див. рис. 4.11 в) функція течії визначена шляхом опису контура кармана сумою ділянок у вигляді дуг кола. При цьому функція течії визначається сумою залежностей (4.18), які визначені для всіх дуг кола, що утворюють карман. Таким чином проведено розрахунок поля течії для опорного елемента із каналами і отворами складної форми. Еліптичні отвори при цьому апроксимовані дугами кола. Якщо рідина відводиться від отвору кармана витрата рідини в ньому вважається від'ємною.

При відсутності струменевого регулювання рідина вільно витікає із карманів по всій площі щілини (рис. 4.13а). При витіканні рідини через отвір гідравлічний опір зменшується, а при витіканні рідини в щілину через сопла S гідравлічний опір щілини збільшується.

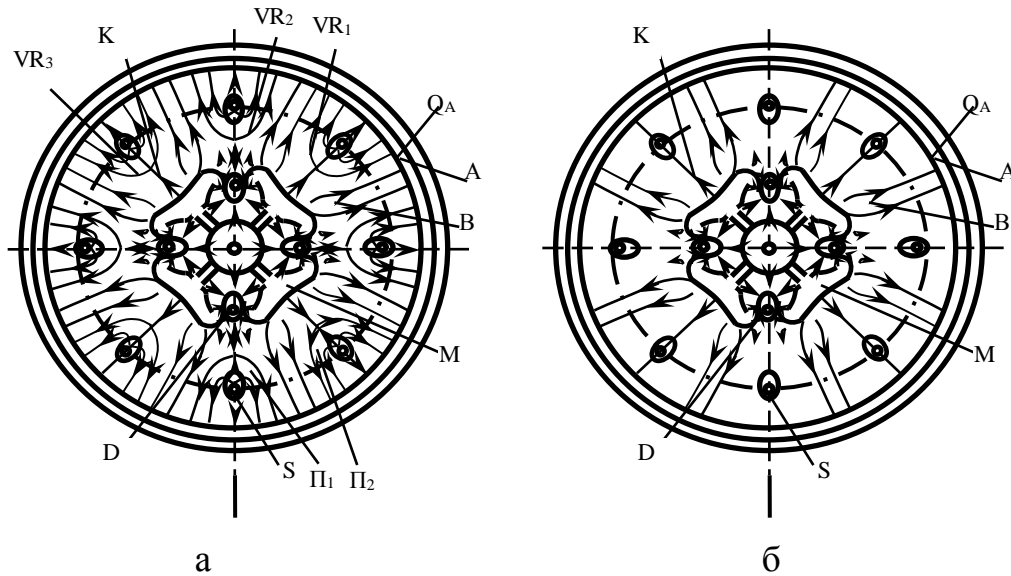


Рис. 4.13. Результати розрахунку поля течії в щілині гідростатичної опори наведеної на рис. 4.9: а – течія при закритих каналах; б – течія при відкритих каналах, які з'єднані між собою

Рідина із щілини втікає в сопла 6 і витікає в щілину крізь сопла 7. Течія рідини відбувається внаслідок наявності перепаду тиску в щілині між соплами.

Течія рідини в отворах і соплах приводить до виникнення зворотних течій в щілині. Рідина, яка витікає із сопла S утворює зворотні потоки Π_1 , Π_2 . Додаткові кармани M призначені для формування раціональної схеми течії в щілині. Вони забезпечують збільшення подачі рідини в отвори D та формування рівномірної системи зворотних потоків Π_1 , Π_2 на периферійній ділянці щілини. Наявність додаткових карманів M , підключених крізь дросельні канавки до центрального кармана забезпечує вирівнювання тиску по площі щілини.

Регулювання положення сфери здійснюється за рахунок зміни інтенсивності потоку рідини, який подається в щілину із сопла S . Струмінь рідини в щілині змінює свій напрямок в областях VR_1 , VR_2 , VR_3 .

Розглянуті в підрозділі 4.1 гідростатичні або аеростатичні шарніри мали практично рівну поверхню стінок щілини ($Ra < 0.2$). При виготовленні шарнірів методами комп'ютерно-інтегрованих технологій на їх поверхнях виникає специфічний мікрорельєф. При цьому характеристики течії ускладнюються. Запропоновано описати дані характеристики тензорними величинами, як це викладено у наступному підрозділі.

4.2. Тензорні та нечітко визначені (розмиті, fuzzy) характеристики пристроїв розробленої елементної бази систем приводів

Проведені дослідження течії в шарнірах, опорні елементи яких виготовлені методом лазерної стереолітографії. Сферичний шарнір такого типу включає рухому сферу 1, яка взаємодіє із сферичною поверхнею опорного елемента 2 (рис. 4.14).

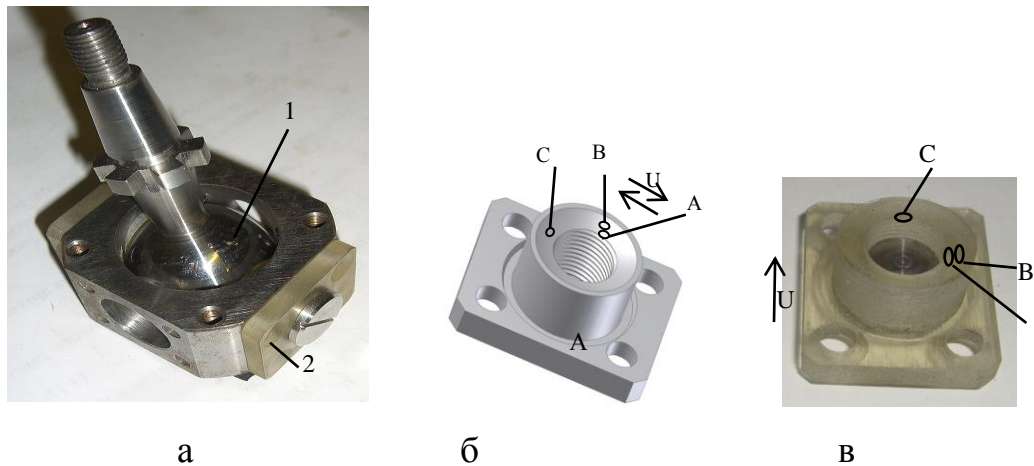


Рис. 4.14. Шарнір із опорним елементом (а), його твердотільна модель (б) та фото опорного елемента (в)

Виготовлення опорних елементів деталей здійснено на спеціальному обладнанні (3D принтер) по твердотільній моделі (рис. 4.14 б) із твердого полімерного матеріалу FullCure720.

Технологія лазерної стереолітографії полягає у пошаровому затвердженні фотополімера під дією лазерного променя. При цьому промінь лазера здійснює скануючі рухи відносно деталі у напрямку U (рис. 4.14

в). Внаслідок цього на сферичній поверхні формуються різномірні ділянки. На ділянці А виникають поздовжні канавки на сферичній поверхні. На ділянці В наявний суттєвий перепад висот при переміщенні лазерного променя. На ділянці С формуються поперечні риски обумовлені закінченням дії лазерного променя.

Робоча ділянка сферичного шарніра із фотополімера має нерівну поверхню, на якій спостерігаються канавки, напливи хаотичного характеру та випадкові нерівності (рис. 4.15).

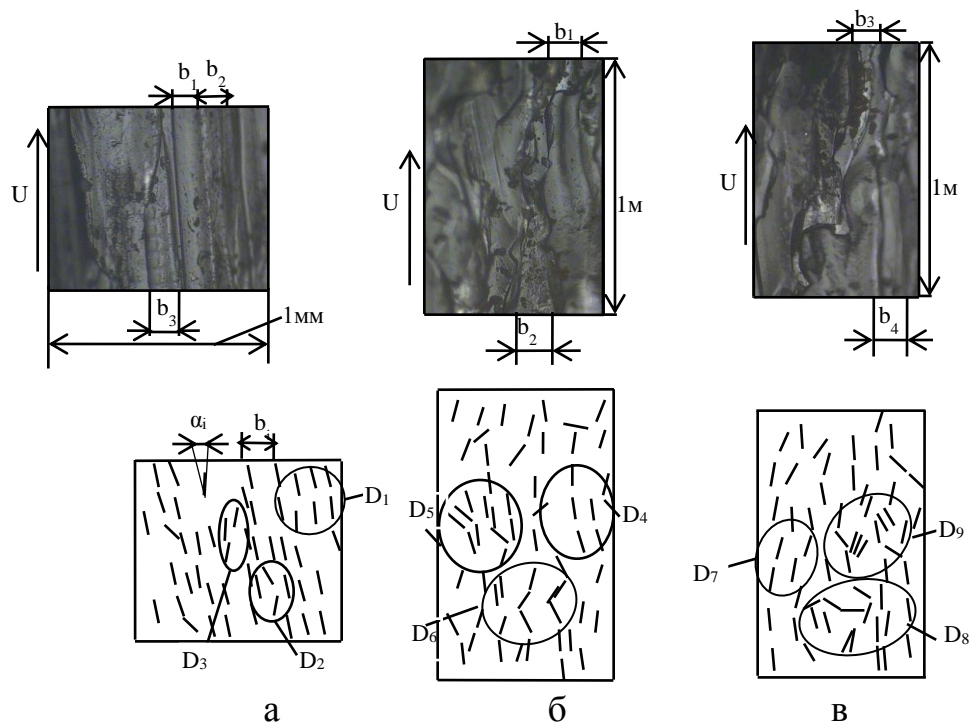


Рис. 4.15. Результати досліджень опорної поверхні із фотополімерана мікроскопі збільшені в 100 раз: а – фото ділянки А та відповідні мікрориски; б – ділянка В; в – ділянка С

По фото ділянок простежуються мікрориступи та канавки на поверхні. Напрямок канавок і мікрорисок в областях D_1 , D_4 , D_7 є близьким до напрямку руху лазерного променя U . Наявні невеликі локальні області (D_2 , D_3 , D_5 , D_6 , D_8 , D_9), в яких напрямки мікрорисок носять хаотичний характер. Відстань між мікрорискама та канавками в областях D_1 , D_4 , D_7 близька до деякого середнього значення.

На ділянці поверхні, де промінь лазера рухається в радіальному до оброблюваної сферичної поверхні напрямку (ділянка С на рис. 4.15) виступи мають більш рівномірний характер (рис. 4.15 в).

Для визначення закономірностей розташування мікрорисок проведена статистична обробка їх фактичних розмірів і положення (рис. 4.16 а).

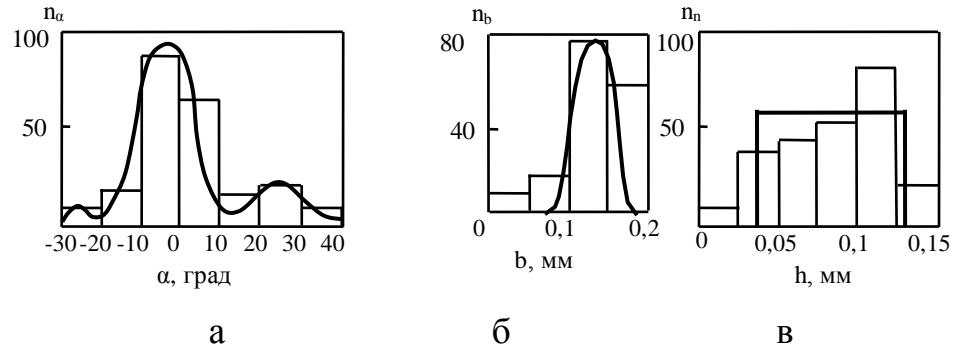


Рис. 4.16. Експериментальні гістограми частоти кутів розташування мікрорисок відносно напрямку руху лазерного променя (а), відстаней міжпаралельними мікрорисками (б), та висоти виступів (в)

Із аналізу гістограм встановлено, що риси орієнтовані в межах кута $-10..+5^\circ$ відносно напрямку руху лазерного променя. Ширина канавок змінюється в діапазоні 0.05-0.2 мм (рис. 4.16 б). В середньому ширина канавок відповідає ширині виступа і складає 0.1-0.15 мм. Висота виступів змінюється в діапазоні 0.025 – 0.15 мм із законом розподілу близьким до рівномірного (див. рис. 4.16в).

Проведені виміри профілограм сферичної поверхні у двох взаємно-перпендикулярних напрямках (рис. 4.17 а, б).

На обробленій поверхні із фотополімеру наявна система виступів і канавок. Після доводочної операції вершини виступів згладжуються і становляться плоскими. Поверхня набуває вигляду плоских протяжних виступів між якими наявні канавки (рис. 4.17 в).

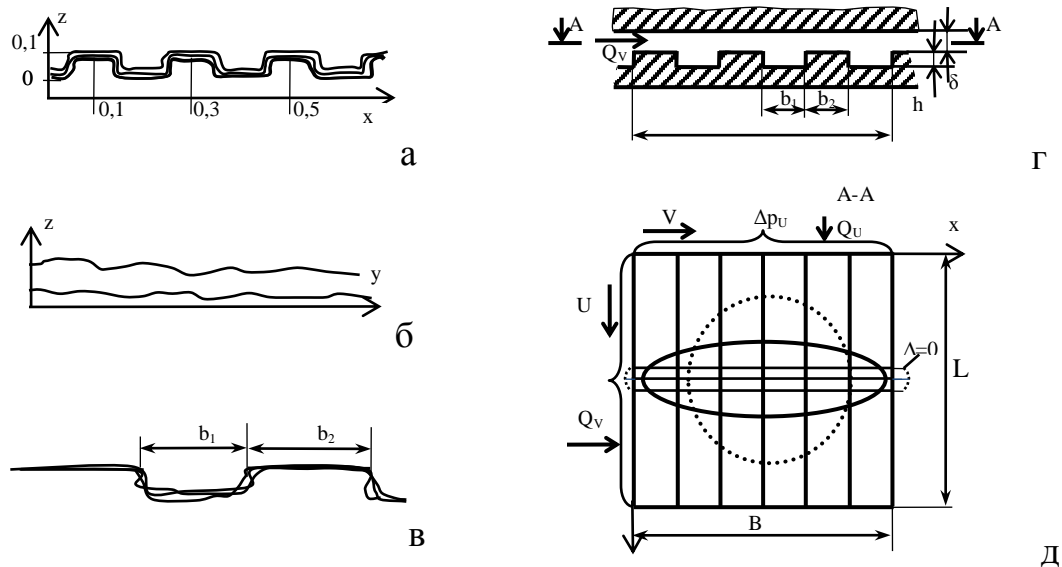


Рис. 4.17. Особливості геометрії сферичної поверхні шарніра виготовленої методом лазерної стереолітографії: а – перетин в напрямку, перпендикулярному канавкам; б – перетини в напрямку, близькому до напрямку канавок; в – профілограма поверхні після доводочної операції; г-розрахункова схема щілини з канавками прямокутного перетину; д – схема руху рідини в щілині в перпендикулярних напрямках

Наявність канавок обумовлює різницю гідравлічних характеристик щілини при течії рідини в різних напрямках. Для їх визначення проведені дослідження течії в щілині одна із стінок якої має канавки. Проведені розрахунки на ЕОМ течії в щілині (рис. 4.18).

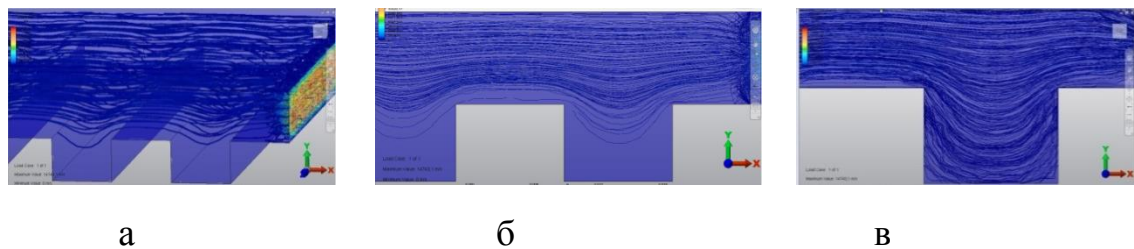


Рис. 4.18. Результати розрахунку на ЕОМ поля течії в щілині із прямокутними канавками: а – профілі швидкостей та просторові лінії течії; б-картина ліній течії при малих витратах; в-течія при значних витратах

Встановлено, що при повільному русі рідини в напрямку перпендикулярному канавкам течія є безвідривною (рис. 4.18 а), а профіль швидкостей на вході і виході із канавки зазнає незначних змін. Тому можна

прийняти течію відповідною течії в щілині, довжина якої дорівнює сумарній довжині площадок. В результаті проведених досліджень обґрунтована крайові умови течії в щілині (див. рис. 4.17 г, д).

Плоска щілина, в якій протікає рідина, має лінійну гідравлічну характеристику у вигляді залежності витрати Q від перепаду тиску Δp [4]:

$$Q = \frac{bs^3}{12\mu L} \Delta p, \quad (4.22)$$

де b – розмір щілини в напрямку, перпендикулярному потоку рідини; s – ширина щілини; μ – динамічна в'язкість рідини; L – довжина щілини.

Для ідеалізованої схеми щілини у вигляді набору плоских площадок b_1 загальна витрата буде складена із суми витрат через ділянки щілини шириною δ і ділянки щілини шириною $\delta + h$.

Приймемо загальний розмір щілини в напрямку, перпендикулярному потоку рівним довжині щілини $V=L$, а розмір V кратним кроку виступів. Тоді кількість пар виступів і впадин складе:

$$n = \frac{V}{b_1 + b_2} = \frac{L}{b_1 + b_2}.$$

Приймемо n цілим додатнім числом одержимо $L = V = n(b_1 + b_2)$.

Витрата рідини Q_U при течії рідини в щілині вздовж канавок визначиться залежністю (4.22), записаної для всіх ділянок b_1 та b_2 і складе:

$$Q_U = \left[\frac{b_1 \delta^3 + b_2 (\delta + h)^3}{12\mu(b_1 + b_2)} \right] \Delta p_U,$$

де Δp_U - перепад тиску на довжині щілини L .

Визначимо гідравлічний опір щілини в напрямку U :

$$R_U = \frac{\Delta p_U}{Q_U} = \frac{12\mu(b_1 + b_2)}{b_1 \delta^3 + b_2 (\delta + h)^3}. \quad (4.23)$$

Гідравлічна характеристика щілини в напрямку V під дією перепаду тиску Δp_V визначиться з рівняння тисків:

$$\Delta p_V = n(\Delta p_1 + \Delta p_2), \quad (4.24)$$

де $\Delta p_1, \Delta p_2$ – перепади тиску відповідно на ділянках щілини b_1 та b_2 .

Вони визначаються залежностями:

$$\Delta p_1 = Q_V \frac{12\mu b_1}{n(b_1 + b_2)\delta^3}, \Delta p_2 = Q_V \frac{12\mu b_2}{n(b_1 + b_2)(\delta + h)^3}, \quad (4.25)$$

де Q_V – витрата при течії рідини в напрямку V.

Об'єднавши формули (4.24), (4.25), одержимо гідравлічну характеристику щілини в напрямку V у вигляді:

$$\Delta p_V = Q_V \frac{12\mu}{(b_1 + b_2)} \left[\frac{b_1}{\delta^3} + \frac{b_2}{(\delta + h)^3} \right] = R_V Q_V. \quad (4.26)$$

Гідравлічний опір щілини R_V в напрямку V складає:

$$R_V = \frac{12\mu}{b_1 + b_2} \left[\frac{b_1}{\delta^3} + \frac{b_2}{(\delta + h)^3} \right]. \quad (4.27)$$

Складемо відношення гідравлічних опорів щілини у напрямках U і V. З метою спрощення покладемо $b_1 = b_2$. Відповідно використавши (4.23) і (4.27), одержимо:

$$\rho_{UV} = \frac{R_U}{R_V} = \frac{4}{[\delta^3 + (\delta + h)^3] \left[\frac{1}{\delta^3} + \frac{1}{(\delta + h)^3} \right]} = \frac{4\delta^3(\delta + h)^3}{[\delta^3 + (\delta + h)^3]^2} \quad (4.28)$$

В формулі (4.28) введемо відносну ширину щілини $\Delta = \delta/h$. При цьому відношення гідравлічних опорів у перпендикулярних напрямках U і V складе:

$$\rho_{UV} = \frac{R_U}{R_V} = \frac{4\Delta^3(\Delta + 1)^3}{[\Delta^3 + (\Delta + 1)^3]^2} \quad (4.29)$$

При відносній ширині $\Delta = 1$ ($\delta = h$) відношення гідравлічних опорів $\rho_{UV} \cong 0,4$. У випадку, коли зазор $\delta \rightarrow 0$ ($\Delta \rightarrow 0$) відношення гідравлічних опорів $\rho_{UV} \rightarrow \infty$. Коли зазор δ є великим $\Delta \rightarrow \infty$, відношення опорів $\rho_{UV} = 1$.

Гідравлічний опір щілини залежить від напрямку руху рідини по причині анізотропії властивостей поверхні щілини, а відповідно мають місце тензорні характеристики гідродинамічних параметрів течії в щілині.

Рівняння повільного руху рідини в щілині із врахуванням анізотропії гідродинамічних параметрів визначено у вигляді:

$$\mu \Delta \vec{w} = \nabla p - \mu G \vec{w}, \quad (4.30)$$

де w – швидкість рідини в щілині; Δ – оператор Лапласа (лапсасіан); ∇ – диференціальний оператор (Набла); G – тензор проникності щілини.

Рівняння (4.30) являє собою тензорний аналог закону Дарсі. В проекціях на осі координат x_1, x_2 маємо співвідношення, де введений набір величин g_1, g_2 утворює тензор проникності щілини:

$$w_i = \sum_{j=1}^2 g_{ij} \frac{\partial p}{\partial x_j}, \text{ де } G = (g_{ij}) = \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} \\ g_{21} & g_{22} \end{bmatrix}.$$

В загальному випадку тензор проникності є неособливим (невиродженим). Випадок виродженого тензора проникності означає, що в деякому напрямку відсутній рух рідини. Прийmemo, що тензор проникності є симетричним. Приведемо його до головних напрямків, які відповідають головним координатам X_1, X_2 :

$$G = (g_{ij}) = \begin{bmatrix} G_1 & 0 \\ 0 & G_2 \end{bmatrix},$$

де G_1, G_2 - головні значення тензора проникності.

Тензор (r_{ij}) , обернений тензору (g_{ij}) , є тензором гідравлічного опору щілини. Розв'язавши тензорне рівняння відносно компонент вектора градієнта тиску, одержимо:

$$\frac{\partial p}{\partial x_j} = \sum_{i=1}^2 r_{ij} w_i, \quad R = (r_{ij}) = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{bmatrix}.$$

Головні значення тензора гідравлічного опору:

$$R_1 = \frac{1}{G_1}, R_2 = \frac{1}{G_2}.$$

При виборі головних напрямків $X_1 = x, X_2 = y$ відповідних напрямкам U і V (див. рис.4.17 г) власні значення тензора будуть відповідати визначеним раніше гідравлічним опорам щілини в двох взаємно перпендикулярних напрямках $R_1 = R_U, R_2 = R_V$.

Для щілини шарніра тензорний еліпс гідравлічного опору орієнтовано по напрямку канавок. Менша піввісь еліпса направлена вздовж канавок, а більша поперек канавок. Величина напіввісей еліпса залежить від змін ширини щілини (див. рис. 4.17 г).

Анізотропія гідравлічних характеристик щілини приводить до суттєвих змін розподілу тиску в шарі мастила [57]. Ізобари набувають характерної (сплюснutoї) форми (див.рис.4.19а).

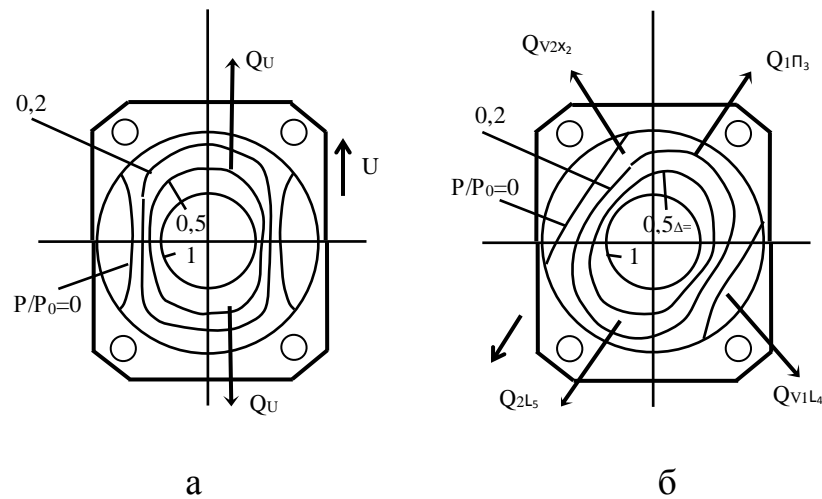


Рис. 4.19. Ізобари в шарі мастила по поверхні щілини шарніра: а – при симетричній течії; б – при нерівномірному зазорі між сферою і сідлом

Для ізотропної в гідравлічному відношенні щілини ізобари мають вигляд концентричних кіл. Наявність анізотропії гідравлічних характеристик приводить до зосередження течії рідини в напрямку канавок. Формуються різнонаправлені потоки рідини Q_U орієнтовані по напрямку канавок U на поверхні щілини.

При зміні розмірів щілини по причині переміщення сфери напрямки основних потоків Q_1, Q_2 дещо змінюються (див.рис.4.19 б). Потоки в перпендикулярних напрямках Q_{V1}, Q_{V2} є мало інтенсивними.

Встановлено, що наявність анізотропії гідравлічних характеристик щілини суттєво поліпшує трибологічні характеристики шарніра по умовам змащення та забезпечує видалення продуктів зносу із щілини.

Шарніри рідинного тертя мають нежорсткі корпусні деталі та їх з'єднання. В окремих сферичних шарнірах наявні люфтові з'єднання. Тому шарніри мають статичні характеристики із гістерезисними властивостями. Для їх дослідження використані експериментальні методи, а обробка результатів експериментів здійснена з використанням теорії нечітких (розмитих, fuzzy) множин та різномасштабних процесів [56, 64].

Між сферою та корпусом сферичного шарніра наявний зазор для компенсації температурних деформацій деталей. Внаслідок похибок

виготовлення деталей зазор має різну величину в різних точках сферичних поверхонь. Величина зазору визначається багаточисельними факторами нечітко визначеного характеру. Тому пружно-дисипативні характеристики шарніра являють собою нечітко визначену неоднозначну залежність. Нелінійні гістерезисні характеристики шарніра визначено при зміні навантаження від стискаючого P_c до навантаження розтягу P_p . Для цього використана спеціальна установка із системою вимірів (рис. 4.20).

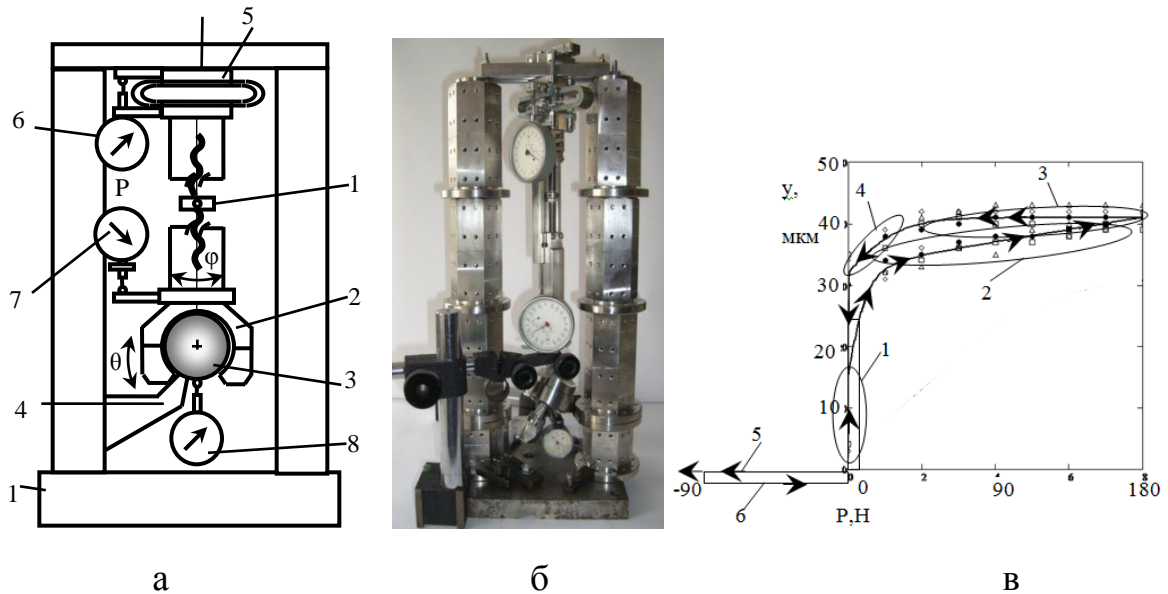


Рис. 4.20. Схема (а) та загальний вигляд (б) установки для вимірів циклів нелінійної гістерезисної характеристики шарніра (в)

Установка (рис. 4.20 а) має гвинтовий пристрій 1 для навантаження і переміщення корпусу шарніра 2. Сфера шарніра 3 закріплюється своїм хвостовиком 4. Зусилля навантаження вимірюється пружним динамометром 5 і визначається індикатором 6 при відповідному таруванні. Взаємне зміщення корпусу і сфери визначається як різниця показань індикаторів 7 і 8 з точністю вимірів 1 мкм.

Установка дає можливість визначити нелінійну характеристику сферичного шарніра, яка характеризується змінами положення сфери в діапазоні 15...50 мкм та розсіянням значень характеристики в межах 2...5 мкм (рис. 4.20 в).

Виміри проведено для п'яти циклів навантаження. Виміряна характеристика має кілька характерних ділянок (рис. 4.21).

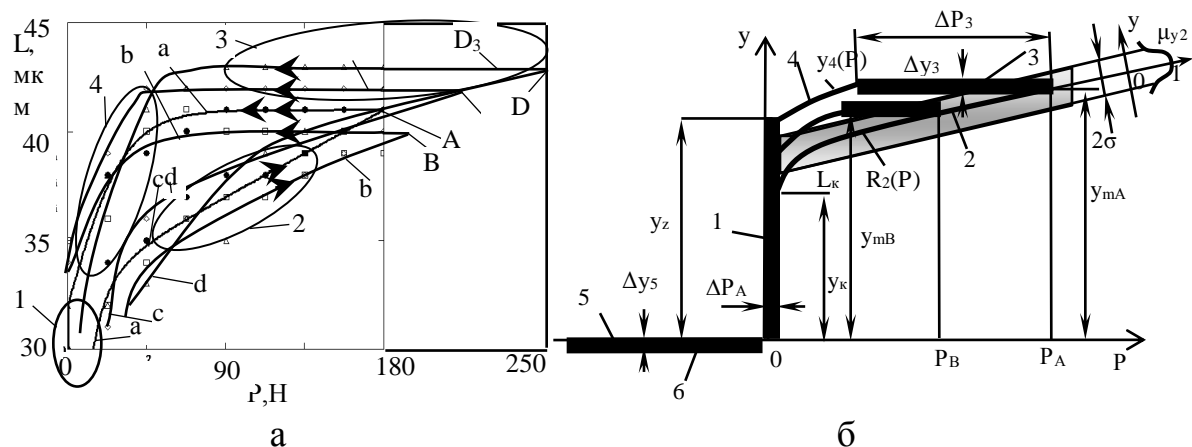


Рис. 4.21. Детальне зображення петель гістерезису (а) та ідентифікація параметрів нелінійної гістерезисної характеристики сферичного шарніра (б)

Ділянка 1 відповідає зміні положення сфери відносно корпусу при зміні знака навантаження від стискаючого до розтягуючого. Ділянка 2 відповідає деформаційній характеристиці шарніра при розтягуючому навантаженні. Основна частина ділянки 2 відповідає пружним деформаціям шарніра які складаються із контактних деформацій між сферою і сферичним сидлом, деформацій корпусу і кришки та деформацій елементів кріплення корпусу і кришки (гвинтів). Ділянка 3 визначає характеристику шарніра при зменшенні навантаження від максимального розтягуючого до середнього значення. Характеристика має ділянку 4 різкого переміщення сфери відносно корпусу при зменшенні навантаження до нуля. При стискаючому навантаженні на шарнір характеристика відповідає ділянці 5 яка має практично постійне значення характеристики. При зміні навантаження від максимального стискаючого до нуля характеристика відповідає ділянці 6.

В процесі досліджень виконана ідентифікація параметрів для кожного окремого циклу навантаження та для всієї сукупності циклів навантаження. Для першого циклу навантаження (показано чорними точками на рис. 4.21 а). Характеристика на ділянці 2 описана залежністю:

$$y(P) = a_0 + a_1 P + \sum_{k=1}^n b_k \operatorname{th}(c_k P), a_0 = 32 \text{ мкм}, a_1 = 0,044 \text{ 1/Н}, b_1 = 15 \text{ мкм}, b_2 = 3 \text{ мкм}, \\ c_1 = 0,089 \text{ 1/Н}, c_2 = 0,036 \text{ 1/Н}.$$

Проведено аналіз характеристики по окремим ділянкам. Встановлено, що ділянка 1 характеристики являє собою вузьку полосу яка розташована справа від осі ординат (див. рис. 4.21б). На даній ділянці має місцеасиметричний нескінченно швидкий процес 1 переміщення сфери[64].

В кожному перетині характеристики ($P = \text{const}$) на ділянці 2 точки розташовуються в межах деякої полоси, що являє собою нечітко визначену (розмиту, fuzzy) множину. Для опису нечітко визначеної множини запропоновано ввести відповідні характеристичні функції приналежності.

Множина значень характеристик на ділянці 2 (a, b, c, d) є незалежною і визначається рядом факторів. Характеристика на ділянці 3 являє собою набір прямих паралельних осі абсцис. Їх ординати визначено положенням кінцевих точок характеристики (точки А, В, С, D на рис. 4.21а). Для ділянки 3 кожен процес (показано лініями A_3, B_3, C_3, D_3) є визначеним і знаходиться в межах вузької полоси (лінії). Для ділянки 4 процес являє собою нечітко визначену множину з деякою функцією приналежності.

На ділянці 5 (див. рис. 4.21 б) переміщення корпусу шарніра є майже постійним тобто характеристика знаходиться в межах вузької полоси (лінії). При стискаючому навантаженні деформації шарніра є незначними, а зміна положення сфери відносно корпусу шарніра (ділянка 5) являє собою нескінченно малий процес який мало змінюється при зміні навантаження. Процес на ділянці 5 розповсюджується в напрямку $P \rightarrow -\infty$, але є обмеженим справа. Процес на ділянці 6 теж є нескінченно малим і переходить в нескінченно швидкий процес (ділянка 1) в околиці точки $P=0$. Процес на ділянках 5 і 6 має чітко виражену асиметрію тому, що переміщення шарніра завжди відрізняється від нульового значення. При зміні знаку навантаження від від'ємного до додатного нескінченно малий процес 6 конвертується в нескінченно швидкий процес відповідний ділянці 1.

Для ідентифікації характеристики на ділянці 2 використано теорію нечітких (fuzzy) множин. Проведено визначення характеристичної функції приналежності $\mu_{y2}(y)$ у вигляді кривої Гауса та розроблено метод синтезу процесу відповідно знайденої функції. Для центрування нечіткої множини, що описує даний процес введено детермінований лінійний процес $R_2(P)$, що характеризує середнє значення полоси та параметр σ , який визначає точки переходу функції приналежності $\mu_{y2}(y)$ через значення $1/2$.

Для ділянки 4 вибрано трапецієвидну функцію приналежності. При цьому для функцій приналежності ділянок 2 і 4 має місце різна ширина (ступінь «розмиття») функції приналежності.

Побудова функції приналежності розглянута на прикладі процесу відповідного ділянці 2. Масив значень характеристики по 5 циклам навантаження піддано статистичній обробці з побудовою лінійної регресійної моделі:

$$R_2(P) = k_0 + k_1 P$$

де k_0 , k_1 - коефіцієнти лінійної регресії.

Визначено центровані відносно регресії значення характеристики:

$$vy^0 = vy - R_2(vp).$$

Для центрованих значень процесу по кожному циклу побудовані прямокутні функції приналежності для нечітких множин експериментальних значень характеристик по окремим циклам навантаження (рис. 4.22).

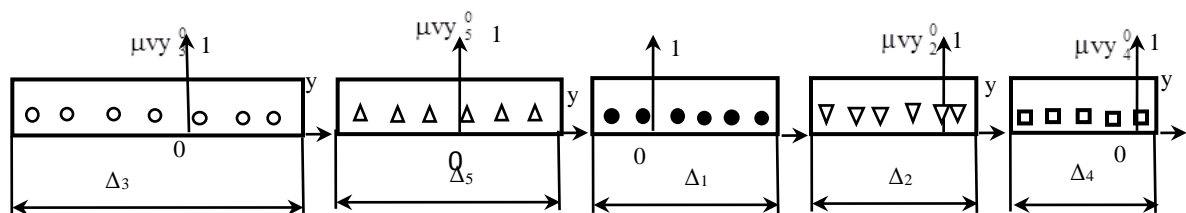


Рис. 4.22. Характеристичні функції приналежності нечітких множин характеристики шарніра на ділянці 2 для п'яти циклів навантаження

Проведено впорядкування системи нечітких множин які відповідають окремим циклам навантаження. Впорядкування здійснено по зменшенню ширини Δ_i прямокутної функції приналежності. На рис. 4.22 представлені в

порядку зліва направо впорядковані значення функцій приналежності для нечітких множин відповідних п'яти циклам вимірів характеристик.

Результуюча характеристична функція приналежності одержана як результат об'єднання функцій приналежності по окремим циклам:

$$\mu_p = \mu(vy_1^0 \cap vy_2^0 \cap vy_3^0 \cap vy_4^0 \cap vy_5^0).$$

Операція об'єднання здійснена по окремим складовим починаючи з множини цикла, що має найбільш широку функцію приналежності Δ_3 . Геометрично операція об'єднання нечітких множин інтерпретується у вигляді блочної діаграми (рис. 4.23 а).

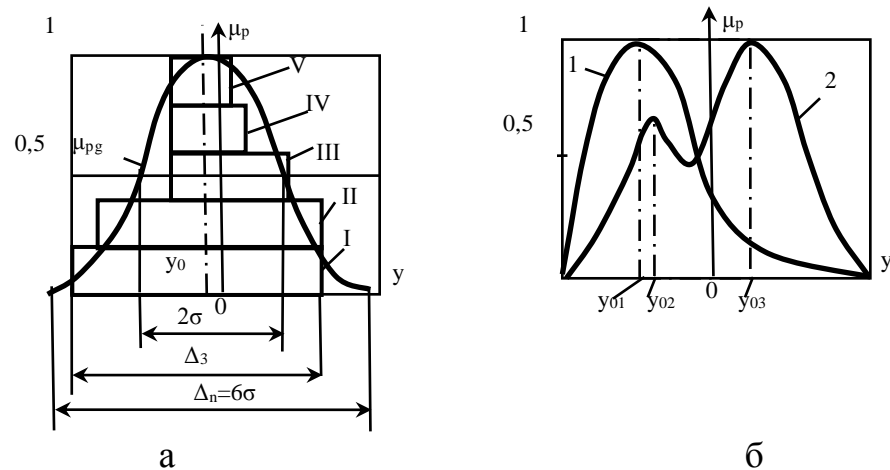


Рис. 4.23. Геометрична інтерпретація об'єднання набору характеристичних функцій окремих нечітких множин у вигляді блочної діаграми (а) та асиметричні характеристичні функції приналежності (б), які відображають превалюючий вплив окремих факторів

Кожен блок який утворює шар діаграми є результатом об'єднання кількох нечітко визначених множин. Блок I є результатом об'єднання множини vy_3^0 із нею самою. Блок II є результатом об'єднання множин vy_3^0, vy_5^0 . Блок III результатом об'єднання множин $vy_3^0 \cap vy_5^0 \cap vy_1^0$. Блок IV є результатом об'єднання множин $vy_3^0 \cap vy_5^0 \cap vy_1^0 \cap vy_2^0$. Блок V є результатом об'єднання всіх 5-ти множин.

Одержана блочна діаграма згладжена плавною залежністю у вигляді кривої Гауса. За критерій оптимального згладження прийнято рівність площі

блочної діаграми і площі кривої Гауса. Вісь симетрії кривої (точка y_0) в загальному випадку не співпадає із нульовим значенням характеристики відповідним лінійній регресійній моделі.

Характеристична функція приналежності у вигляді кривої Гауса свідчить про рівноцінність вкладу численних факторів у формування нечіткої множини. В ряді випадків наявна обмежена група факторів, що формує характеристику шарніра. При цьому ідентифікована функція приналежності має чітко виражену асиметрію (крива 1 на рис.4.23б) із максимумом при $y=y_{01}$. Композиція окремих суттєвих факторів формує двовершинну характеристичну функцію приналежності із максимумами при $y=y_{02}$ та $y=y_{03}$.

Знайдені по результатам експериментів характеристичні функції приналежності дають можливість з високою точністю прогнозувати вид і параметри нелінійної гістерезисної характеристики шарніра. Прогноз значень характеристики здійснено спеціальними методами. Найбільш загальними є прогнозування значень характеристики на основі гіпотези про рівноцінність вкладу окремих факторів при значному числі факторів впливу. При цьому характеристична функція відповідає знайдений кривій Гауса, а прогноз значення є окремою реалізацією випадкового числа із масиву нормально розподілених випадкових чисел, математичне сподівання яких відповідає знайдений лінійній регресійній моделі характеристики, а середньоквадратичне відхилення (стандарт) дорівнює напівширині знайденої характеристичної функції приналежності.

Значення характеристики шарнірана ділянці 2 визначено у вигляді:

$$y_2 = R_2(P) + N_2^* = k_0 + k_1 P + N_2^*,$$

де N_2^* - значення характеристики відповідно нечіткої множини, що описує полосу розсіяння характеристики на ділянці 2.

Значення характеристики N_2^* одержано за допомогою генератора випадкових чисел з нормальним законом розподілу.

По значенню характеристики на ділянці 2 знаходиться її поточне значення відповідне заданому навантаженню. Максимальне значення характеристики відповідає максимальному навантаженню P_m і складає:

$$y_m = y_2(P_m) = k_0 + k_1 P_m + N_2^*.$$

Одержана величина y_m є значенням характеристики на ділянці 3.

Характеристика сферичного шарніра визначає максимальне переміщення:

$$y_m = k_0 + N_2^*.$$

Дана залежність відповідає характеристиці реле в якого кінцеве значення являє собою нечітко визначену множину (рис. 4.24а).

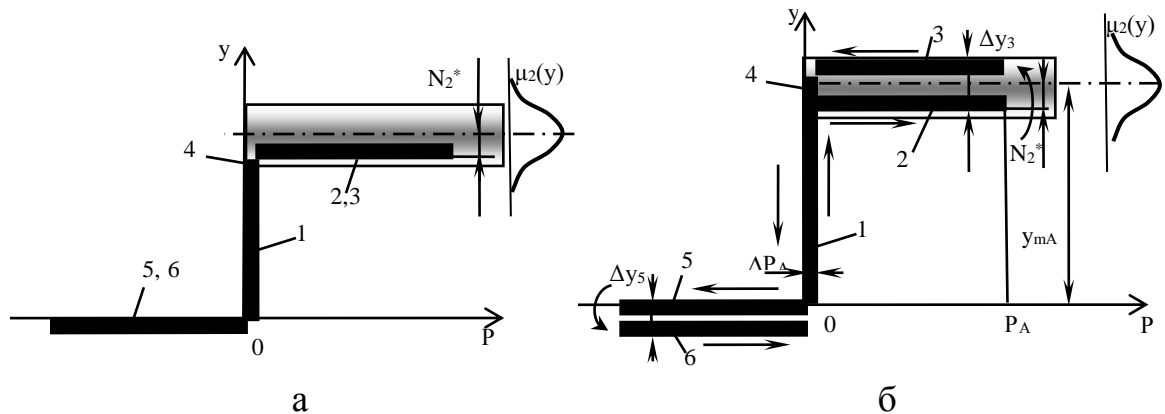


Рис. 4.24. Характеристика сферичного шарніра у вигляді ступінчатої залежності із нечітко визначеною ординатою (а) та узагальнена гістерезисна характеристика сферичного шарніра (б)

Для врахування явища гістерезису запропоновано подати характеристику шарніра у вигляді спрощених петлеподібних залежностей складених із набору ступінчастих функцій побудованих із нескінченно малих та нескінченно швидких процесів (рис. 4.24б).

Гістерезисні властивості шарніра враховані петлеподібними ділянками характеристики. Основна петля гістерезису включає ділянки 2, 3, 4. При цьому ширина петлі Δy_3 є кінцевою. При дії стискаючого навантаження (ділянка 5) з подальшим розвантаженням (ділянка 6) теж має місце петля гістерезису, але її ширина $\Delta y_5 \rightarrow 0$.

Гістерезисні характеристики шарнірів знижують точність систем приводів і підвищують втрати енергії. Для компенсації негативних наслідків гістерезисних явищ запропоновано ряд заходів. Основними з них є підвищення тиску на виході шарнірів. Ефективними є запропоновані і викладені раніше методи струменевого регулювання тиску в щіліні.

Розроблено і досліджено ряд конструкцій шарнірів з компенсацією гістерезисних явищ [64, 68, 72]. Підтверджено, що застосування гідростатичних та аеростатичних шарнірів у прецизійних системах приводів не має альтернативи і суттєво знижує гістерезисні явища.

Характеристики систем приводів визначаються не лише параметрами шарнірів, а особливостей газодинамічних процесів у пневмоприводах, керуючих та службових пристроях.

Результати досліджень газодинамічних процесів у системах приводів викладені у наступному підрозділі (підрозділ 4.3).

4.3. Елементна база технічних засобів пневмоприводу

Комплексний підхід до розгляду робочих процесів у інноваційній елементній базі потребує розгляду процесів у пневмопристроях. До таких пристроїв відносяться сильфонні приводи та шлангові пневмодвигуни, автономні пневмосистеми високого тиску та їх контрольно-вимірвальна апаратура, обертові пневматичні системи з турбіними приводами та аеростатичними опорами, вакуумно-аеростатичні опорні елементи, аеростатичні передачі гвинт гайка та інші [57, 64, 69].

Особливості робочих процесів у пневмоприводах розглянемо на прикладі пружно-деформованих сильфонних приводів (рис. 4.25).

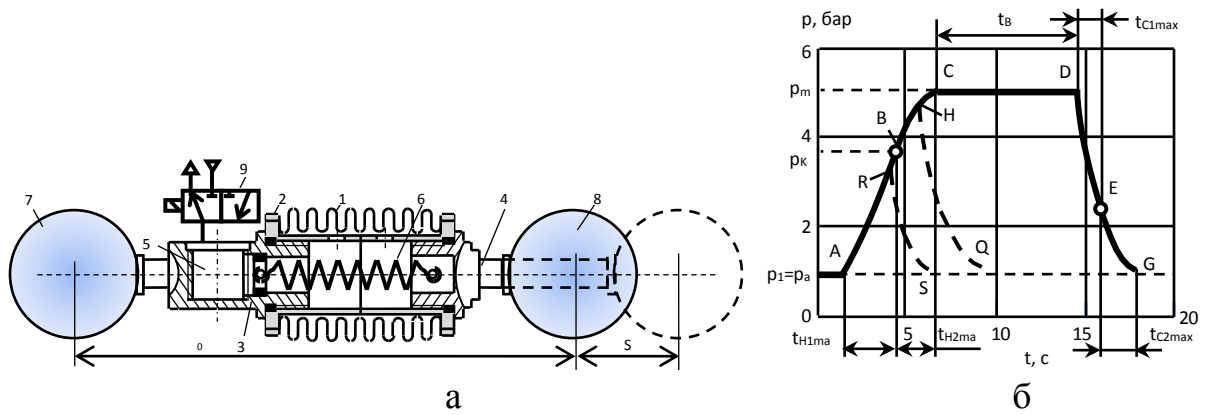


Рис. 4.25. Конструктивна схема сифонного привода призначеного для використання в просторових системах (а) та зміни в часі тиску повітря у сифонному приводі при включенні та виключенні розподільника (б)

При включенні електропневморозподільника тиск в магістралі та порожнині сифона підвищується від значення p_1 до p_2 . Згідно [13] для надкритичного режиму течії повітря ($0 < \sigma < 0,528$) час підвищення тиску визначено залежністю:

$$t_{H1} = \frac{V}{0,2588 \cdot k \mu f \sqrt{\frac{2gk}{k-1}} \sqrt{RT_M}} (\sigma_2 - \sigma_1), \quad (4.31)$$

де V – еквівалентний об'єм сифона і магістралі; k – показник адіабати; μ , f – коефіцієнт витрати та ефективна площа прохідного перетину електропневморозподільника; g – прискорення вільного падіння; R – газова стала; T_M – початкова температура повітря, p_a – атмосферний тиск.

В формулу (4.31) входять відносні значення тиску в порожнині сифона: $\sigma_1 = p_1 / p_m$, $\sigma_2 = p_2 / p_m$, де p_m – тиск повітря в магістралі.

Залежність (4.31) встановлює зв'язок між тиском p_2 в порожнині сифона та часом за який даний тиск досягається. При цьому початкове значення відносного тиску $\sigma_1 = p_a / p_m$. Взаємозв'язок параметрів встановлений формулою (4.31) зберігається до значення тиску $p_2 \leq p_k$, де $p_k = 0,528 p_m$. Розрахована за формулою (4.31) залежність тиску від часу відповідає ділянці АВ графіка (рис. 4.25 б).

Тиск в порожнині сільфона підвищується за час $t_{H1 \max}$, який розраховується за формулою (4.31) при $\sigma_2 = \sigma_K = p_K / p_m$. В подальшому має місце підкритичний режим течії в розподільнику для якого час підвищення тиску від значень p_K до p_3 визначається залежністю [13]:

$$t_{H2} = \frac{2V \left[\sqrt{1 - \sigma_K^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \sigma_3^{\frac{k-1}{k}}} \right]}{\sqrt{2gk(k-1)} \mu f \sqrt{RT_m}}, \quad \text{де } \sigma_3 = p_3 / p_m. \quad (4.32)$$

Залежність має аперіодичний характер (ділянка ВС на рис. 4.25 б).

Розрахункове значення тиску p_3 збільшується в часі асимптотично наближаючись до тиску в магістралі живлення. В порожнині сільфона встановлюється постійний тиск, який зберігається на протязі часу вистою t_B .

Час витікання повітря із порожнини сільфона визначається залежностями, які враховують режим течії. В початковий момент в розподільнику має місце надкритичний режим течії. Для надкритичного режиму течії при $0 < \sigma < 0,528$ час витікання повітря складає:

$$t_{c1} = \frac{2V \left(\sigma_5^{\frac{k-1}{2k}} - \sigma_4^{\frac{k-1}{2k}} \right)}{0,2588 \cdot \sqrt{2gk(k-1)} \mu f \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{RT_M}}, \quad \text{де } \sigma_a = \frac{p_a}{p_m}, \quad \sigma_4 = \frac{p_4}{p_4}, \quad \sigma_5 = \frac{p_a}{p_5}, \quad (4.33)$$

де p_m – максимальний тиск повітря в порожнині сільфона; p_5 – значення тиску в порожнині сільфона, зміна яких відбулася за час t_{c1} .

Прийнявши початкове значення тиску в порожнині сільфона $p_4 = p_m$ із формули (4.33) одержимо залежність зміни тиску p_5 від часу. Розрахункова залежність відповідає ділянці DE кривої. Дана залежність має місце до тих пір, поки тиск в порожнині сільфона не впаде до значення $\sigma_5 = p_{K1} = p_a / 0,528$. Після цього режим течії в розподільнику стане підкритичним і час зміни тиску від p_{K1} до p_6 визначиться формулою:

$$t_{c2} = \frac{0,875V}{k \sqrt{\frac{2gk}{k-1}} \cdot \mu f \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{RT_m}} \cdot \left[\frac{\sqrt{1-\sigma^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \left(3\sigma^{\frac{k-1}{k}} + 2 \right)}{\sigma^{\frac{2(k-1)}{k}}} + 3 \ln \left(\frac{1 + \sqrt{1-\sigma^{\frac{k-1}{k}}}}{\sigma^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] \Bigg|_{\sigma_6}^{\sigma_{K1}} \quad (4.34)$$

де $\sigma_{K1} = p_a / p_{K1}$, $\sigma_6 = p_a / p_6$.

Залежність (4.34) має місце для значень тиску $p_a \leq p_6 \leq p_{K1}$. Вона відповідає ділянці EG характеристики (див. рис. 4.25 б) на якій тиск в порожнині сільфона спадає асимптотично наближаючись до атмосферного.

В результаті проведених розрахунків встановлено, що час наростання тиску в порожнині сільфона є незначним і складає 5...15 мс. Час падіння тиску в 2...3 рази менше часу наростання. Тому можна зробити висновок про високу швидкодію сільфонного привода. Відповідно зміна тиску в порожнині сільфона відповідає графіку близькому до прямокутного виступа. В разі високої швидкодії електропневморозподільника час вистою t_B може бути зменшено. При цьому зміна тиску буде відповідати трикутним імпульсам ARS або АНҚ.

Сильфонні привода є ефективними для застосування в окремих системах приводів, зокрема в автономних системах. Дані системи (рис. 4.26) мають ресивери високого тиску та відповідну контрольно-регулюючу апаратуру. Ресивер високого тиску виготовлено із вуглецевого композиту, що витримує тиск повітря 30...40 МПа і вище (рис. 4.26 в).

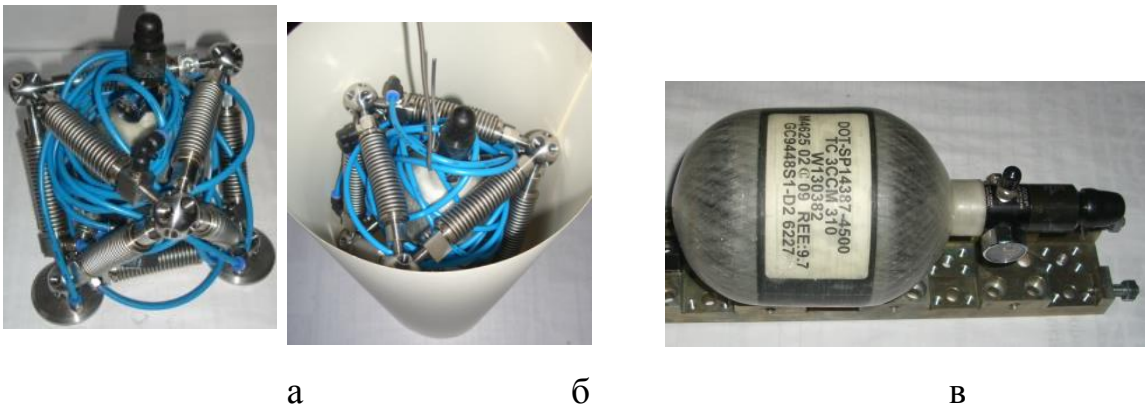


Рис. 4.26. Автономні системи приводів із ресиверами високого тиску (а, б) та фото використаного ресивера високого тиску (в)

При використанні в системі живлення автономної системи приводів ресивер 1 оснащено додатковим редуктором 2, манометром низького тиску 3 та терміналом 4 (рис. 4.27а).

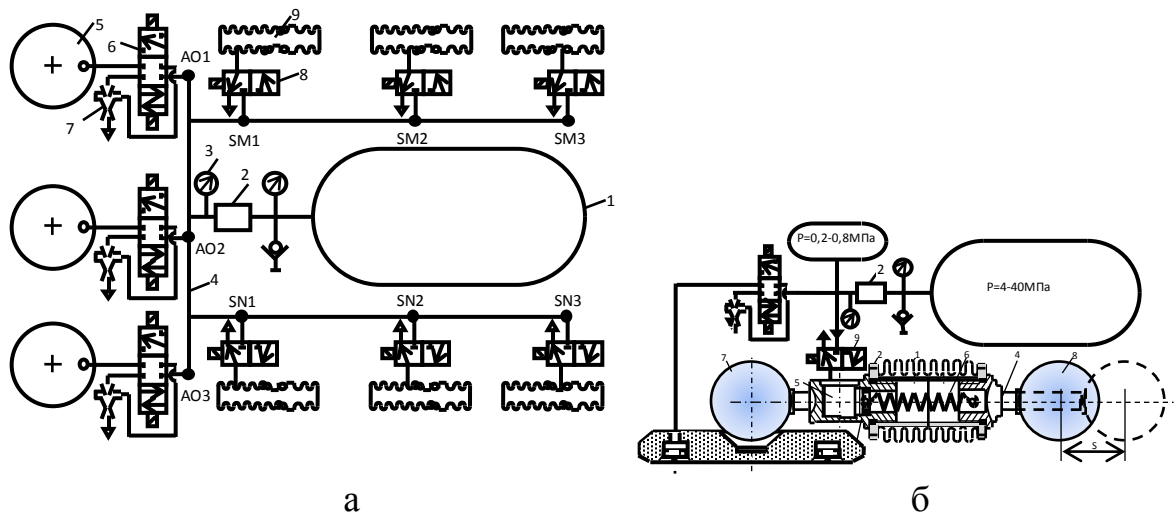


Рис. 4.27. Пневмосхемасильфона автономної системи приводів (а) та підключення сільфона і вакуумно-аеростатичної опори до терміналу (б)

Термінал 4 має кілька портів. Три з них А01-А03 використовуються для керування вакуумно-аеростатичними опорами. Останні шість портів SM1, ...SM3, SN1, ... SN3, призначені для керування сільфонними приводами 9.

Повітря в порожнину сільфона подається через електроклапани високого тиску. Вони мають сідло із кільцевим виступом та запірний орган із гумовою вставкою (рис. 4.28).

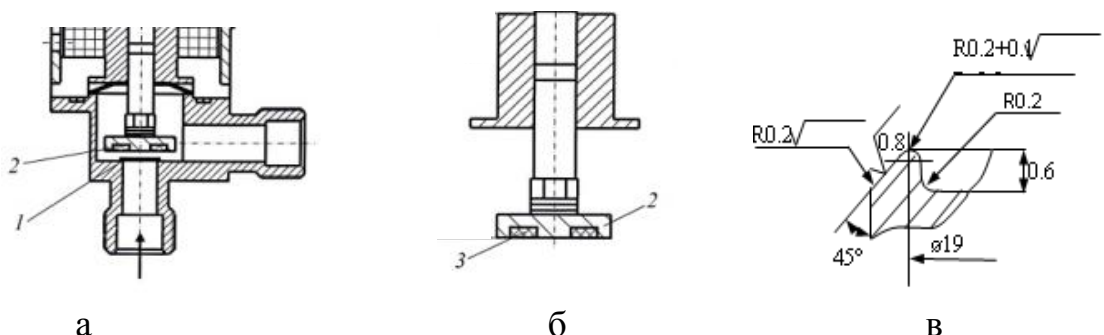


Рис. 4.28. Запірний орган клапана високого тиску (а), золотник з гумовою вставкою (б) та перетин кільцевого виступа сідла (в)

Електроклапан має сідло 1, з яким взаємодіє гумова вставка 3 рухомого золотника 2. В літературних джерелах не виявлено результатів досліджень

течії повітря в клапанах високого тиску. Тому були проведені дослідження процесів надзвукової течії повітря в проточній частині клапанів.

При відкритті клапана газ рухається з надзвуковою швидкістю в каналі змінного поперечного перетину (рис. 4.29 а, б).

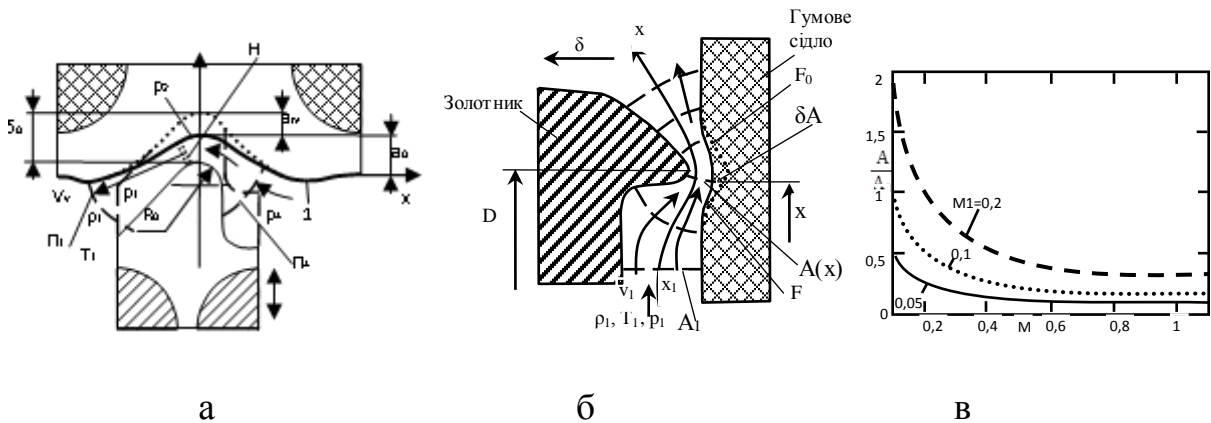


Рис. 4.29. Форма перетину проточної частини клапана (а), схема течії в проточній частині (б) та зв'язок зміни площі перетину каналу і числа M

Переміщення золотника δ є набагато меншим діаметра D запірної частини золотника. Тому течію газу в зазорі між золотником і сидлом можна вважати одномірною і залежною лише від поздовжньої координати x , яка вимірюється по довжині кривої, що відповідає центрам ортогональних перетинів каналу (показані пунктирними лініями) на рис. 4.29 б. Прийmemo в якості припущення, що течія газу є адиабатичною та ізоентропійною[32]. При цьому параметри течії будуть визначатись термодинамічними параметрами газу в початковому перетині x_1 , та зміною перетину потоку $A(x)$ по довжині каналу. У вибраному початковому перетині x_1 з площею A_1 маємо тиск газу p_1 , середню швидкість його руху v_1 , густину газу ρ_1 , температуру T_1 та число Маха M_1 .

Зміна площі поперечного перетину каналу $A(x)$ визначається геометричними розмірами сидла і запірної частини золотника, а також залежить від форми поверхні гумового ущільнення. При відкритті клапана початкова гумова поверхня сидла має кільцеву заглибину (показано пунктирною лінією F_0 на рис. 4.29б). В подальшому відбувається релаксація форми гумової поверхні і вона набуває вигляду кривої F .

Відповідно течія газу проходить в каналі, площа поперечного перетину якого змінюється. Ці зміни $\delta A(x)$ є невеликими. Запропоновано визначити параметри течії в каналі розглянувши течію в каналі постійної форми, а невеликі відхилення форми перетину каналу врахувати у вигляді диференціалів (приростів) відповідних параметрів течії. Для одномірної течії газу число Маха M змінюється по довжині каналу x в залежності від площі $A(x)$ згідно залежності [32]:

$$\frac{A}{A_1} = \frac{M I}{M} \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M^2}{1 + 0.5(k-1)M_1^2} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \quad (4.35)$$

де k – показник адіабати (для повітря $k \approx 1.4$).

Рівняння (4.35) допускає безпосередні обчислення функціонального зв'язку зміни площі каналу A та параметра M (рис. 4.29в).

Встановлено зв'язок числа M та густини ρ , швидкості V , тиску P та температури T газу по довжині каналу:

$$\frac{\rho}{\rho_1} = \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M_1^2}{1 + 0.5(k-1)M^2} \right]^{\frac{1}{k-1}}, \quad \frac{v}{v_1} = \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M_1^2}{1 + 0.5(k-1)M^2} \right]^{\frac{1}{2}},$$

$$\frac{p}{p_1} = \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M_1^2}{1 + 0.5(k-1)M^2} \right]^{\frac{k}{k-1}}, \quad \frac{T}{T_1} = \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M_1^2}{1 + 0.5(k-1)M^2} \right]. \quad (4.36)$$

Дані залежності подані у вигляді графіків (для $M_1=0,1$) (рис. 4.30а).

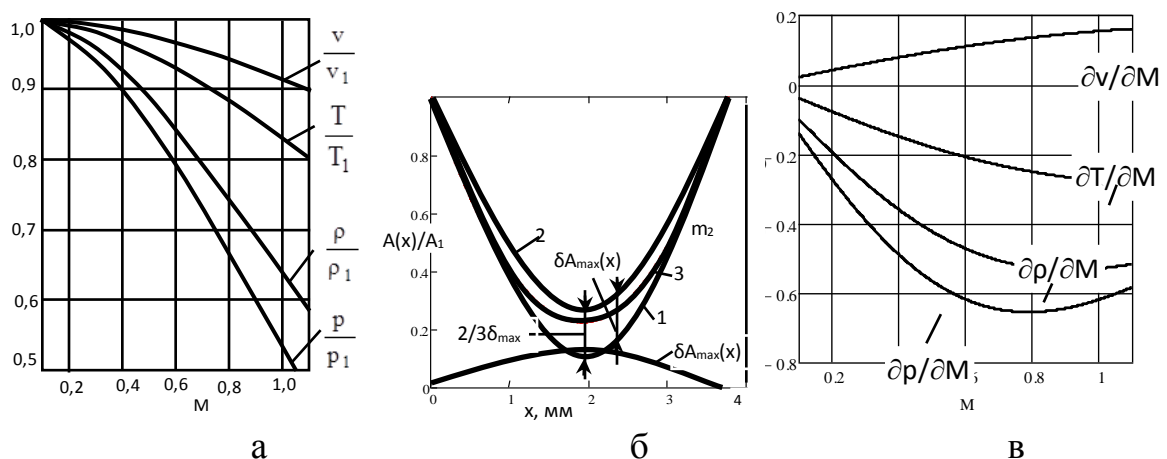


Рис. 4.30. Залежність параметрів течії газу від числа M яке змінюється по довжині каналу (а), зміна площі перетину каналу із врахуванням релаксації форми гумової поверхні (б) та розрахункові залежності частинних похідних параметрів течії газу в каналі від числа M (в)

Рівняння (4.35) і (4.36) та графіки (рис. 4.29 та рис. 4.30 а) визначають в параметричному вигляді (через число M) зв'язок між параметрами течії газу в каналі і зміною площі його перетину. Відносна площа поперечного перетину знайдена шляхом побудови ортогональних перетинів у проточній частині клапана при його максимальному відкритті (див. рис. 4.29б).

Зміна площі по перетину каналу розрахована для двох крайніх випадків(див. рис. 4.30б).. Перший відповідає недеформованій поверхні гуми (крива 1), другий відповідає максимальній деформації гуми (крива 2).

Зміни площі перетину каналу описані аналітичною залежністю:

$$A_3(x)/A_1 = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4 \quad (4.37)$$

де коефіцієнти $a_0 \dots a_4$ вибрані із умови найкращого наближення кривої 3 до кривих 1 і 2 згідно рівності $A_3 \approx A_1 + 2\delta A_{\max} / 3$.

За формулою (4.35) та (4.36) Проведені обчислення параметрів течії при фіксованих значеннях числа $M=0,1; 0,2; \dots 1,1$ (табл. 4.1).

Таблиця 4.1.

Результати обчислень параметрів течії газу в залежності від параметра M .

№	M_0	$\frac{A_0}{A_1}$	$\frac{\rho_0}{\rho_1}$	$\frac{v_0}{v_1}$	$\frac{p_0}{p_1}$	$\frac{T_0}{T_1}$	x_1/D	x_2/D
0	0.1	1	1	1	1	1	4	0
1	0.2	0.509	0.985	0.997	0.979	0.994	3.243	0.757
2	0.3	0.35	0.961	0.992	0.946	0.984	2.865	1.135
3	0.4	0.273	0.929	0.985	0.902	0.971	2.605	1.395
4	0.5	0.23	0.89	0.977	0.849	0.954	2.388	1.612
5	0.6	0.204	0.845	0.967	0.79	0.935	2.143	1.857
6	0.7	0.188	0.796	0.955	0.726	0.913	-	-
7	0.8	0.178	0.744	0.942	0.661	0.888	-	-
8	0.9	0.173	0.69	0.929	0.595	0.862	-	-
9	1	0.172	0.637	0.914	0.532	0.835	-	-
10	1.1	0.173	0.585	0.898	0.472	0.807	-	-

Останні колонки таблиці одержані в результаті розв'язку рівняння (4.37) в якому значення $A(x)$ в лівій частині підставлено із колонки 3 таблиці.

Варіації параметрів каналу спричинених змінами форми гумового поверхні використано диференціальні співвідношення:

$$A = A_0 + \frac{\partial A}{\partial M} \delta M, \quad \rho = \rho_0 + \frac{\partial \rho}{\partial M} \delta M, \quad v = v_0 + \frac{\partial v}{\partial M} \delta M,$$

$$p = p_0 + \frac{\partial p}{\partial M} \delta M, \quad T = T_0 + \frac{\partial T}{\partial M} \delta M \quad (4.38)$$

Частинні похідні які входять в залежності (4.38) знайдені шляхом диференціювання формул (4.35) і (4.36) та складають:

$$\begin{aligned} \frac{\partial A}{\partial M} &= \frac{1.2MI(0.2M^2 + I)^2}{(0.2MI^2 + I)^3} - \frac{MI(0.2M^2 + I)^3}{M^2(0.2MI^2 + I)^3}, \quad \frac{\partial p}{\partial M} = -\frac{M\left(\frac{0.2MI^2 + I}{0.2M^2 + I}\right)^{1.5} (0.2MI^2 + I)}{(0.2M^2 + I)^2}, \\ \frac{\partial v}{\partial M} &= \frac{0.2M(0.2MI^2 + I)}{\sqrt{\frac{0.2MI^2 + I}{0.2M^2 + I}} (0.2M^2 + I)^2}, \quad \frac{\partial p}{\partial M} = -\frac{1.4M\left(\frac{0.2MI^2 + I}{0.2M^2 + I}\right)^{2.5} (0.2MI^2 + I)}{(0.2M^2 + I)^2}, \\ \frac{\partial T}{\partial M} &= -\frac{0.4M(0.2MI^2 + I)}{(0.2M^2 + I)^2} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Прийнято, що варіація площі обумовлена зміною гумової поверхні:

$$\delta A = \delta A_{\max} / 3. \quad (4.40)$$

Значення максимального діапазона зміни площі каналу, що входить в (4.40) наведено на рис. 4.31б.

Після підстановки варіації площі із (4.40) в залежності (4.38) знаходиться варіація числа M у вигляді:

$$\delta M = \delta A_{\max} / (3\partial A / \partial M). \quad (4.41)$$

Із врахуванням (4.41) відповідно формул (4.38) знаходяться зміни параметрів течії газу в каналі обумовлені зміною форми гумового сидла. Для спрощення обчислень по формулам (4.39) вони подані в графічному вигляді (див. рис. 4.30в) і служать для оцінки змін параметрів течії газу.

Автономні системи приводів змінюють своє положення в просторі. При цьому виникають інтенсивні переносні поворотні рухи, а відповідно і пришвидшення Коріоліса в рухомому середовищі рідини або газу. Це особливо проявляється в інноваційних елементах систем приводів в яких рідина або газ рухаються із значними швидкостями. Наприклад, це має місце у високошвидкісних підшипниках рідинного тертя, турбінних приводах обертання валів та інших. Проведені дослідження газодинамічних процесів у обертових пристроях просторових систем приводів при наявності поворотного переносного руху, зокрема пневмошпинделя розміщеного на виконавчому органі просторової системи приводів (рис. 4.31 а).

При повороті корпуса шпинделя навколо миттєвої осі обертання Q вісь шпинделя, який має велику кутову швидкість власного обертання $\vec{\omega}$ також повертається навколо вісі Q з кутовою швидкістю $\vec{\Omega}$ (рис. 4.31 б).

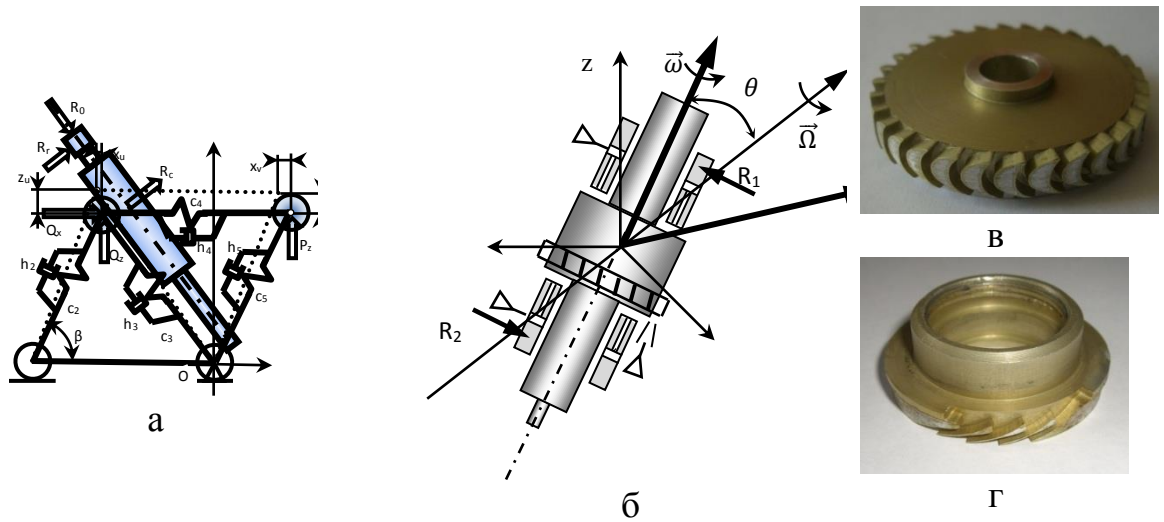


Рис. 4.31. Схема розміщення пневмошпинделя на виконавчому органі системи приводів (а), дія гіроскопічного моменту на високо обертовий пневмошпиндель (б) та турбіна (в) і напрямний апарат (г) привода шпинделя

Враховуючи, що кутова швидкість відносного руху $\vec{\Omega}$ набагато менша частоти обертання шпинделя $\vec{\Omega} \ll \vec{\omega}$ для визначення динамічних навантажень на шпиндель застосовано наближену теорію руху гіроскопів [40]. Головний момент кількості руху пневмошпинделя складає:

$$\vec{K} = I\vec{\omega}, \quad (4.42)$$

де I – момент інерції шпинделя відносно власної осі обертання.

Гіроскопічний момент, який діє на пневмошпиндель:

$$\vec{M}_k = I\vec{\omega} \times \vec{\Omega}. \quad (4.43)$$

Модуль гіроскопічного моменту відповідно (4.43) дорівнює:

$$|\vec{M}_k| = I|\vec{\omega}| \cdot |\vec{\Omega}| \sin \theta, \quad (4.44)$$

де θ – кут між віссю пневмошпинделя і миттєвою віссю повороту виконавчого органу системи приводів.

Гіроскопічні моменти діють в радіальній площині пневмошпинделя. Це приводить до виникнення відповідних реакцій R_1 , R_2 аеростатичних опор.

Внаслідок переносних поворотних рухів пневмошпинделя на кожну частинку рухомого повітря в його пневмопристроях, діє додаткова масова сила. Питома віднесена до одиниці об'єму, сила \vec{G}_k обумовлена прискоренням Коріоліса визначається векторною залежністю:

$$\vec{G}_k = -2\rho\vec{\Omega} \times \vec{V}, \quad (4.45)$$

де ρ - густина повітря; \vec{V} - вектор швидкості частинок повітря.

Проекції масової сили G_{kx} , G_{ky} , G_{kz} на вісі декартової прямокутної системи координат x , y , z визначаються залежностями [2]:

$$G_{kx} = -2\rho(\Omega_y v_z - \Omega_z v_y), \quad G_{ky} = -2\rho(\Omega_z v_x - \Omega_x v_z), \quad G_{kz} = -2\rho(\Omega_x v_y - \Omega_y v_x), \quad (4.46)$$

де v_x , v_y , v_z - проекції на осі координат вектора швидкості частинок повітря; Ω_x , Ω_y , Ω_z - проекції кутової швидкості переносного руху.

Диференціальні рівняння ламінарного руху текучого середовища, що не стискається (рівняння Нав'є-Стокса)[22] мають вигляд:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = \vec{G}_0 - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \nabla^2 \vec{V}, \quad (4.47)$$

де \vec{G}_0 - вектор сил, які діють на одиницю рідкого об'єму; P - тиск в точці; $\nu = \mu/\rho$ - кінематична в'язкість; μ - динамічна в'язкість.

При наявності переносного руху вектор об'ємних сил:

$$\vec{G}_0 = \vec{G} + \vec{G}_k = \rho \vec{F} - 2\rho \vec{\Omega} \times \vec{V}, \quad (4.48)$$

де \vec{F} - вектор об'ємних сил іншої природи (гравітаційні та інші).

Підставивши значення об'ємної сили із (4.48) в (4.47) одержимо:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = \vec{F} - 2\vec{\Omega} \times \vec{V} - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \vec{V}. \quad (4.49)$$

Таким чином наявність переносного руху змінює диференціальні рівняння течії повітря. Векторний добуток в правій частині рівняння (4.49) обумовлює додатковусилу, що діє на частинку повітря.

Векторне рівняння (4.49) в проекціях на осі координат із врахуванням (4.47, 4.48) набуде вигляду трьох скалярних рівнянь:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = F_x - 2(\Omega_y v_z - \Omega_z v_y) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right);$$

$$\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = F_y - 2(\Omega_z v_x - \Omega_x v_z) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right); \quad (4.50)$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = F_z - 2(\Omega_x v_y - \Omega_y v_x) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right).$$

Одержана система рівнянь (4.50) послужила основою для аналізу газодинамічних процесів в щілинах аеростатичних підшипниківшпинделя. Розглянуто спрощену пошарову схему течії при незначному осьовому перепаді тиску $p_1 - p_2$ (рис. 4.32).

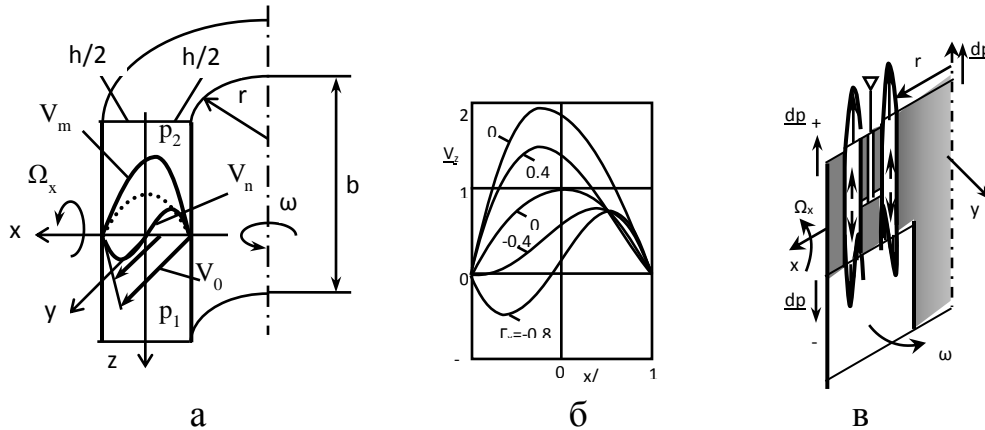


Рис. 4.32. Течія повітря в щілині аеростатичного підшипника (а), профілі швидкостей при різній інтенсивності переносного руху (б) та метод компенсації наслідків переносного руху на течію в щілині

Для пошарової течії маємо лінійний розподіл швидкостей в перетині:

$$V_y = \frac{V_0}{2} \left(1 - \frac{x}{h} \right), \quad V_x = V_z = 0, \quad (4.51)$$

де $V_0 = \omega r$ - окружна швидкість поверхні шийки підшипника пневмошпинделя; ω - кутова швидкість обертання пневмошпинделя; r - радіус шийки підшипника; $2h$ - ширина щілини; x - відстань від початку системи координат до поточної точки щілини.

Розглянемо сили Коріоліса в перетині щілини в площині xOz . Переносний поворотний рух має проекції кутової швидкості Ω_x , Ω_y , Ω_z . Враховуючи, що $\Omega_z \ll \omega$ можна прийняти $\Omega_z \approx 0$. Із рівнянь (4.50), (4.51) випливає, що на кожен частинку повітря в щілині діє об'ємна сила в напрямку вісі z , яка лінійно змінюється по ширині щілини по закону:

$$F_{kz} = -\Omega_x V_0 \left(1 - \frac{x}{h}\right). \quad (4.52)$$

Розглянемо течію повітря в щілині в напрямку вісі z під дією перепаду тиску $(p_1 - p_2)/b = \frac{dp}{dz}$, який обумовлений тиском в кармані аеростатичного підшипника. Із останнього із рівнянь (4.50) із врахуванням (4.52) випливає:

$$\frac{d^2 V_z}{dx^2} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dz} + \rho \Omega_x \omega r \right) - \frac{\rho}{\mu} \Omega_x \omega r \frac{x}{h}, \quad \text{або} \quad \frac{d^2 u}{dx^2} = D - kx, \quad (4.53)$$

де константи визначені залежностями:

$$D = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dz} + \rho \Omega_x \omega r \right), \quad k = \frac{\rho \omega r \Omega_x}{\mu h}. \quad (4.54)$$

Проінтегруємо рівняння (4.53) двічі і одержимо:

$$V_z = \frac{Dx^2}{2} - \frac{kx^3}{6} + c_1 x + c_2. \quad (4.55)$$

де c_1, c_2 константи інтегрування.

Для визначення констант інтегрування використано крайові умови: $V_z = 0$ при $x = \pm h$. Після підстановки крайових умов у (4.55) знайдемо:

$$c_1 = kh^2/6, \quad c_2 = -Dh^2/2. \quad (4.56)$$

Розподіл швидкостей із врахуванням (4.54)-(4.56) знайдемо у вигляді:

$$V_z = \frac{h^2}{2\mu} \frac{dp}{dz} \left(1 + \frac{\rho \Omega_x \omega r}{dp/dz}\right) \left(1 - \frac{x^2}{h^2}\right) \cdot \left[1 + \frac{1}{3} \frac{x}{h} \cdot \frac{\rho \Omega_x \omega r / (dp/dz)}{\left(1 + \frac{\rho \Omega_x \omega r}{dp/dz}\right)}\right]. \quad (4.57)$$

Введемо відносну кутову швидкість переносного руху Γ_x та характерну швидкість V_m . Відповідно розподіл осьових швидкостей в перетині щілини:

$$V_z = V_m (1 + \Gamma_x) \left(1 + \frac{1}{3} \frac{x}{h} \cdot \frac{\Gamma_x}{1 + \Gamma_x}\right) \left(1 - \frac{x^2}{h^2}\right), \quad \text{де} \quad \Gamma_x = \frac{\rho \Omega_x \omega r}{dp/dz}, \quad V_m = \frac{h^2}{2\mu} \frac{dp}{dz}. \quad (4.58)$$

Розрахунки за даною формулою (рис. 4.32 б) показують, що профілі швидкостей при наявності переносного руху стають несиметричними. При певних значеннях кутової швидкості Ω_x виникає зворотня течія біля нерухомої стінки підшипника. Наявність асиметрії течії негативно впливає на несучу здатність аеростатичного підшипника. Для компенсації негативного впливу запропоновано застосувати подвійні трубчасті аеростатичні підшипники (рис.

4.32 в). При цьому компенсуються моменти, які виникають внаслідок переносного руху.

Переносний рух шпинделя приводить до виникнення додаткового перепаду тиску в щілині. Із рівняння Нав'є-Стокса (4.50) випливає, що внаслідок дії сил Коріоліса в щілині виникає додатковий змінний по площі щілини градієнт тиску з проекціями:

$$\frac{\partial p_K}{\partial z} = 2\rho\Omega_x V_y, \quad \frac{\partial p_K}{\partial y} = 2\rho\Omega_x V_z. \quad (4.59)$$

Прийmemo в якості першого наближення, що додатковий градієнт тиску пропорційний максимальній швидкості повітря в перетинах щілини. При цьому розподіл тиску в щілині визначиться геометричною сумою тиску обумовленого напірним рухом повітря (4.59) та додаткового градієнта тиску обумовленого дією прискорення Коріоліса (4.59). Відповідно поле статичного тиску в щілині, що враховує переносний рух змінюється набуваючи асиметричного вигляду (рис. 4.33).

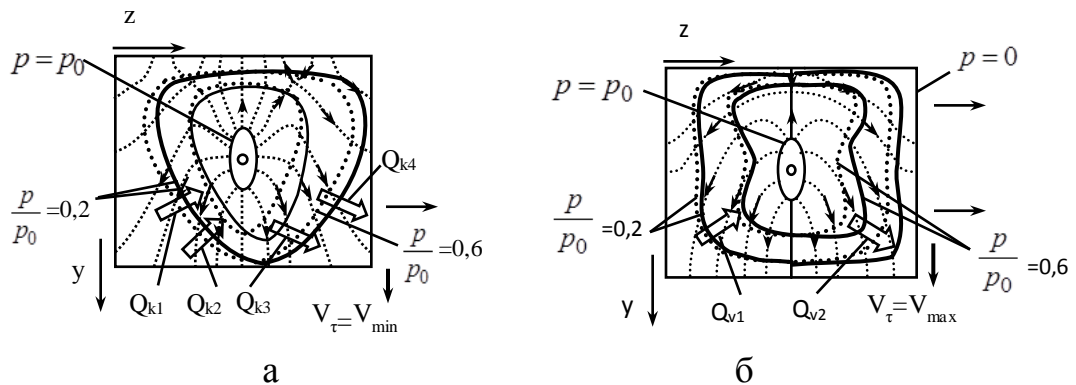


Рис. 4.33. Вплив переносного руху на картину ліній течії та поле статичного тиску в щілині аеростатичного підшипника: а – при мінімальних обертах шпинделя; б – при максимальних обертах шпинделя

Внаслідок переносного руху в щілині формуються наведені (індуктивні) течії, що характеризуються потоками повітря $Q_{k1} - Q_{k4}$ та Q_{v1}, Q_{v2} . В цілому інтенсивність даних потоків є незначною, що обумовлено значними втратами енергії на тертя повітря біля стінок щілини.

Переносний рух також впливає на робочі процеси в турбінному приводі. В напрямному апараті формується потік повітря із швидкістю W_1 . Внаслідок окружної швидкості турбіни V_3 відносна швидкість потоку в міжлопаточному просторі C_1 зростає (рис. 4.34 а).

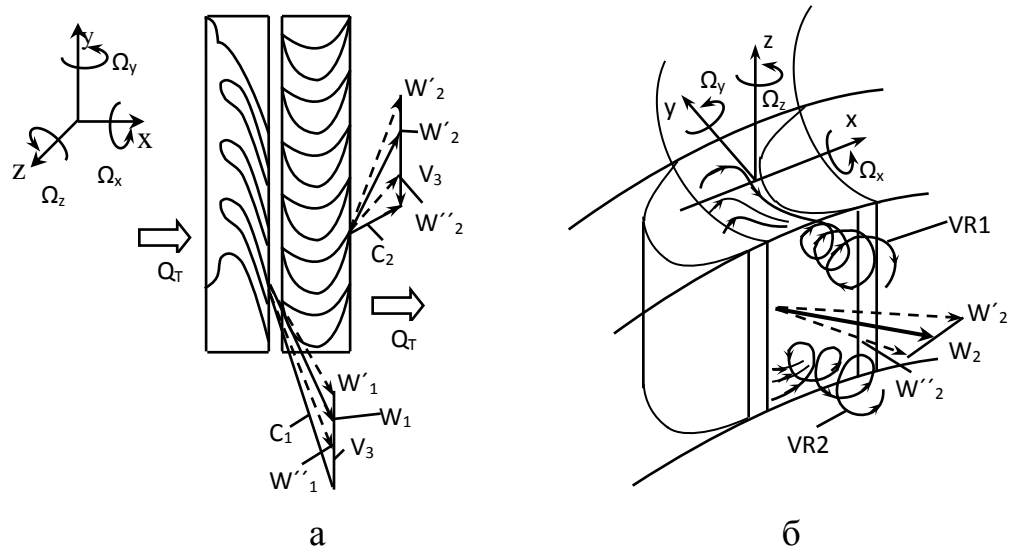


Рис. 4.34. Схема турбінного приводу пневмошпинделя (а) та вплив на вихроутворення в міжлопаточному просторі турбіни сил Коріоліса(б)

Переносний поворотний рух турбіни характеризується кутовою швидкістю $\vec{\Omega}$ з проєкціями Ω_x , Ω_y , Ω_z . Проєкції Ω_x та Ω_y діють в площині трикутника швидкостей W_1 , C_1 і мало впливають на крутний момент турбіни. Проєкція кутової швидкості Ω_z має значний силовий вплив на потік повітря. В залежності від напрямку обертання має місце відхилення швидкості потоку W_1 від його номінального значення. Зміни напрямку швидкості потоку відбуваються в межах $W'_1 \dots W''_1$. Це приводить до змін крутного моменту турбіни. Зміни швидкості на виході турбіни $W'_2 \dots W''_2$ також впливають на крутний момент.

Сили Коріоліса інтенсифікують процес вихроутворення в міжлопаточному просторі турбіни (рис. 4.34 б). При збільшенні крутного моменту росте перепад тиску в областях на зовнішній і внутрішній поверхнях

сусідніх лопаток. Відповідно зростає інтенсивність вихрових рухів v_{r1} та v_{r2} на поверхні турбіни та бандажа.

На основі проведених досліджень розроблено високообертівий пневмошпindel з компенсацією наслідків переносного руху (рис. 4.35).

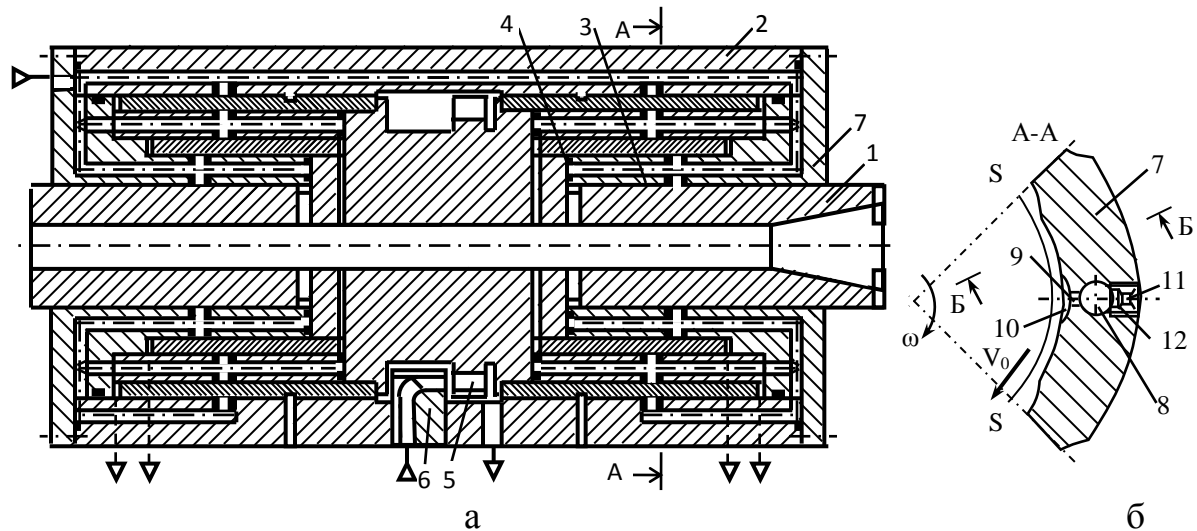


Рис. 4.35. Конструктивна схема розробленого пневмошпинделя: а – діаметральний перетин; б – радіальний аеростатичний підшипник

Шпindel 1 встановлено в корпусі 2 на радіальних 3 та осьових 4 аеростатичних підшипниках. Всього шпindel має 10 радіальних та 4 осьових аеростатичних опор. Вони забезпечують високу несучу здатність і можливість сприйняття динамічних навантажень на шпindel, в тому числі навантажень обумовлених гіроскопічними моментами. Радіальні аеростатичні опори розміщені в трубчастих втулках корпуса через отвори яких здійснюється підвід повітря до дросельних пристроїв. Шпindel обертається турбіною 5. Повітря до турбіни підводиться через напрямний апарат 6. Втулка 7 має ряд аеростатичних опор розташованих на її внутрішній та зовнішніх поверхнях (рис. 4.35 б). Аеростатичні опори живляться повітрям через дроселі у вигляді отворів малого діаметра. Повітря до дроселів підводиться через осьовий отвір 8 у втулці 7. Дросель, який служить для подачі повітря до опори, розташованої на внутрішній поверхні втулки, має вигляд отвору малого діаметра 9. Через отвір 9 повітря подається до сегментного кармана 10, а з

нього в щілину S-S між шийкою шпинделя і внутрішньою поверхнею втулки. Повітря до аеростатичної опори, розташованої на зовнішній поверхні втулки 7, підводиться через малорозмірний отвір 11 виконаний в різьбовій втулці 12. Отвір 11 має на виході дифузорне розширення для забезпечення вільного витоку повітря у щілину.

Крім обертового пневмошпинделя розроблено ще ряд інноваційних пристроїв, що доповнюють елементну базу систем приводів. Розроблені вакуумно-аеростатичні опори системи приводів (рис. 4.36).

Вакуумно-аеростатичні опори забезпечують переміщення систем по плоским та криволінійним поверхням, вертикальним стінкам та склепінню.

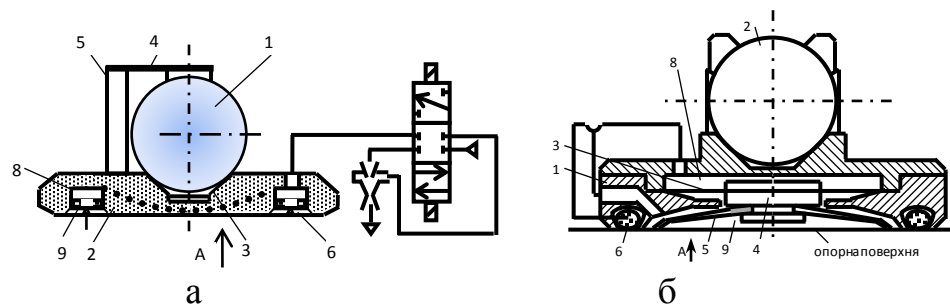
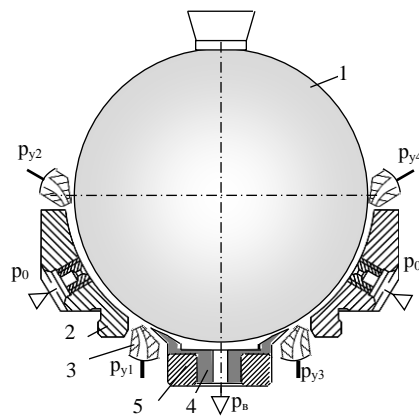


Рис. 4.36. Варіанти вакуумно-аеростатичних опор: а – аеростатична опора; б – опора із додатковою фіксацією пружними елементами

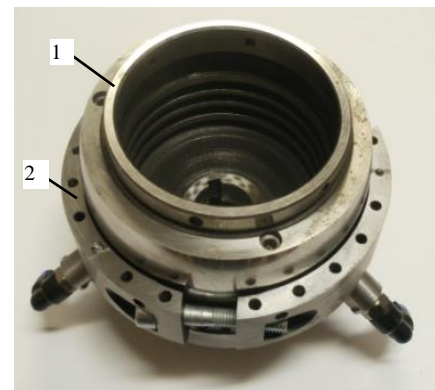
Опора (рис. 4.36 а) має сферу 1, що зв'язана із приводами. Сфера встановлена в гніздо корпуса 2. На нижній поверхні корпуса виконані кармани 3 куди через дроселі 4 подається стиснене повітря. При цьому опора працює як аеростатичний опорний елемент, що дозволяє їй вільне переміщення по поверхні. При переключенні розподільника 5 в карманах за допомогою ежектора 6 створюється вакуум. При цьому опора фіксується на поверхні. Варіант опори (рис. 4.36 б) має засоби для підвищення фіксуючого зусилля. Карман опори зпо своєму периметру має трубчасте ущільнення (обтюратор). Це забезпечує підвищення тиску в кармані опори при подачі в карман стисненого повітря. В порожнині корпуса опори встановлена мембрана 9 на жорсткому центрі якої встановлені пружні елементи у вигляді балок 10 з гострим краєм, який взаємодіє з опорною поверхнею при прогині мембрани. Фіксація опори здійснюється вакуумуванням порожнини кармана 7. При

цьому в трубчасте ущільнення 8 подається стиснене повітря і має місце герметизація периметра кармана. Додаткова фіксація відбувається вістрями балок 10 які переміщуються діафрагмою 9. Вістря балок взаємодіють із нерівностями поверхні надійно фіксуючи опору.

Розроблені прогресивні широкодіапазонні регульовані вакуумно-аеростатичні сферичні шарніри із поперечно-кутовими зміщеннями сфери в межах конуса з кутом при вершині 180° і вище. Вакуумно-аеростатичний шарнір (рис. 4.37) має сферу 1, три аеростатичні опорні елементи 2, із соплами 3 струменевого регулювання та вакуумний пристрій 4, який притискає сферу до корпусу.



а



б

Рис. 4.37. Принципова схема (а) широкодіапазонного вакуумно-аеростатичного шарніра та дослідний зразок шарніра (б)

Вакуум в кармані p_v створюється ежектором. Для забезпечення додаткового зусилля на сферу застосовано потужний постійний магніт 5. При цьому сфера виконана із феромагнітного матеріалу. Розроблений дослідний зразок інноваційного шарніра із вакуумним центруванням сфери має чашкоподібний корпус 2, в якому виконано три регульовані аеростатичні опорні елементи 3 (рис. 4.38 а).

Система струменевого регулювання шарніра включає ряд сопл 5 із комунікаціями 6, які виконані в спеціальному колекторі. Колектор виготовлено із фотополімера методом лазерної стереолітографії.

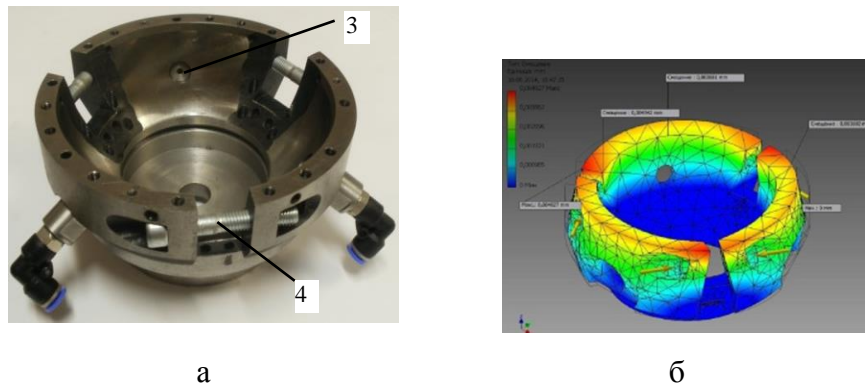


Рис. 4.38. Основні деталі дослідного зразка шарніра із вакуумним центруванням сфери: а – аеростатичні опорні елементи та вакуумний пристрій в сферичній порожнині корпусу; б розрахунок напружено-деформованого стану корпусу при регулюванні його розмірів

При виготовленні дослідного зразка шарніра використані прогресивні методи технології машинобудування. Як фінішна операція обробки зовнішніх і внутрішніх сферичних поверхонь застосована обробка крайкою круга, вісь якого встановлена під кутом до осі обертання заготовки. Для компенсації деформацій корпусу внаслідок дії остаточних напружень передбачено регулювання діаметрального розміру гвинтами 4 встановленими в тангенціальному напрямку. Для визначення зміни форми опорних елементів гвинтовими пристроями проведено розрахунок напружено-деформованого стану корпусу методом кінцевих елементів (рис. 4.38 б).

Розроблена елементна база систем приводів, яка наведена в даному розділі використовує в якості робочого середовища рідину або газ. Як правило це індустріальні мастила або повітря. В процесі досліджень запропоновано використати в якості робочого середовища елементів систем приводів феромагнітну рідину. При цьому розроблені принципово нові високоефективні пристрої систем приводів, які викладені в наступному розділі (розділ 5). Дані пристрої розвивають і доповнюють розроблену елементну базу та досліджені робочі процеси в ній, які наведені в розділі 4.

Висновки по розділу 4

1. Доведено, що головною складовою елементної бази гідроприводу основної функціональної спрямованості є комплектні приводи аналогових та дискретних переміщень агреговані з приводами мікропереміщень, шарнірами різного виду та допоміжними пристроями.

2. Встановлено, що новою і перспективною елементною базою просторових систем приводів є сферичні шарніри рідинного тертя із струменевим регулюванням положення сфери. Робота шарніра супроводжується складними гідродинамічними процесами в щілині шарніра, особливістю якої є наявність зворотніх струменевих потоків у щілині та критичних областей, де швидкість частинок рідини близька до нуля.

3. При наявності періодичного мікропрофіля у вигляді канавок і виступів на поверхні щілини шарніра виготовленого методом лазерної стереолітографії, течія рідини має властивість анізотропії і описується тензором гідравлічної провідності щілини головні напрямки якого відповідають напрямку розташування канавок і виступів.

4. Внаслідок нежорсткої конструкції корпусу і з'єднань деталей сферичного шарніра та гарантованого діаметрального зазору шарнір має статичну характеристику гістерезисного виду. Параметри характеристики визначаються нечітко визначеними (fuzzy) множинами з характеристичними функціями приналежності типу кривої Гауса, а характеристика по окремим ділянкам описується нескінченно швидкими та нескінченно малими процесами у порівнянні з процесами переміщення приводів.

5. Вперше встановлено, що при наявності переносного руху елементів системи приводів в рівняннях Нав'є-Стокса необхідно враховувати додаткові масові сили обумовлені прискореннями Коріоліса. Показано, що наявність даних сил суттєвим чином впливає на течію в підшипниках та змінює параметри руху повітря в турбінному приводі. Для компенсації негативних наслідків дії переносного руху запропоновані спеціальні концентричні аеростатичні підшипники.

5. РОЗРОБКА ФУНКЦІОНАЛЬНО - ОРІЄНТОВАНОЇ ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ СИСТЕМ ПРИВОДІВ З МОЖЛИВИМ ОБ'ЄДНАННЯМ ФУНКЦІЙ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДУ ТА ЦІЛЬОВИМ ВИКОРИСТАННЯМ В РІЗНОМАНІТНОМУ ОБЛАДНАННІ

5.1. Фізично різноманітні пристрої гідропривода у вигляді магнітних сферичних шарнірів із феромагнітною рідиною та їх робочі процеси

В процесі досліджень встановлено, що суттєвого розвитку елементної бази можна досягти шляхом застосування фізично різноманітних пристроїв гідропривода, зокрема магнітних сферичних шарнірів із феромагнітною рідиною. Феромагнітна рідина є принципово новим прогресивним композитним матеріалом на основі мінеральної оливи із включенням феромагнітних залізних кульок малого діаметра [7, 24, 49, 64, 71, 86, 117].

З використанням феромагнітної рідини розроблені магнітні опори різного виду, магнітні сферичні шарніри, інерційні демпфери коливань та інерційні приводи.

Плоска опора включає постійний магніт 1, встановлений на опорній поверхні 2, на якій знаходиться шар феромагнітної рідини 3 (рис. 5.1, а).

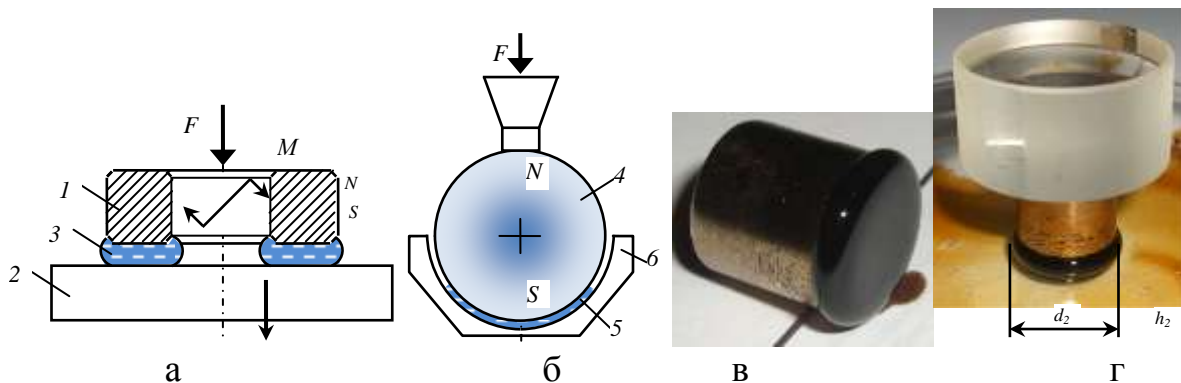


Рис. 5.1. Схеми плоскої (а) та сферичної (б) магнітних опор, скупчення феромагнітної рідини на торцевій поверхні магніта (в) та навантаження опора скляним циліндром (г)

Опора сприймає як осьове F , так і моментне M навантаження. Сферична магнітна опора (рис. 5.1 б) має магнітну сферу 4, яка через шар феромагнітної рідини 5 взаємодіє із немагнітною сферичною опорною

поверхнею 6. В щілині між немагнітною опорною поверхнею і магнітом скупчується феромагнітна рідина (рис. 5.1 в). Реакція опори виникає внаслідок наявності сил тиску p в рідині і компенсує дію статичного навантаження F (рис. 5.1 г).

Коли опора переміщується із незначною швидкістю параметри феромагнітної рідини визначаються законами магнітної гідростатики [7, 46]. Статичний тиск у феромагнітній рідині p визначається залежністю:

$$p = p_0 + B^2 / (2\eta), \quad (5.1)$$

де B – модуль індукції магнітного поля; η – магнітна проникність феромагнітної рідини; p_0 - значення атмосферного тиску.

Тензор магнітних напружень Максвелла [80] в статистиці визначається своїми головними значеннями і складає:

$$\sigma_{zz} = B^2 / (2\eta), \sigma_{yy} = \sigma_{xx} = -B^2 / 2\eta, \quad (5.2)$$

де вісь z орієнтована в напрямку індукції магнітного поля, а взаємно-перпендикулярні вісі x та y розташовані в площині перпендикулярній вісі z .

Індукція магнітного поля в рідині залежить від відстані до поверхні магніта. Для встановлення закону зміни магнітної індукції проведені експериментальні дослідження із навантаженням магніта та виміром його вертикального переміщення (рис. 5.2).

Статичні характеристики опор різного виду мають ділянку зросту з насиченням при контакті магніта з основою (рис. 5.2 б,в).

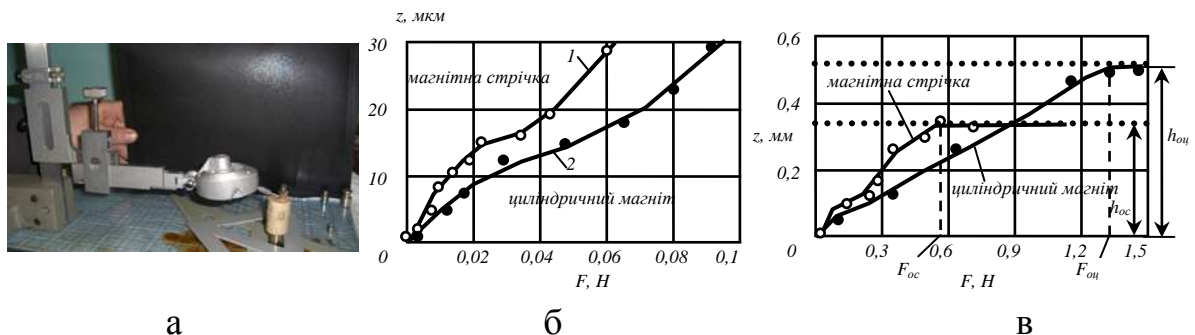


Рис. 5.2. Експериментальні виміри силової характеристики опори (а), і характеристики опор при малих (б) та великих навантаженнях (в)

Закон зміни індукції магнітного поля в шарі феромагнітної рідини встановлено на основі аналізу статичної характеристики опори (рис. 5.3).

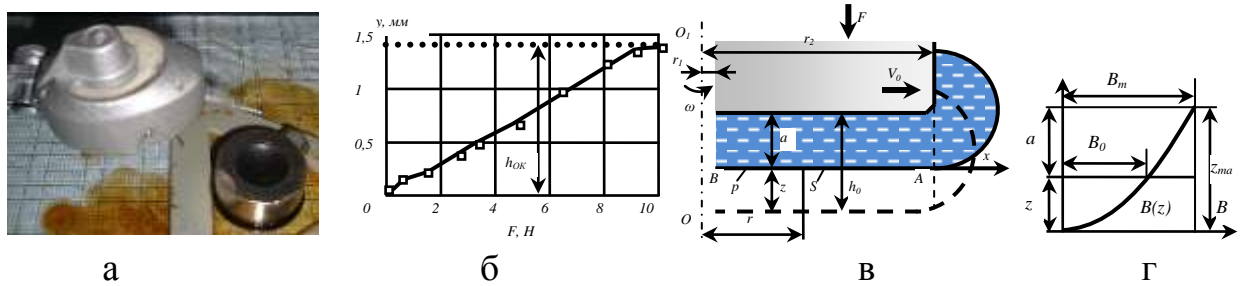


Рис. 5.3. Виміри переміщень магніта індикатором (а), статична характеристика опори (б), зміни товщини шару феромагнітної рідини при навантаженні опори (в) та закон зміни магнітної індукції в шарі рідини(г)

Статична характеристика близька до лінійної і описана залежністю:

$$z = e \cdot F, \quad (5.3)$$

На вільній поверхні шару феромагнітної рідини на полюсі магніта (див. рис. 5.1, в) тиск у феромагнітній рідині буде рівним атмосферному. Із залежності (5.1) випливає, що на поверхні рідини при відстані h_0 від торцевої поверхні магніта значення магнітної індукції $B \approx 0$.

При установці магніта з рідиною на немагнітну опорну поверхню товщина шару феромагнітної рідини зменшується до значення h_1 . Прийmemo початок системи координат в точці O , яка відповідає опорній поверхні, розташованій на відстані h_0 від поверхні магніта. При зміщенні опорної поверхні на величину z на опорній поверхні виникає тиск p .

Реакція опори з врахуванням (5.1) визначається залежністю:

$$F = S(p - p_0) = SB^2 / (2\pi), \quad (5.4)$$

де S - площа торця магніта, на якому знаходиться феромагнітна рідина.

Підставивши значення зусилля (5.3) у формулу (5.4) одержимо залежність магнітної індукції від зміщення магніта:

$$B = \sqrt{2\eta z / (eS)}. \quad (5.5)$$

Максимальне значення магнітної індукції в шарі рідини досягається на поверхні магніта ($z = h_0$) і складає:

$$B_0 = \sqrt{2\eta h_0 / (eS)}.$$

Параболічна залежність (5.5) визначає закон зміни магнітної індукції в шарі рідини товщиною $a = h_0 - z$ (див. рис. 5.2, г).

$$\text{Відповідно на опорній поверхні: } B(a) = \sqrt{2\eta(h_0 - a)/(eS)}. \quad (5.6)$$

Якщо товщина шару рідини є малою $a \rightarrow 0$ зміни магнітної індукції в рідині є незначними і $B \approx B_0$. Якщо товщина шару близька до максимального значення $a = h_0$, то магнітна індукція на опорній поверхні $B \approx 0$.

Розглянемо закономірності течії феромагнітної рідини в шарі рідини між магнітом та опорною поверхнею. Прийmemo, що розміри щілини не змінюються ($a = \text{const}$), а магніт переміщується в напрямку x із швидкістю V_0 . Прийнято, що в щілині має місце шарувата течія феромагнітної рідини між паралельними стінками (течія Куетта) (рис. 5.4, а).

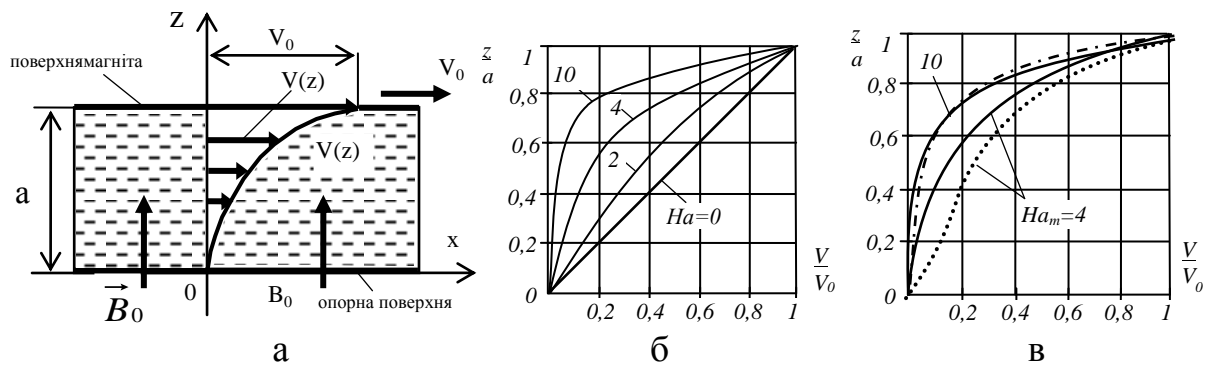


Рис. 5.4. Схема течії феромагнітної рідини в щілині між поверхнею магніта і опорною поверхнею (а), профілі швидкостей феромагнітної рідини, розраховані по формулі (5.6) для постійних значень магнітної індукції (б) та профілі швидкостей, що враховують зміни магнітної індукції (в)

Рух феромагнітної рідини без врахування змін температури визначається системою рівнянь [110]:

$$\begin{aligned} (\vec{v}\nabla)\vec{v} &= -\frac{1}{\rho}\nabla p + \nu\Delta\vec{v} + \frac{1}{\rho}(\vec{j}\times\vec{B}), & \text{div}\vec{v} &= 0, & \text{div}\vec{B} &= 0, & \text{rot}\vec{E} &= 0, \\ \vec{j} &= \sigma[\vec{E} + (\vec{v}\times\vec{B})], & \text{rot}\vec{B} &= \eta\vec{j}, \end{aligned} \quad (5.7)$$

де \vec{v} - вектор швидкості феромагнітної рідини; p - тиск; ν - кінематична в'язкість рідини; ρ - густина; σ - електрична провідність феромагнітної

рідини; \vec{J} - вектор електричного струму в рідині; \vec{B} - вектор індукції магнітного поля; \vec{E} - вектор напруженості електричного поля;

В проекціях на вісі координат x та z для плоско-паралельного руху рівняння магнітної гідродинаміки (5.7) набудуть вигляду:

$$\mu \frac{d^2 V_x}{dz^2} = -J_y B_0, \quad \frac{dp}{dz} = -J_z B_x, \quad J_y = \sigma(E_y - V_x B_0), \quad J_y = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dB_x}{dz}, \quad (5.8)$$

де індекси x, y, z визначають вісь, на яку проектується відповідна змінна.

Об'єднуючи перше і третє рівняння системи (5.8) одержимо:

$$\frac{d^2 V_x}{dz^2} = \frac{\sigma}{\eta} (E_y - V_x B_0) B_0. \quad (5.9)$$

Прийmemo в якості першого наближення, що магнітна індукція є постійною по ширині щілини.

Введемо відносні безрозмірні комплекси: $\bar{V} = V_x / V_0, \bar{z} = z / a, \bar{x} = x / a,$

$$\bar{K} = \frac{E_0}{V_0 B}, \bar{p} = \frac{p}{\rho V_0^2}, \bar{B}_x = \frac{B_x}{B \text{Re}_m}, \quad \bar{J}_y = \frac{J_y}{\sigma B V_0}, \text{Re}_m = \frac{V_0 a}{\nu}, Ha = B_0 a \sqrt{\frac{\sigma}{\eta}}, \quad (5.10)$$

де Ha - число Гартмана; Re_m - число Рейнольдса.

Рівняння магнітної гідродинаміки (5.8, 5.9) у відносних величинах набудуть вигляду:

$$\frac{d^2 \bar{V}}{d\bar{z}^2} = Ha^2 (\bar{V} - \bar{K}), \quad \bar{J}_y = \bar{K} - \bar{V}, \quad \frac{d\bar{B}_x}{d\bar{z}} = \bar{J}_y \quad (5.11)$$

Крайовими умовами для даних рівнянь є:

$$\bar{V} = 1, \quad \text{при } \bar{z} = 1, \quad \bar{V} = 0, \quad \text{при } \bar{z} = 0. \quad (5.12)$$

Розв'язок першого із рівнянь системи (5.11) із врахуванням (5.12):

$$\bar{V} = \bar{K} + \frac{(1 - \bar{K}) \text{sh}(Ha \cdot \bar{z}) - \bar{K} \text{sh}[Ha(1 - \bar{z})]}{\text{sh}(Ha)}. \quad (5.13)$$

Підставляючи одержаний розв'язок (5.13) в два останні рівняння системи (5.11) і інтегруючи, одержимо:

$$\bar{B}_x = -\frac{\bar{K} \text{ch}[Ha(1 - \bar{z})] + (1 - \bar{K}) \text{ch}(Ha \cdot \bar{z})}{Ha \cdot \text{sh}(Ha)}. \quad (5.14)$$

Прийmemo умову, що при $\bar{z} = 0, \bar{B}_x = 0$. Відповідно одержимо:

$$\bar{B}_x = \frac{\text{ch}Ha - \text{ch}(Ha \cdot \bar{z})}{Ha \cdot \text{ch}(Ha)}. \quad (5.15)$$

При напруженості електричного поля $\bar{K} \approx 0$ одержимо:

$$\bar{V} = \frac{sh(Ha \cdot \bar{z})}{sh(Ha)}, \quad (5.16)$$

Для течії рідини в щілині при незначній індукції магнітного поля $Ha \rightarrow 0$ маємо лінійну залежність швидкості від координати $\bar{V} = \bar{z}$ [5]. При збільшенні індукції магнітного поля росте число Гартмана. При цьому змінюється профілі швидкостей (рис. 5.4, б).

Для врахування зміни магнітної індукції по ширині щілини (5.5), введемо змінне по перетину щілини число Гартмана [32]:

$$Ha_z = Ha_m \cdot \sqrt{z/a}, \quad (5.17)$$

де максимальне значення числа Гартмана: $Ha_m = B_m h_0 \cdot \sqrt{\sigma/\eta}$. (5.18)

Підставимо значення параметра (5.17) в перше із системи рівнянь (5.11) і одержимо (для $K \approx 0$) нелінійне рівняння для визначення швидкостей:

$$\frac{d^2 \bar{V}}{dz^2} = Ha_m^2 \cdot \bar{z} \cdot \bar{V}. \quad (5.19)$$

Граничними умовами для даного рівняння при $\bar{z} = 0$, $\bar{V} = 0$:

$$\frac{d\bar{V}}{dz} = 1. \quad (5.20)$$

Остання із умов (5.20) впливає із тієї обставини, що на опорній поверхні при $z = 0$ згідно (5.17) $Ha_z \rightarrow 0$. Відповідно в даній області профіль швидкостей близький до залежності (5.16), що дає $\frac{d\bar{V}}{dz} = 1$.

Нелінійне диференціальне рівняння (5.19) розв'язане чисельним методом Рунге-Кутта згідно процедури:

$$y = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad H = Ha_m^2 = 16, \quad f(x, y) = \begin{pmatrix} H \cdot x \cdot y_1 \\ y_0 \end{pmatrix}, \quad y_1 = rkfixed(y, 0, 3, N, f). \quad (5.21)$$

Чисельне інтегрування рівняння (5.21) проведено для різних значень числа Гартмана Ha_m . Встановлено, що біля опорної поверхні розрахункові профілі швидкостей (пунктирні лінії на рис. 5.4 в) відрізняються від розрахунків без врахування зміни магнітної індукції (суцільні лінії).

Для навантаженої магнітної опори шар феромагнітної рідини набагато менший максимального значення $a \ll h_0$. Тому можна не враховувати змін магнітної індукції і для розрахунку швидкостей взяти залежність (5.16).

Дотичні напруження пов'язані із градієнтом швидкості:

$$\tau = \mu \frac{V_0}{a} \cdot \frac{d\bar{V}}{dz}, \quad \text{де } \mu = \nu\rho - \text{динамічна в'язкість.}$$

В околиці опорної поверхні: $\tau_0 = \mu \frac{V_0}{a} \cdot \frac{d\bar{V}}{dz} \Big|_z = 0$.

Після диференціювання залежності (5.16) одержимо: $\frac{d\bar{V}}{dz} = \frac{HaCh(Ha\bar{z})}{Sh(Ha)}$.

Відповідно на опорній поверхні: $\tau_0 = \mu \frac{V_0}{a} \cdot \frac{Ha}{Sh(Ha)}$. (5.22)

Момент тертя опори буде визначено при її повороті навколо осі OO_1 (див. рис. 5.3 в). Момент буде складений із елементарних сил дії дотичних напружень у всіх точках опорної поверхні і визначиться інтегралом:

$$M = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi\tau_0 \cdot r dr. \quad (5.23)$$

де r_2 - зовнішній радіус магніта; r_1 - внутрішній радіус магніта.

Окружна швидкість магніта в точці С з радіусом r складає:

$$V_0 = \omega r \quad (5.24)$$

Підставивши значення швидкості (5.24) і дотичного напруження (5.22) в залежність (5.23) одержимо після інтегрування:

$$M = \frac{2}{3} \pi \cdot \frac{\mu\omega}{a} \cdot \frac{Ha}{Sh(Ha)} (r_0^3 - r_1^3). \quad (5.25)$$

Звідси випливає, що момент опору зменшується із ростом магнітної індукції (число Гартмана). На основі магнітних опор, що мають магніти, які взаємодіють із поверхнею з немагнітного матеріалу розроблені оригінальні магнітні сферичні шарніри. Шарнір із чотирма опорами 3, 4 має рухоми сферу 1 із немагнітного матеріалу (рис. 5.5,а).

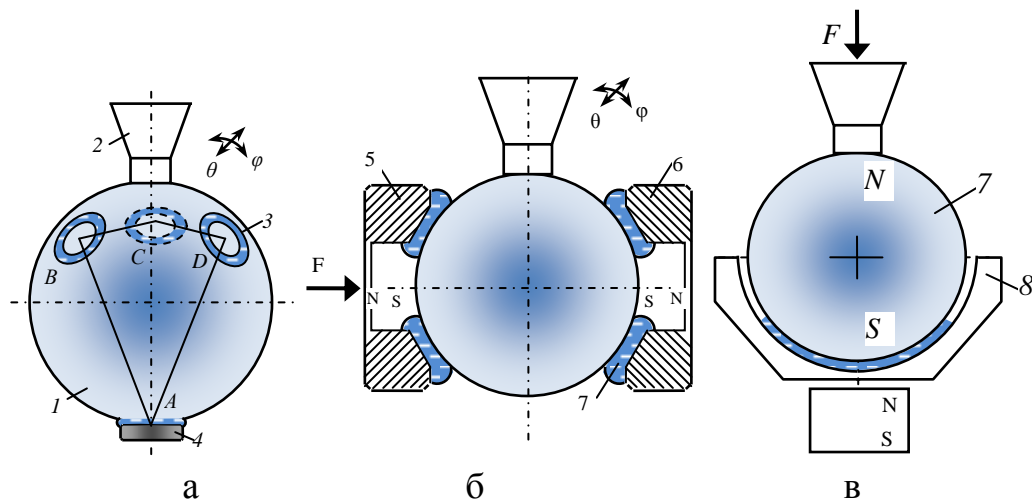


Рис. 5.5. Схемні рішення магнітних сферичних шарнірів з феромагнітною рідиною: а - шарнір із чотирма магнітами; б - шарнір із двома кільцевими магнітами; в – шарнір із додатковим магнітним силовим зв'язком

Центри магнітів А, В, С і D розміщені рівномірно по поверхні сфери, утворюючи геометричну фігуру близьку до тетраедра. Сфера допускає обмежене переміщення в напрямках θ , φ в діапазоні $45-60^\circ$.

Збільшення діапазона переміщень сфери досягається в шарнірі з двома кільцевими магнітами 5 і 6 (рис. 5.5 б). Конструкція шарніра забезпечує можливість повного повороту сфери відносно осі магнітів (у напрямку θ).

Спрощення конструкції та розширення діапазону поперечно-кутових переміщень досягнуто в запропонованій конструкції шарніра із магнітним силовим зв'язком (рис. 5.5 в). Він має одну сферичну опору утворену магнітною сферою 7 і сферичною заглибиною корпусу 8 виконаного із немагнітного матеріалу. Шарнір має значний діапазон поперечно-кутових переміщень (240° і вище). Для силового замикання положення сфери під корпусом встановлено постійний магніт 9.

Наведені шарніри мають невелику несучу здатність. Тому розроблено ряд прогресивних конструкцій потужних силових шарнірів із магнітними сферами (неодим). Конструкція шарніра включає магнітну сферу 1, з якою контактують хвостовики 2 із феромагнітного матеріалу (рис. 5.6, а).

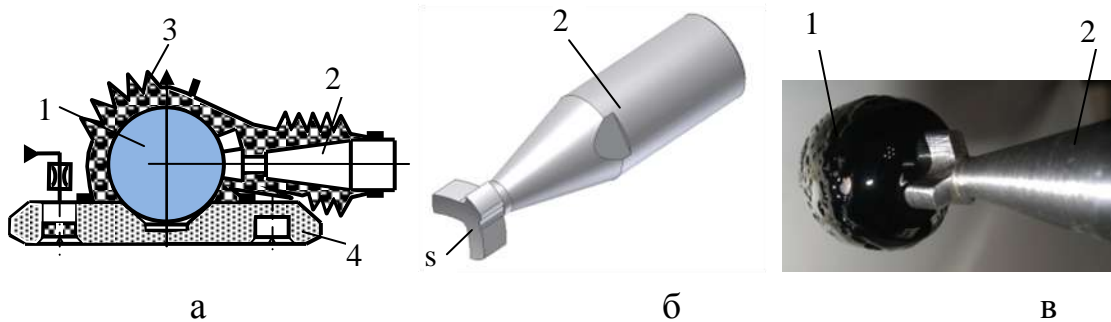


Рис. 5.6. Конструктивна схема шарніра (а), хвостовик (б) та взаємодія хвостовика із сферою у феромагнітній рідині (в)

Шарнір має еластичний герметичний кожух 3. Сфера встановлена в конічній заглибині аеростатичної опори 4. Опора має кармани до яких через дроселі підводиться стиснуте повітря від магістралі. Хвостовики мають сферичну поверхню s на трьох виступах (рис. 5.6, б). Це забезпечує надійний контакт хвостовика із сферою. Феромагнітна рідина концентрується на полюсних ділянках сфери (рис. 5.6, в), посилюючи контакт сфери із поверхнею хвостовика.

Досліджено робочі процеси взаємодії хвостовика із сферою. Внаслідок дії магнітних сил F виникає крутний момент M_k який повертає сферу у напрямку до співпадіння магнітної вісі сфери і вісі хвостовика (рис. 5.7 а).

Встановлена наявність різнорідних ділянок руху феромагнітної рідини в порожнині сферичного шарніра (рис. 5.7 б).

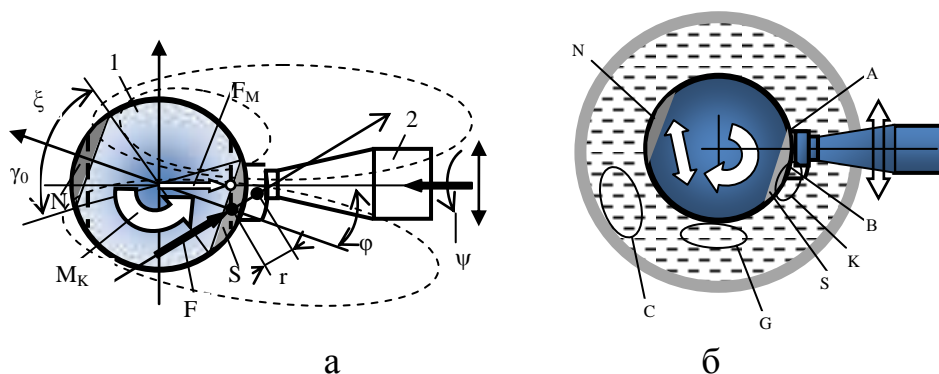


Рис. 5.7. Схема взаємодії хвостовика із магнітною сферою (а) та різнорідні області течії феромагнітної рідини в порожнині шарніра (б)

Має місце область течії K в зазорі між поверхнею магнітної сфери та сферичною поверхнею хвостовика. Біля поверхні сфери в області G

утворюється граничний шар течії. В основному об'ємі рідини в області С спостерігається область циркуляційного руху обумовленого вібраціями сфери.

Закономірності течії на ділянці К близькі до розглянутих раніше (формули 5.16, 5.25). Для ділянки течії G проведено розрахунок параметрів граничного шару на поверхні магнітної сфери в середовищі феромагнітної рідини (рис. 5.8, а).

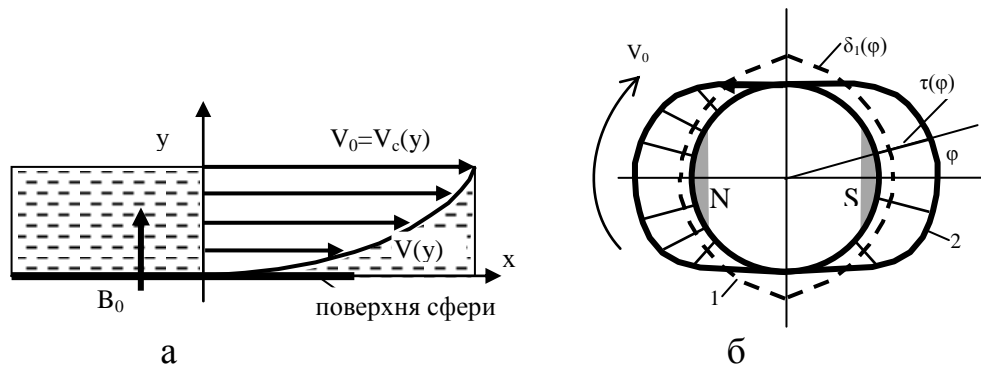


Рис. 5.8. Схема течії магнітної рідини в граничному шарі на поверхні ділянки G сфери (а) і товщина витіснення δ_1 та еюра дотичних напружень τ в граничному шарі на поверхні сфери (б)

Прийmemo, що течія магнітної рідини є плоскою, а швидкість в граничному шарі залежить лише від поперечної координати y , тобто $v = v(y)$. На феромагнітну рідину діє магнітне поле з індукцією B_0 , яка перпендикулярна напрямку руху рідини. Протяжність граничного шару в напрямку x набагато більша розміру шару в напрямку y . Приймемо також, що поверхня сфери є провідником електричного струму із незначним опором та має ідеальний електричний контакт із феромагнітною рідиною [110].

Із умови рівності нулю електричного струму в рідині на значній відстані від початку системи координат одержимо граничні умови для потенціалу електричного поля φ :

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial \varphi}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial \varphi}{\partial z} = \sin \alpha = I. \quad (5.26)$$

де α - кут між вектором індукції \vec{B}_0 та напрямком вектора швидкості \vec{v} .

Рівняння магнітної гідродинаміки спрощені з врахуванням припущень, що мають місце в граничному шарі на стінці [32, 46]. Враховуючи, що зовнішній перепад тиску відсутній та наявні умови (5.26) із рівнянь магнітної гідродинаміки (5.7) одержимо:

$$\frac{d^2V}{dy^2} + Ha^2(V_0 - V) = 0. \quad \text{де число Гартмана } Ha = B_0 L \sqrt{\frac{\sigma}{\rho\nu}} = \frac{B_0}{V_0} \sqrt{\frac{\sigma\nu}{\rho}} \quad (5.27)$$

Рівняння (5.27) задовольняє крайовим умовам виду:

$$V(0) = 0 \quad V(y) \Big|_{y \rightarrow \infty} = V_0 \quad (5.28)$$

Розв'язок рівняння (5.27) із врахуванням (5.28) має вигляд:

$$V(y) = V_0 (1 - e^{-Ha \cdot y}) \quad (5.29)$$

Профілі швидкостей відповідні формулі (5.29) суттєво відрізняються для полюсів і екваторіальної області сфери (див. рис. 5.8 б). В якості характерного розміру взято товщину витіснення δ_1 граничного шару [82]:

$$V_0 \delta_1 = \int_0^{\infty} [V_0 - V(y)] dy \quad (5.30)$$

Підставивши значення швидкості із формули (5.29) в формулу (5.30) одержимо товщину витіснення:

$$\delta_1 = \int_0^{\infty} e^{-Ha \cdot y} dy \quad (5.31)$$

Після інтегрування (5.31) визначено, що товщина витіснення:

$$\delta_1 = \frac{1}{Ha} = \frac{V_0}{B_0} \sqrt{\frac{\rho}{\sigma\nu}} \quad (5.32)$$

Із залежності (5.32) випливає, що товщина витіснення обернено пропорційна індукції в шарі феромагнітної рідини на поверхні сфери. Відповідно на полюсах сфери товщина витіснення буде значно меншою ніж в екваторіальній області (пунктирна крива 1 на рис. 5.8 б).

Похідна швидкості на поверхні сфери визначається диференціюванням залежності (5.29) і складе:

$$\left. \frac{dV}{dy} \right|_{y=0} = V_0 Ha.$$

Дотичне напруження в рідині на поверхні сфери:

$$\tau = \nu \rho \left. \frac{dV}{dy} \right|_{y=0} = \nu \rho V_0 Ha = B_0 \sqrt{\sigma \rho} \cdot \nu^3. \quad (5.33)$$

Із формули (5.33) випливає, що дотичне напруження залежить лише від величини магнітної індукції B_0 . Враховуючи, що на полюсах магнітна індукція набагато більша, ніж в екваторіальній області епюри дотичних напружень мають суттєву нерівномірність (крива 2, на рис. 5.8 б).

Розрахунок течії в граничному шарі доповнено розрахунком циркуляційних течій в порожнині кожуха шарніра. Розрахунок течії на ЕОМ проведено методом кінцевих елементів (рис. 5.9).



Рис. 5.9. Розрахунок на ЕОМ ліній течії в порожнині магнітного шарніра із феромагнітною рідиною

Встановлено, що в порожнині кожуха шарніра виникає циркуляційний рух незначної інтенсивності. На полюсних ділянках сфери має місце сповільнення циркуляційного руху. Повільний рух феромагнітної рідини також виникає внаслідок зміни форми еластичного кожуха. Даний рух рідини має складний циркуляційний характер.

Шарніри знаходяться в системі приводів, яка здійснює вібраційний рух. Це обумовлює вібрації сфери та виникнення циркуляційного руху феромагнітної рідини. Рух феромагнітної рідини є близьким до стійких вторинних течій, які виникають при коливаннях круглого циліндра в рідині. Згідно [82] течія рідини біля циліндра, який переміщується за законом $x=x_0 \cos nt$, характеризується виникненням циркуляційних областей біля поверхні (рис. 5.10).

Прийнято, що закон зміни швидкостей потенціальної течії біля стінки циліндра має гармонічний характер: $U(x,t)=U_0(x)\cos(nt)$, де $U_0(x)$ – швидкість на поверхні циліндра, який обтікається безвихровим

(потенціальним) потоком ідеальної рідини; n – частота коливань циліндра.

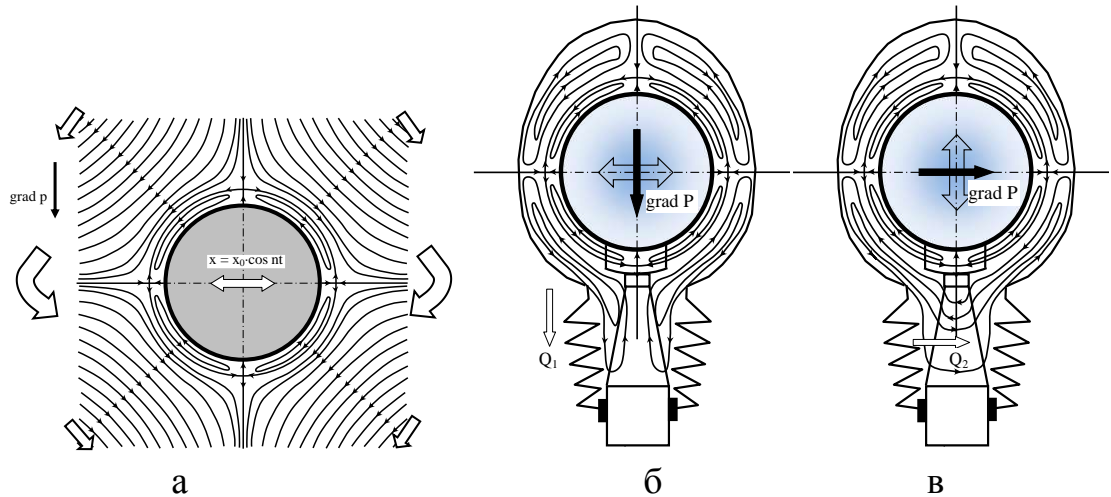


Рис. 5.10. Схема виникнення стійких вторинних течій біля круглого циліндра, який здійснює осциляційний рух в рідкому середовищі (а) і циркуляційні течії при вібраціях сфери у напрямку перпендикулярному вісі хвостовика (б) та при вібраціях направлених по вісі хвостовика (в)

Розрахунок закономірностей течії в граничному шарі на поверхні циліндра виконано за допомогою методу послідовних наближень [82] і визначено розподіл швидкостей в граничному шарі:

$$v_x(x, y, t) = U_0(x) \frac{dU_0}{dx} \frac{1}{n} (\xi_1 e^{2jnt} + \xi_2), \quad j = \sqrt{-1},$$

де комплексно значні функції ξ_1 та ξ_2 мають вигляд:

$$\xi_1 = -\frac{j}{2} e^{-(l+j)\sqrt{2}\eta} + \frac{j}{2} e^{-(l+j)\eta} - \frac{j+1}{2} \eta e^{-(l+j)\eta}, \quad \eta = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{n}{\nu}} y,$$

$$\xi_2 = -\frac{3}{4} + \frac{1}{4} e^{-2\eta} + 2e^{-\eta} \sin \eta + \frac{1}{2} e^{-\eta} \cdot \cos \eta - \frac{\eta}{2} e^{-\eta} (\cos \eta - \sin \eta).$$

Враховуючи зв'язок між функцією течії ψ і швидкістю $v_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}$, знайдено функцію течії в області та відповідні лінії течії (рис. 5.10 а).

На значній відстані від стінки $\eta \rightarrow \infty$ швидкість частинок рідини дорівнює:

$$V_{x\infty} = -\frac{3}{4n} U_0 \frac{dU_0}{dx}.$$

Це означає, що коливальний рух циліндра викликає стаціонарний рух рідини, причому параметри цього руху не залежать від в'язкості рідини.

Аналогічні циркуляційні рухи виникають в феромагнітній рідині, яка знаходиться в середині еластичного кожуха шарніра. Для наближеної оцінки закономірностей циркуляційного руху на основі аналізу течії біля циліндра побудовані якісні картини ліній течії в феромагнітній рідині при коливаннях сфери. При поперечних відносно осі хвостовика коливаннях сфери виникає градієнт тиску, направлений по вісі хвостовика (рис. 5.10, б). Вібраційний рух сфери спричиняє циркуляцію рідини, в тому числі течію рідини в кожусі біля середньої частини хвостовика. Течія рідини інтенсифікується при поздовжніх вібраціях сфери. При цьому виникає градієнт тиску, направлений перпендикулярно вісі хвостовика (рис. 5.10, в). Відповідно формується течія рідини під дією поперечного перепаду тиску.

В розроблених системах приводів запропоновано використати спеціально розроблені багатоважільні сферичні шарніри із феромагнітною рідиною (рис. 5.11).

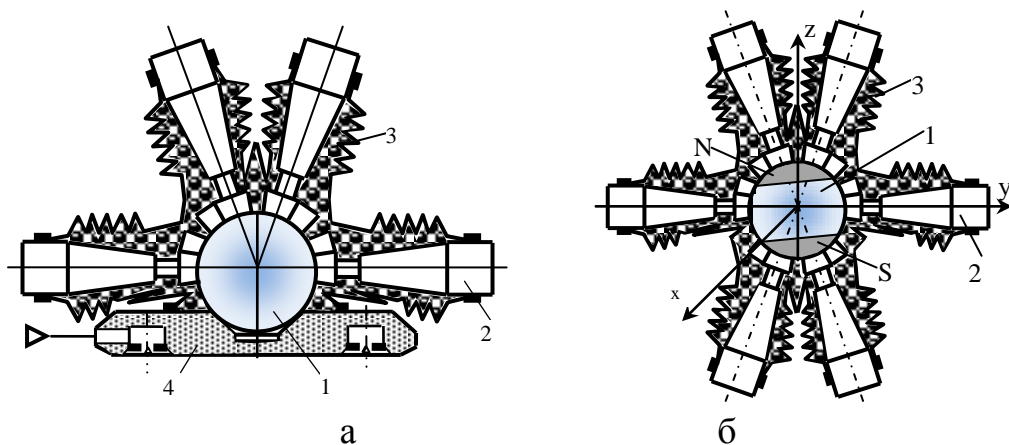


Рис. 5.11. Конструктивна схема багатоважільного магнітного шарніра із феромагнітною рідиною: а – перетин при виді збоку; б – при виді згори

Шарнір має магнітну сферу 1, із якою взаємодіють сферичні поверхні хвостовиків 2 важелів. Шарнір має еластичний кожух 3 порожнина якого заповнена феромагнітною рідиною. Магнітна сфера встановлена на аеростатичній опорі 4. Хвостовики мають змогу переміщуватись по поверхні сфери. При цьому змінюється їх поперечно кутове положення.

На сфері утримуються кілька хвостовиків (див. рис. 5.12).

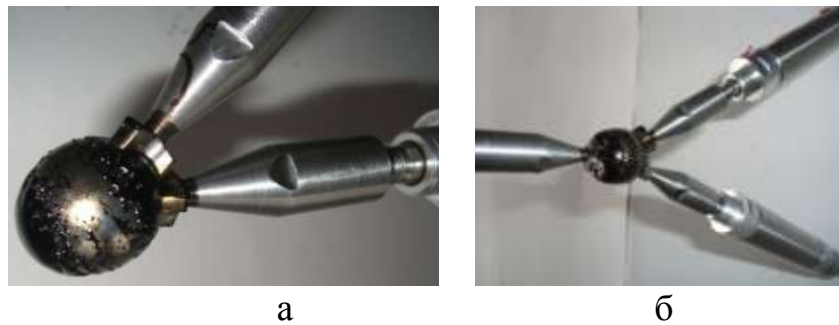


Рис. 5.12. Встановлення двох хвостовиків (а) та трьох (б) на сфері

В процесі експериментальних досліджень встановлено, що відриву хвостовика від сфери при поперечно кутових переміщеннях приводів не спостерігалось. Хвостовики важелів мають виступи, які і взаємодіють між собою (рис. 5.13).

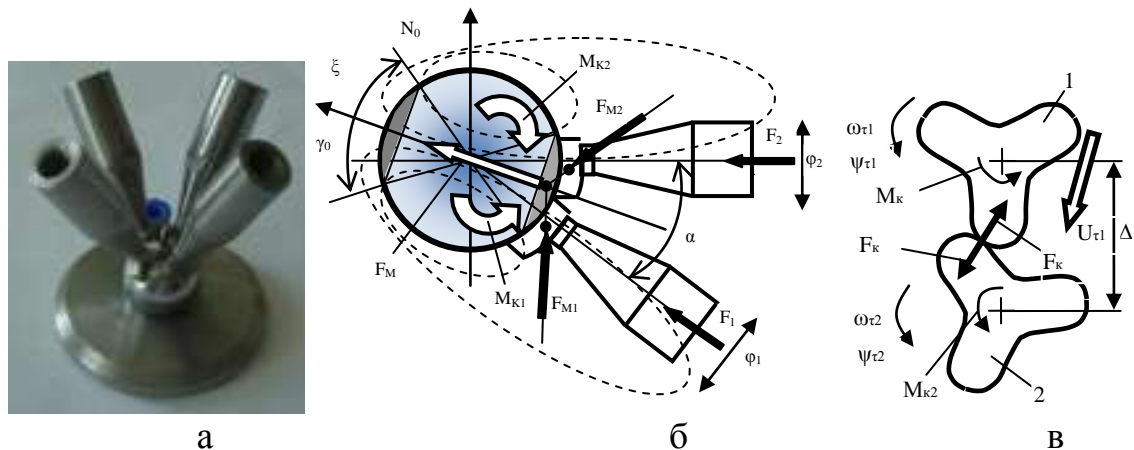


Рис. 5.13. Розташування чотирьох хвостовиків на сфері (а), схема сил, що діють на хвостовики (б) та взаємодія хвостовиків (в)

В процесі функціонування шарніра хвостовики переміщуються по поверхні сферичного магніта. За рахунок дії магнітних сил сфера повертається встановлюючись у своє рівноважне положення (рис. 5.13, б). При цьому виникають сили, які направлені на зближення хвостовиків. Дія зусиль F_k приводить до виникнення крутних моментів, що повертають хвостовики, навколо власних вісей (рис. 5.13 в).

Багатоважільний шарнір має компактне розміщення хвостовиків на сфері. Бокові поверхні хвостовиків утворюють рухому систему лабіринтних каналів (рис. 5.14). Під дією магнітного поля та внаслідок повороту сфери

відносно хвостовиків у лабіринтних каналах виникає циркуляційний рух феромагнітної рідини.

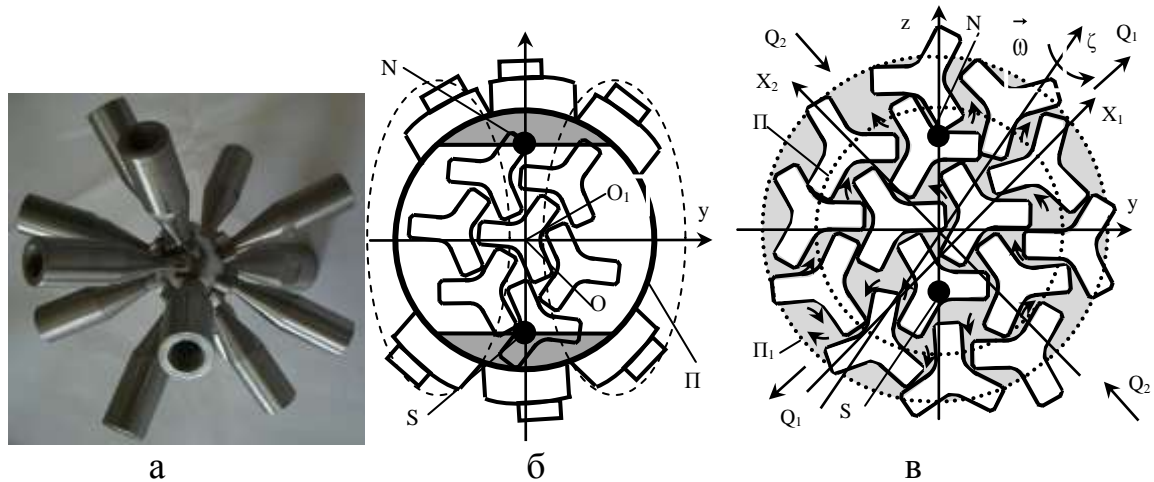


Рис. 5.14. Встановлення 12-ти хвостовиків на сфері (а), умовне зображення розташування хвостовиків важелів на магнітній сфері (б) та розгортка поверхні сфери із системою лабіринтних каналів (в)

Для виявлення закономірностей течії рідини у системі лабіринтних каналів сферична поверхня подана у вигляді круга обмеженого колом Π_1 , площа якого дорівнює площі поверхні сфери (див. рис. 5.14, в).

Половина площі сфери зображується у вигляді круга обмеженого колом Π , а друга половина площі сфери умовно зображується кільцем обмеженим колами Π і Π_1 . При цьому передня центральна частина сфери, яка включає точку O зображується з мінімальним викривленням, а задня частина сфери, яка включає точку O_1 , зображується деформованою але зберігає загальну площу. Найбільша деформація має місце для околиці центра задньої частини сфери, де точка O_1 переходить в круг Π_1 .

Дія магнітного поля сфери на феромагнітну рідину залежить від місця розташування хвостовика відносно магнітних полюсів сфери N і S . З іншого боку вектор середньої швидкості феромагнітної рідини в лабіринтних каналах залежить від напрямку миттєвої вісі обертання сфери відносно хвостовиків та від вектора кутової швидкості повороту сфери $\vec{\omega}$.

Рух рідини в лабіринтних каналах між хвостовиками сферичного шарніра (див. рис. 5.14, в) описано системою рівнянь (5.7), в якій знехтувано

силами інерції у порівнянні із силами в'язкості. Із першого рівняння системи (5.7) одержано рівняння руху рідини із врахуванням анізотропії гідродинамічних характеристик лабіринтних каналів:

$$\mu\Delta\vec{V} = \nabla p - \mu R\vec{V} - \vec{J} \times \vec{B} \quad (5.34)$$

де Δ - оператор Лапласа (лапласіан); ∇ - диференціальний оператор (набла); R - тензор гідравлічного опору середовища; \vec{V} - середня швидкість феромагнітної рідини в лабіринтних каналах.

Вектор середньої швидкості феромагнітної рідини в лабіринтних каналах \vec{V} не буде співпадати по напрямку з вектором градієнта тиску. В проєкціях на осі координат x_1, x_2 маємо співвідношення:

$$\mu V_i = \sum_{j=1}^2 g_{ij} \frac{\partial p_1}{\partial x_j} \quad (5.35)$$

де p_1 - додатковий тиск обумовлений гідравлічним опором системи каналів.

Набір величин g_{ij} утворює тензор проникності середовища:

$$G = (g_{ij}) = \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} \\ g_{21} & g_{22} \end{bmatrix}. \quad (5.36)$$

Зв'язок лапласіана швидкості із градієнтом тиску обумовленим опором каналів визначено у вигляді:

$$\mu\Delta\vec{V} = \text{Re} \frac{\Delta}{d} \nabla p_R, \quad (5.37)$$

де Re - число Рейнольдса; Δ - середній розмір лабіринтного каналу; d - діаметр сфери; p_R - поле статичного тиску, обумовлене опором системи лабіринтних каналів.

Остання складова в правій частині рівняння (5.34) визначає розподіл електромагнітних сил по площі системи лабіринтних каналів. Прийmemo в першому наближенні, що рух феромагнітної рідини в системі лабіринтних каналів є плоскопаралельним. При цьому:

$$\vec{J} \times \vec{B} = \frac{\rho\sigma}{\eta} (\vec{E}_z - \vec{V}B_0) B_0.$$

Врахувавши відносні параметри визначимо:

$$\vec{J} \times \vec{B} = Ha^2 \left(\overline{|\vec{V}|} - \overline{K} \right) \cdot V_0 / y_0.$$

де V_0 , y_0 - характерні значення швидкості феромагнітної рідини та характерного розміру лабіринтного каналу. При невеликих значеннях напруженості зовнішнього електричного поля $\overline{K} \approx 0$ одержимо:

$$\vec{J} \times \vec{B} = Ha^2 \cdot \overline{|\vec{V}|} / y_0.$$

Прийmemo, що вектор швидкості повільної течії в лабіринтних каналах є градієнтом деякої скалярної функції p_M . При цьому одержимо:

$$\vec{J} \times \vec{B} = \frac{d \cdot Ha^2}{\Delta} \cdot \nabla p_M. \quad (5.38)$$

Із врахуванням залежностей (5.37), (5.38) із рівняння (5.34) одержимо:

$$\mu \Delta \vec{V} = \nabla \left(p_\tau - \text{Re} \frac{\Delta}{d} p_R - \frac{d \cdot Ha^2}{\Delta} p_M \right). \quad (5.39)$$

Із рівняння (5.39) випливає, що швидкість \vec{V} осередненого повільного руху феромагнітної рідини буде визначена градієнтом гідродинамічного тиску p_τ із врахуванням зниження градієнту тиску по причині гідравлічного опору лабіринтних каналів (еквівалентний тиск p_R) та зниження градієнта тиску внаслідок дії магнітних сил (еквівалентний тиск p_M).

Враховуючи лінійність диференціального оператора в правій частині рівняння (5.39) для встановлення закономірностей руху феромагнітної рідини одержано три рівняння:

$$\Delta \vec{V}_\tau = \frac{1}{\mu} \nabla p_\tau, \quad \Delta \vec{V}_R = -\frac{1}{\mu} \text{Re} \frac{\Delta}{d} \nabla p_R, \quad \Delta \vec{V}_M = -\frac{1}{\mu} \text{Re} \frac{\Delta}{d} \nabla p_M, \quad (5.40)$$

Перше рівняння (5.40) визначає рух рідини в лабіринтних каналах, причиною якого є поворот сфери відносно хвостовиків важелів, друге рівняння визначає сповільнення руху за рахунок гідравлічного опору із врахуванням властивостей анізотропії системи каналів, а третє рівняння визначає сповільнення руху по причині дії магнітних сил.

Розглянуто окремо кожне із рівнянь (5.40), які описують складові руху рідини. Гідродинамічний тиск p_τ в системі лабіринтних каналів прийнято пропорційним дотичним напруженням на крайках сферичних поверхонь

хвостовиків, в яких V_0 прийнято рівним окружній швидкості сфери при її повороті відносно миттєвої вісі (див. рис. 5.14 в), яка знаходиться в залежності:

$$V_0 = \omega \cdot r, \quad (5.41)$$

де ω - модуль кутової швидкості; r - поточний радіус точки сфери при її повороті навколо вісі ζ .

Перше рівняння (5.40) із врахуванням (5.41) приводиться до рівняння Пуассона виду:

$$\Delta V = 0,75\omega r / (\mu b), \quad (5.42)$$

де b – характерний розмір хвостовика.

Розв'язок рівняння (5.42) здійснено чисельним методом із використанням стандартних процедур математичних пакетів. Одержано значення розподілу швидкості по поверхні сфери (рис. 5.15, а).

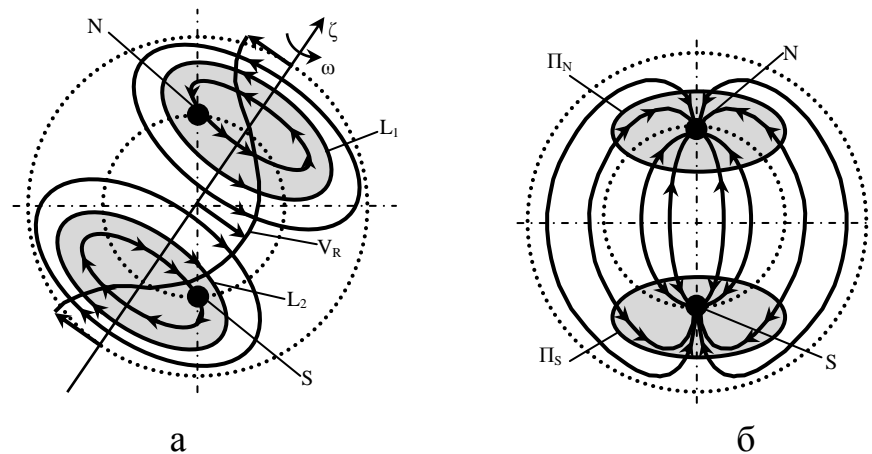


Рис. 5.15. Розподіл швидкостей повільного руху феромагнітної рідини в лабіринтних каналах обумовлений відносним поворотом сфери (а) та лінії течії повільного руху феромагнітної рідини в лабіринтних каналах обумовлені дією магнітних сил (б)

Розрахунком встановлено наявність двох кругових циркуляційних зон обмежених лініями течії L_1 та L_2 . Дані зони включають області магнітних полюсів сфери N і S .

Розв'язок третього рівняння (5.40) здійснено при введенні припущення про локалізацію областей магнітних полюсів сфери шляхом їх стягування в точки. При цьому третє рівняння (5.40) приводиться до рівняння Лапласа по

всій поверхні сфери за винятком точок N і S відповідних полюсам. Розв'язок рівняння Лапласа відповідає течії що включає два стоки, які локалізовані в області полюсів магнітної сфери (рис. 5.15, б).

В результаті розрахунків встановлено, що повільний рух рідини в лабіринтних каналах обумовлений дією магнітних сил приводить до появи областей Π_N та Π_S підвищеного тиску, які знаходяться в околицях полюсів сфери. Феромагнітна рідина скупчується в даних областях просочуючись через лабіринтні канали із екваторіальних ділянок сфери. В подальшому феромагнітна рідина із областей високого тиску розповсюджується по об'єму порожнини сферичного шарніра.

Розглянуті вище складові руху рідини підсумовуються із врахуванням гідравлічного опору щілин. Наявність анізотропії гідравлічних характеристик приводить до зосередження течії рідини в напрямку каналів лабіринтів. Формуються різнонаправлені потоки рідини Q_1, Q_2 орієнтовані по головному напрямку каналів на поверхні сфери X_1, X_2 (див. рис. 5.14 в).

Розглянуті в підрозділі 4.1 сферичні шарніри мають контактуючі через шар феромагнітної рідини однорідні по магнітним властивостям деталі. Суттєвим розвитком даних пристроїв є застосування новітніх матеріалів і технологій, зокрема металполімерних композитів. Результати досліджень таких пристроїв викладені в наступному підрозділі.

5.2. Функціонально-орієнтована елементна база гідро- і пневмоприводів, в якій застосовано феромагнітний металполімерний композит

Для розширення функціональних можливостей шарнірів та поліпшення їх характеристик запропоновано використати деталі із феромагнітного металполімерного композиту, що має основу у вигляді епоксидної смоли в якій поміщені мікроскопічні залізні кульки [23]. Сферичні шарніри ковзання, які використовують деталі із композита 4, мають сфери 1, з'єднані із штангами 2 системи приводів (рис. 5.16 а).

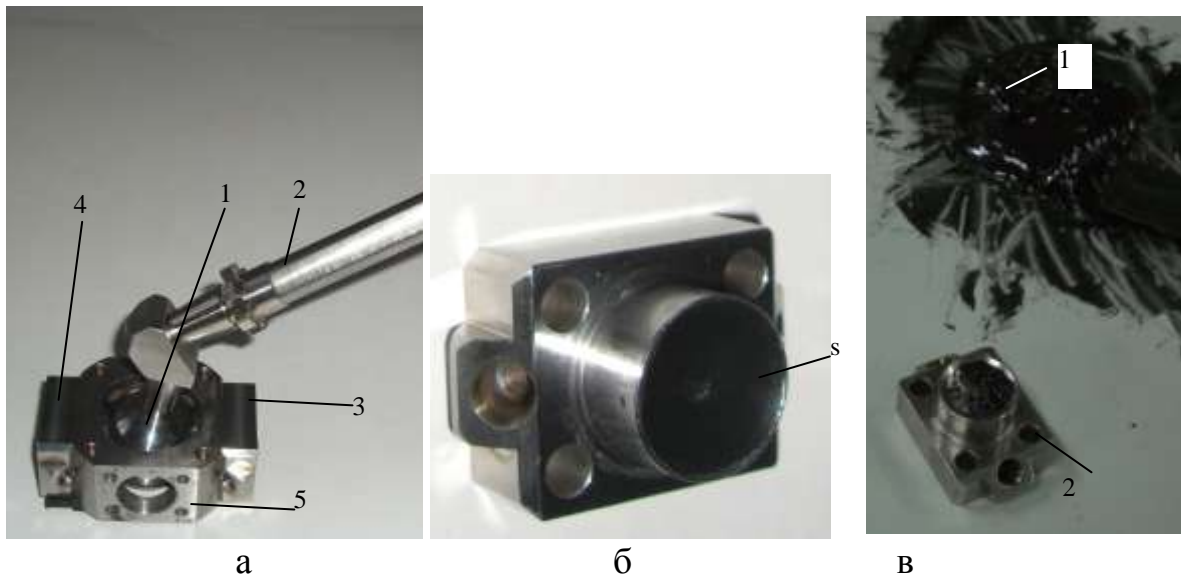


Рис. 5.16. Сферичний шарнір ковзання (а), його вставки (б) із сферичною поверхню сформованою із феромагнітного металполімерного композиту та нанесення пастоподібного композита на поверхню вставки (в)

Із сферою взаємодіють вставки 3 і 4 встановлені в корпусі 5 шарніра. Поверхні вставок S (рис. 5.16 б), які взаємодіють із сферою, сформовані з металполімерного композиту. Розроблена спеціальна технологія формування внутрішніх сферичних поверхонь шарніра. Підготовлена суміш пастоподібного металполімера 1 наноситься на робочу поверхню вставки 2 (рис. 5.16 в). Сфера змащується спеціальним розділюючим розчином, що зменшує адгезію композита. Після цього вставка поміщається в корпус шарніра і фіксується гвинтами. Після застигання сформована сферична поверхня повторює поверхню сфери шарніра.

Розроблені широкодіапазонні сферичні магнітні шарніри із одностороннім сферичним контактом. Вони мають сфери 1 із хвостовиками 2 та корпусні деталі у вигляді магнітних кілець 3, отвори яких заповнені феромагнітним металполімерним композитом 4 (рис. 5.17 а). На поверхню контакту наноситься змащувальна рідина: мінеральне мастило або феромагнітна рідина. На сферичній поверхні, в разі необхідності формуються отвори (кармани) (див. рис. 5.17 в).

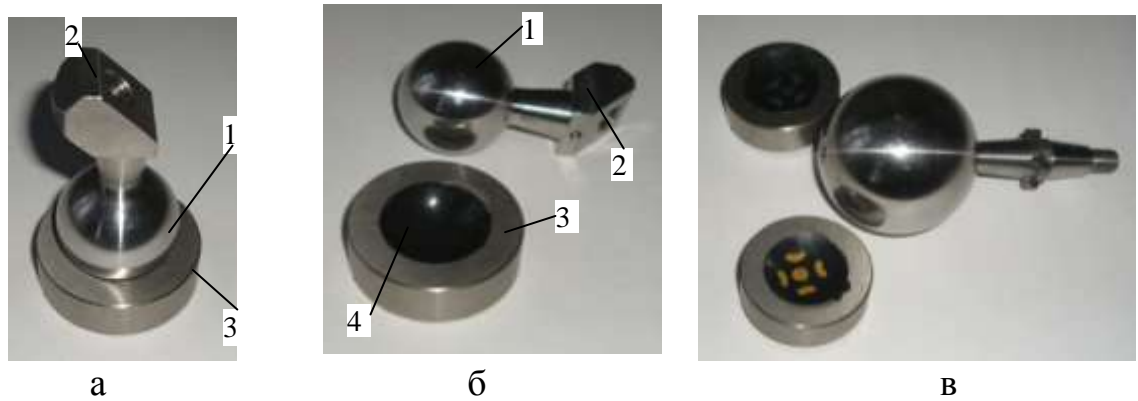


Рис. 5.17. Магнітні шарніри з одностороннім контактом виготовлені з металополімерного композиту: а – шарнір в зібраному стані; б – деталі шарніра; в – формування карманів на поверхні з металополімера

Сфера шарніра притискається до сферичної поверхні з композита магнітними силами. Дані конструкції шарнірів допускають аеростатичне розвантаження області контакту. При цьому в кармани підводиться стиснене повітря.

Розроблена конструкція подвійного подвійного аеростатичного шарніра. Він має корпус у вигляді кільцевого постійного магніта 1 порожнина якого заповнена металополімерним композитом 2 (рис. 5.18 а).

Із сферичними поверхнями взаємодіють феромагнітні сфери 3 із хвостовиками. В боковій стінці корпуса шарніра виконано отвір, в який поміщено патрубок 4. Він служить для підводу повітря до аеростатичних опор шарніра, які мають дросельні отвори 5.

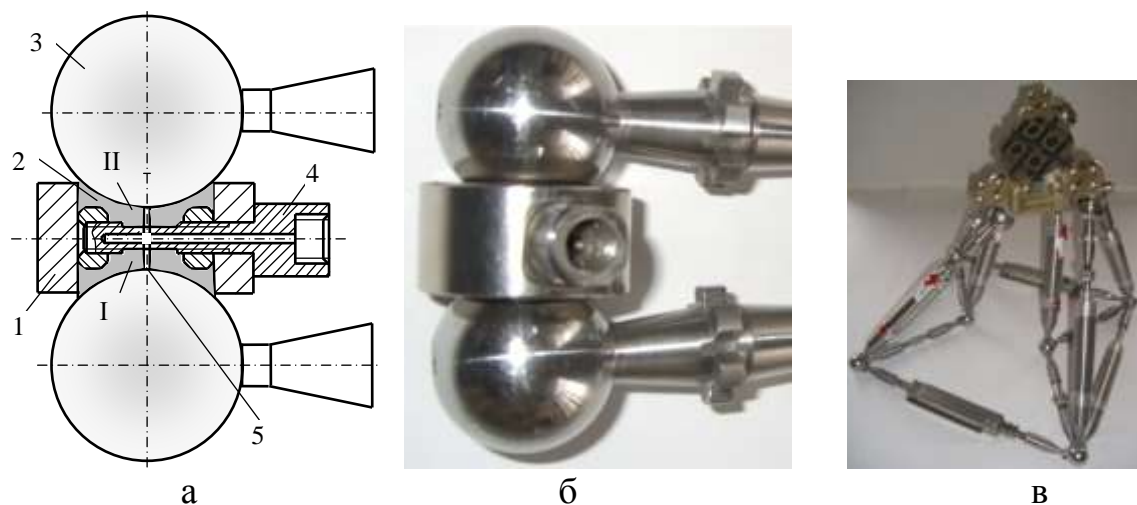


Рис. 5.18. Схема подвійного аеростатичного магнітного шарніра (а), виготовлений дослідний зразок (б) та система із розробленими шарнірами (в)

Шарніри виготовлено в якості дослідних зразків (рис. 5.18 б) і використано при макетуванні просторових систем приводів (рис. 5.18 в).

Поверхня шарніра виготовленого із феромагнітного металполімерного композиту має особливі властивості. В літературних джерелах відсутні дані про властивості поверхонь виготовлених із феромагнітних металполімерних композитів. Тому проведені спеціальні дослідження поверхонь з використанням лазерного скануючого мікроскопа (рис. 5.19 а).

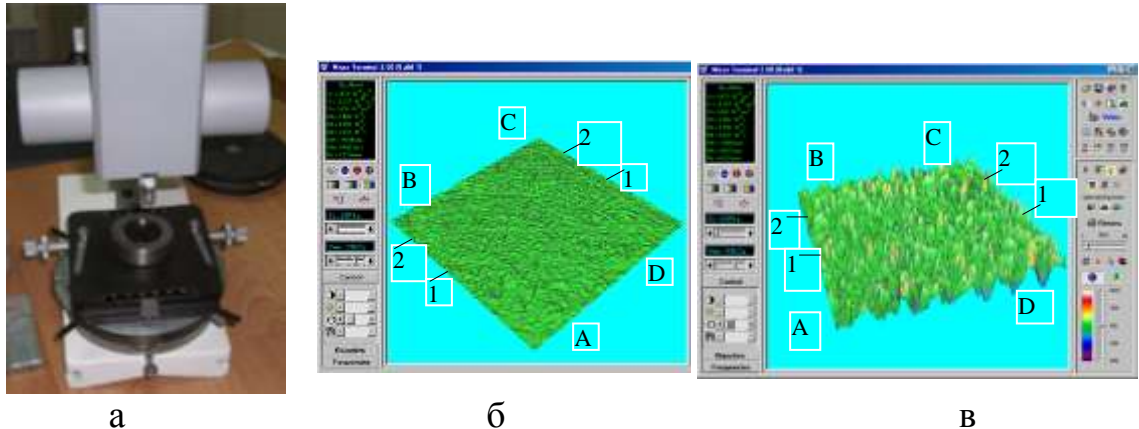


Рис. 5.19. Дослідження поверхні шарніра на лазерному мікроскопі (а) та топограми ділянки мікропрофіля в різних масштабах по осі ординат (б, в)

Встановлено, що на поверхнях з композиту наявна регулярна система мікрорізступів та мікрорізпадин (рис. 5.19 б, в). Число виступів і впадин для розглянутої квадратної ділянки розміром сторони 67,4 мкм знаходиться в межах 150..180. Це дає середню площу комплексу виступ-впадина близько 25..30 мкм². Відповідно середній період хвиль складає 5..5,5 мкм. При цьому періоди хвилястості в різних напрямках є близькими.

В перетинах спостерігаються зміни висоти мікропрофіля близькі до гармонічного закону з розмахом близько 4 мкм та періодом зміни висоти мікропрофіля $T=0,8-6,4$ мкм (рис. 5.20). На першій ділянці (рис. 5.20 а) простежуються гармонічні складові с періодами $T=1,2; 4,2; 6,4$ мкм та відповідно амплітудами $a=0,2; 0,5; 1; 2$ мкм. Період довгоперіодичної хвилястості складає 36,3 мкм. Для сусіднього перетину (рис. 5.20 б) профілограма включає більшу кількість короткоперіодичних складових.

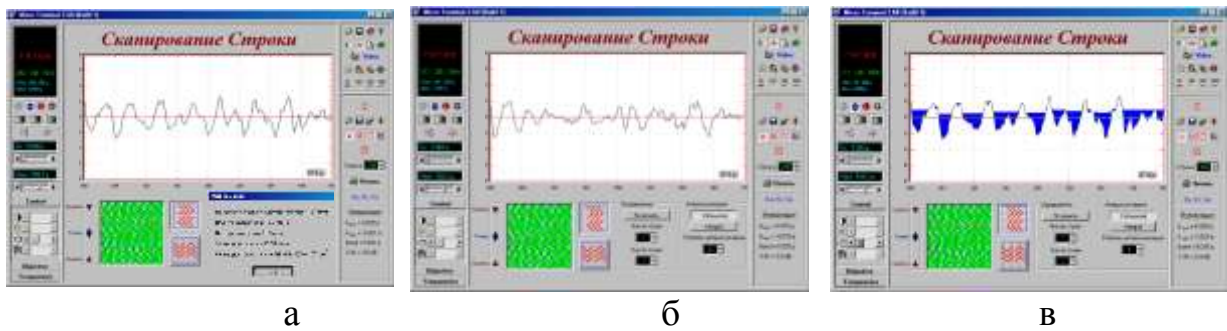


Рис 5.20. Профілограми мікропрофіля в двох перетинах: а – в центрі області; б – на краю області; в – мастило ємності мікропрофіля

На профілограмі простежуються гармоніки с періодами $T=0,5-6,5$ мкм. Розмах кривої мікропрофіля в даному перетині складає 3,5 мкм, що дещо менше ніж в першому перетині (4,1 мкм). На кривій мікропрофіля простежуються ділянки з періодом $T=0,6; 1,3; 1,9; 3,2; 4,2; 6,4$ мкм при відповідних амплітудах гармонік $a=0,1; 0,2; 0,5; 0,8; 1; 2$ мкм.

Для характерних перетинів мікропрофіля визначено його параметри. Зокрема, визначено мастилоємність мікропрофіля (рис. 5.20 б). Доведено, що кількість мастила, яка знаходиться у мікровпадинах складає 12...25% впадин.

Встановлено, що при вимірах спостерігається суттєве відхилення параметрів від середніх значень. Зокрема зміни середньоарифметичного відхилення сягають 20%, а відхилення середньої довжини хвиль 25%.

Мікропрофілі поверхні в перетинах (див. рис. 5.20) послужили основою для визначення їх статистичних параметрів [10]. Визначені статистичні характеристики висоти локальних мікровиступів та кутів нахилу поверхонь мікровиступів (рис. 5.21).

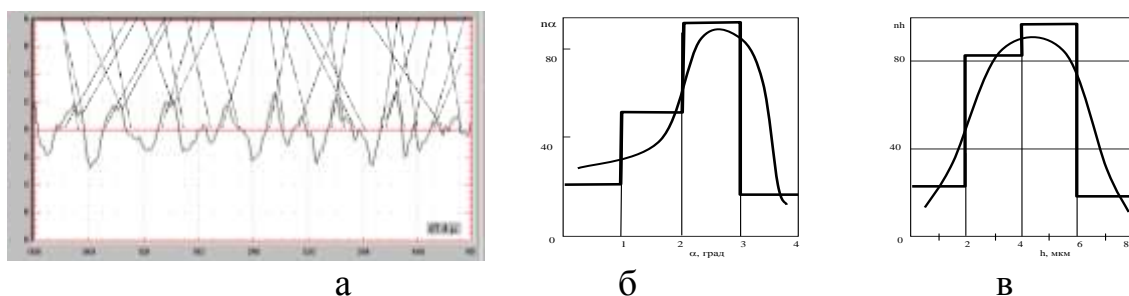


Рис. 5.21. . Мікропрофіль в перетині та визначення кутів нахилу дотичних виступів мікропрофіля (а), гістограма розподілу кутів нахилу дотичних мікровиступів (б) та гістограма висот локальних мікровиступів (в)

Проведена статистична обробка значень кутів нахилу дотичних. Середні значення кутів нахилу дотичних мікрориступів складають $\alpha_c = 2^\circ 15'$. Діапазон зміни кутів нахилу дотичних по вершинах складає $0..4^\circ$ (рис. 5.21 б).

Визначені статистичні характеристики висоти локальних виступів мікропрофіля. Середнє значення висоти локальних виступів мікропрофіля складає $3,5..5,5$ мкм, а висота виступів змінюється в діапазоні $1..8$ мкм.

Експериментально визначена топограма мікропрофіля з композиту описана аналітичним виразом у вигляді відрізка двомірного ряду Фурє:

$$y(x, y) = \frac{a_0}{2} = \sum_{k=0}^{N_x} \sum_{m=0}^{N_y} a_{km} \cos(k\omega_x x + m\omega_y y) + b_{km} \sin(k\omega_x x + m\omega_y y).$$

Коефіцієнти ряду a_{km} , b_{km} – визначено на основі результатів вимірів. Для цього застосована спеціальна методика гіперспектрального аналізу [25].

Наявність сферичних частинок обумовлює специфічне формування поверхні композиту при його застиганні. Сформована поверхня має квазіоднорідну систему виступів і впадин (рис. 5.22).

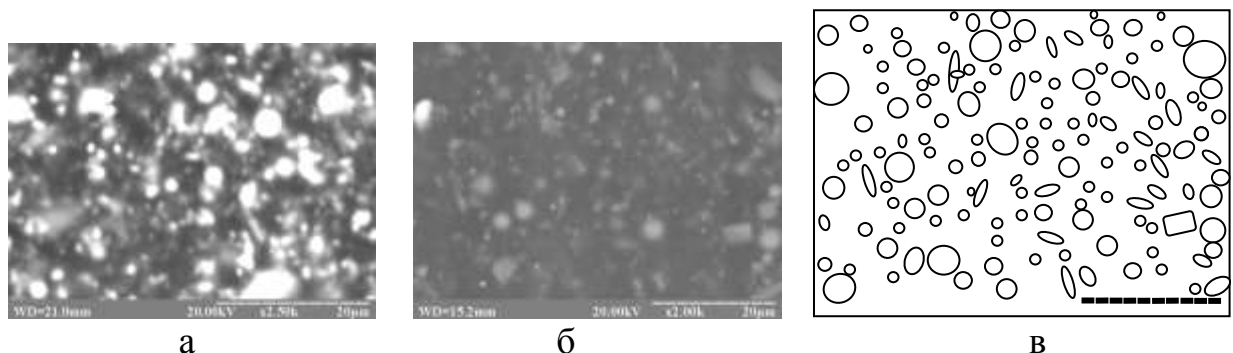


Рис. 5.22. Електронні мікрофотографії сферичної поверхні із композиту: а – металеві включення в при поверхневому шарі; б – вигляд поверхні у відбитих променях; в - відповідні фото розташування металевих частинок

Із аналізу фото випливає, що металеві частинки в приповерхневому шарі розташовуються рівномірно по площі та мають приблизно однакову форму (рис. 5.22 а). Для визначення закономірностей їх розташування виконано фотографування поверхні у відбитих променях (рис. 5.22 б). На фото простежуються металеві включення поверхні у вигляді світлих плям. Їх форма близька до кругів або еліпсів. Окремі плями об'єднуються між собою

утворюючи ланцюжки. Для знаходження розмірів та розташування металевих включень проведена обробка результатів вимірів (рис. 5.22 в). Побудовані гістограми розподілу металевих включень по розмірам та розподілу відстаней між сусідніми включеннями (рис. 5.23 а, б).

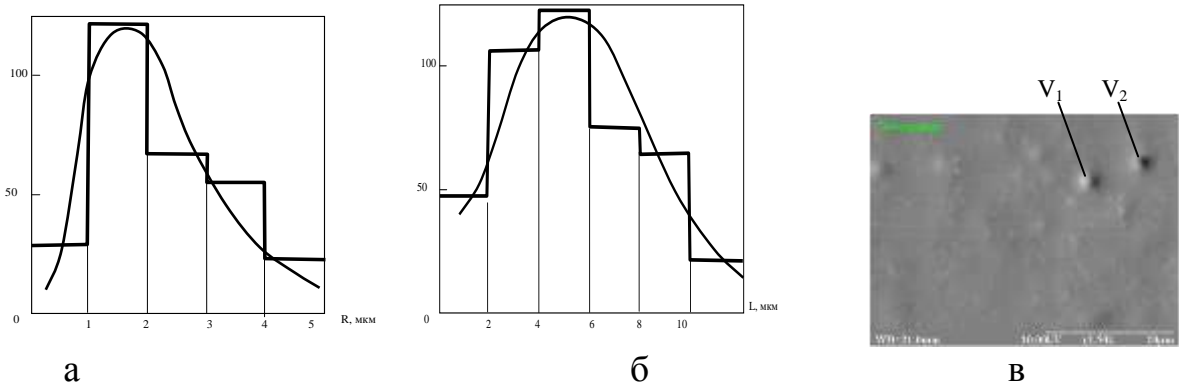


Рис. 5.23. Гістограми розподілу числа металевих включень по розмірам (а), розподілу відстаней між включеннями (б) та прояв наявності металевих кульок в при поверхневому шарі (в)

Металеві включення у вигляді великих кульок заліза, які знаходяться близько до поверхні проявляються у виді округлих виступів V_1 , V_2 на поверхні (рис. 5.23 в). Для віддалених від поверхні включень виступи мають незначну висоту і майже непомітні на електронних фото.

Металеві включення в об'ємі композиту досліджені в перетинах по електронним фото сколів металполімерного композиту (рис. 5.24).

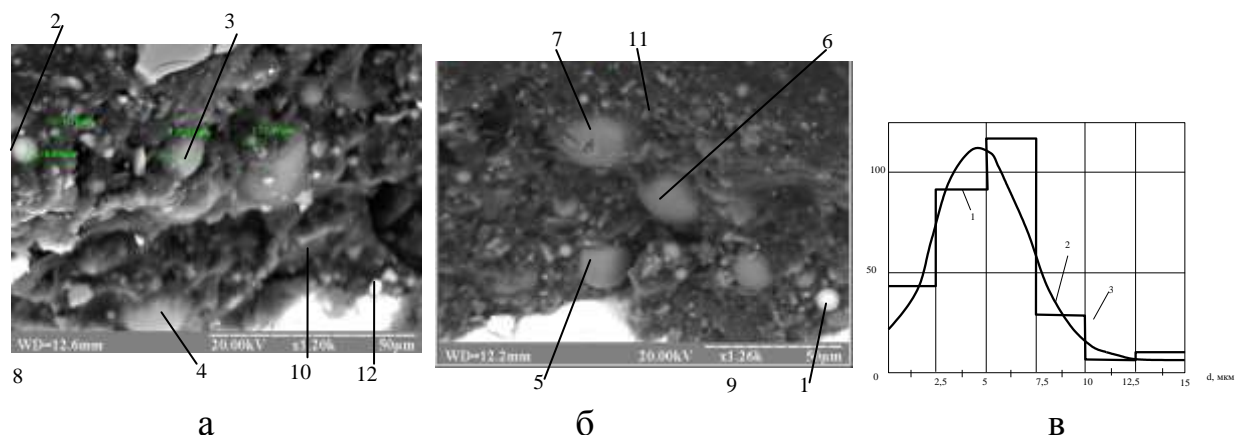


Рис. 5.24. Електронні фото сколів феромагнітного металполімерного композиту (а, б) та гістограма частоти наявності кількості сфер відповідного розміру в сколах (в)

На сколах спостерігаються сферичні частинки різного розміру. Частинки 1 і 2 відповідають кулькам із металу. Сферичні частинки 3-7 відповідають сферам покритим шаром полімеру. В композиті наявні включення 8-10 неправильної форми, а також дрібні частинки забруднень 11, 12.

Встановлено, що на сколі простежуються металеві включення діаметром 2...20 мкм. Для виділених сколів підрахована кількість сферичних частинок заліза n_i , діаметральні розміри яких попадають у відповідний розряд. Розбиття значень розмірів кульок на k розрядів виконане з постійним кроком по діаметру $\Delta d = 2,5$ мкм. В результаті побудована гістограма частоти наявності числа сфер певного розміру (рис. 5.24 в).

Відносна частість N_i наявності сфер відповідних розмірів в i -му розряді:

$$N_i = n_i / \sum_{j=1}^k n_j \quad (5.43)$$

Оцінка математичного сподівання середнього діаметра сфер:

$$m = \sum_{i=1}^k N_i \cdot 2r_i, \quad (5.44)$$

де r_i – середній в i -му розряді радіус сфери.

Встановлено, що середнє значення діаметра сфери складає $m = 6,8$ мкм.

Оцінка дисперсії розмірів сфер здійснюється за наступною залежністю:

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^k N_i (2r_i - m)^2 \quad (5.45)$$

Розраховане значення середньоквадратичного відхилення $\sigma = 1,2 \dots 1,6$ мм.

Для згладжування гістограми розподілу частоти наявності сфер відповідного розміру використано нормальний закон [10]. Ординати кривої функції щільності розподілу згідно з нормальним законом:

$$\frac{dN}{dr} = \varphi(r) = \frac{N_{ok}}{W_k \sqrt{2\pi\sigma}} e^{-\frac{(r-m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (5.46)$$

де N_{ok} – загальне число сфер в контрольному об'ємі; W_k – величина контрольного об'єму.

Оцінка середнього числа сфер в контрольному об'ємі: $N_o = N_{ok} / W_k$.

За результатами експериментальних вимірювань середнє число сфер в одиниці об'єму складає:

$$N_o = 7..12 \times 10^3 \text{ 1/мм}^3, \quad (5.47)$$

Це відповідає об'ємній концентрації металу в композиті $C_0 = 6...12\%$.

Для визначення форми частинок заліза в складі композиту проведена електронна мікроскопія пастоподібної складової композиту (рис. 5.25).

На мікрофотографіях простежуються металеві кульки діаметром $1...20$ мкм. Кульки мають правильну сферичну форму. По електронним фото виконано підрахунок числа кульок певних розмірів та побудована гістограма розподілу кількості кульок по розмірам (рис. 5.25 в).

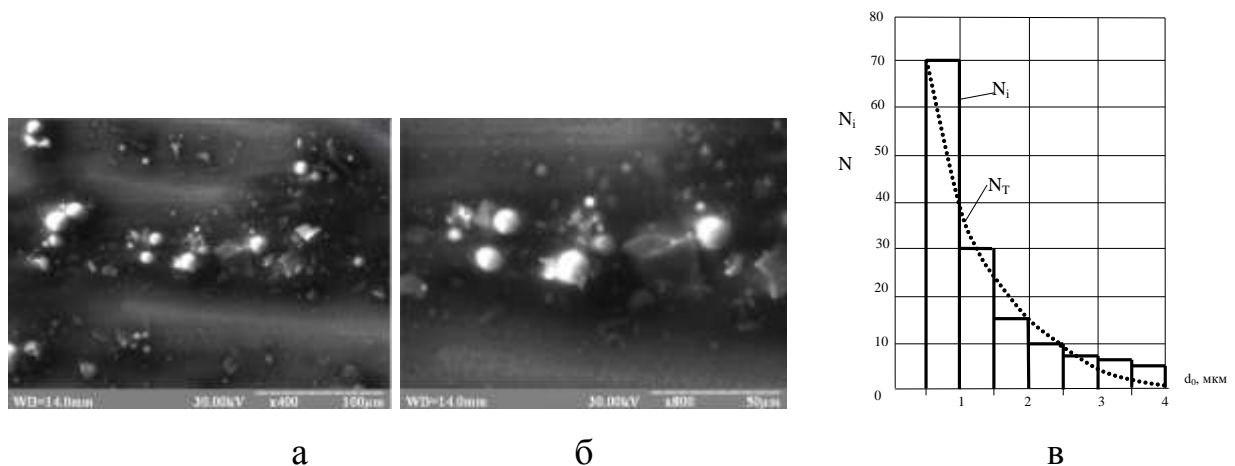


Рис. 5.25. Електронні фото металполімера при різному збільшенні (а, б) та гістограма частоти металевих кульок відповідних розмірів (в)

Закон розподілу частоти наявності металевих кульок відповідного розміру наближено описано експоненціальною залежністю:

$$N_T = ae^{-b(d-d_m)}, \quad (5.48)$$

де a , b , d_m – константи, числове значення яких знаходиться в межах $a=75..100$, $b=1,8..2,2$ 1/мкм, $d_m=4,8$ мкм.

За допомогою електронної мікроскопії досліджено хімічний склад композиту на різних ділянках (рис. 4.26 а). В області розташування сферичної частинки 1 (див. рис. 5.24 б) наявний значний вміст заліза 95% (рис. 5.26 а).

В середньому хімічний склад металполімерного композиту (рис. 5.26 б) характеризується наявністю 10..30% вуглецю, 5..65% кисню, 2..45% кремнію та включення сфер із заліза.

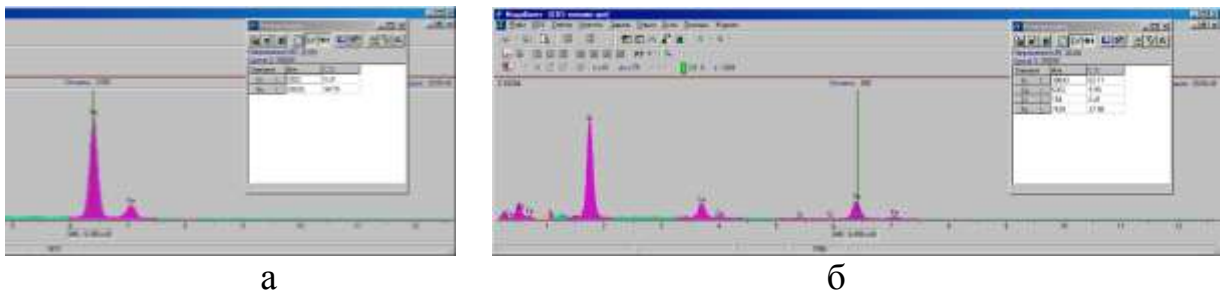


Рис. 5.26. Визначення хімічного складу композиту в області металевої сфери (а) та в області, де наявний полімерний шар (б)

Проведені дослідження поверхні композиту послужили основою для дослідження специфічних процесів течії в щілині шарніра [148] (рис. 5.27).

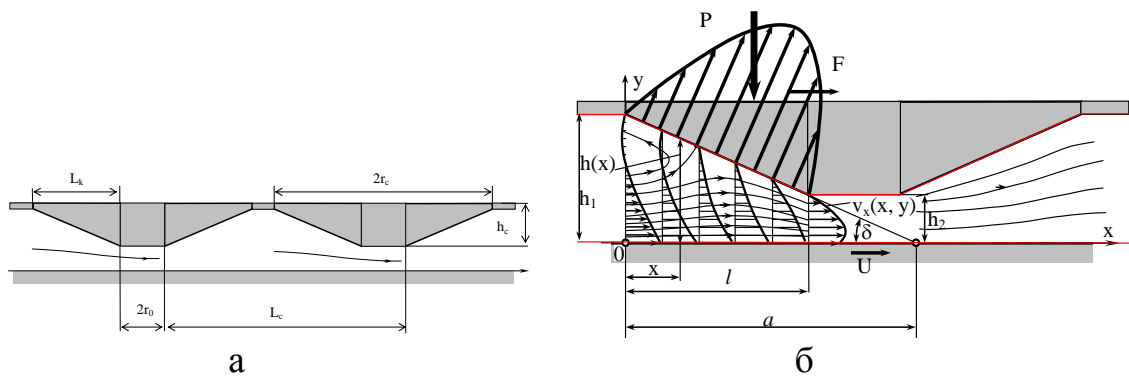


Рис. 5.27. Схема середньостатистичних мікровиступів на поверхні металполімеру (а) та картина ліній течії і епюра гідродинамічного тиску в конфуз орній ділянці поверхні щілини де утворено гідродинамічний клин

Прийнято, що середньостатистичні мікровиступи мають висоту близько $h_c = 4$ мкм, а кут нахилу мікровиступа в середньому складає $\alpha_c = 2^\circ 15'$. Середня довжина клина складає близько $L_k = r_c = r_0 = 1,5$ мкм.

При зміщенні сфери шарніра відносно поверхні металполімера, яка має регулярні виступи утворюється система гідродинамічних клинів. В середньому число даних клинів відповідає числу виступів на одиницю площі і складає $(3...4) \cdot 10^4 \text{ мм}^{-2}$. При переміщенні сфери шарніра з швидкістю U в околиці виступа утворюється гідродинамічний клин. Він виникає в центральній області мікровиступа у напрямку руху. Прийнято, що в тонкому шарі відповідному перетину виступа течія рідини близька до течії в плоскій гідродинамічній опорі (рис. 5.27 б).

Розподіл тиску по довжині клина одиничної товщини визначено залежністю [82]:

$$p(x) = p_0 + 6\mu U \frac{1}{h_1^2 - h_2^2} \frac{(h_1 - h)(h - h_2)}{h^2}, \quad (5.49)$$

де - h_1, h_2 значення зазору на вході і виході клина; μ - динамічна в'язкість мастила, U - окружна швидкість руху сфери; p_0 - постійне значення тиску.

Формула (5.49) має місце для течії в плоскому гідродинамічному клині одиничної товщини. Одержані результати узагальнені на гідродинамічний клин кінцевої ширини b , яка визначається із умови рівності.

Результуюча сил тиску в гідродинамічному клині кінцевої ширини b визначається шляхом інтегрування залежності (5.48) і складе:

$$P = b \int_0^l p dx = \frac{6\mu UL_k^2}{(k-1)^2 h_2^2} \left[\ln k - \frac{2(k-1)}{k+1} \right] \cdot b, \quad (5.50)$$

де - коефіцієнт $k = h_1/h_2$, L - довжина клина.

Результуюча дотичних напружень на стінці [122]:

$$F = -b \int_0^l \mu \frac{dv_x}{dy} \Big|_{y=0} dx = \frac{\mu UL_k}{(k-1)h_2} \left[4 \ln k - \frac{6(k-1)}{k+1} \right] \cdot b.$$

Зазор на вході гідродинамічного клина складає: $h_1 = h_2 + h_c$. Відповідно значення коефіцієнта дорівнює:

$$k = 1 + \frac{h_c}{h_2}. \quad (5.51)$$

Об'єднавши формули (5.50) і (5.51) одержимо:

$$P = \frac{6\mu b UL_k}{h_c^2} \left[4 \ln \left(1 + \frac{h_c}{h_2} \right) - \frac{2h_c}{2h_2 + h_c} \right] = P(h_2). \quad (5.52)$$

Аналогічно знаходиться сила тертя на виступі:

$$F = \frac{\mu b UL_k}{h_c} \left[4 \ln \left(1 + \frac{h_c}{h_2} \right) - \frac{6h_c}{2h_2 + h_c} \right] = F(h_2). \quad (5.53)$$

В формули (5.52), (5.53) входить значення еквівалентної ширини гідродинамічного клина b . Воно визначається формою і розмірами мікровиступів (рис. 5.28). Прийmemo, що мікровиступ має вигляд зрізаного конуса (рис. 5.28 в). На виступі має місце падіння тиску в напрямку

перпендикулярному швидкості U . Прийнято, що падіння тиску відповідає

$$p_e(z) = p \left[1 - \left(\frac{z}{r_c} \right)^2 \right], \quad (5.54)$$

де p - значення тиску в центральній частині мікровиступа, r_c - середній діаметр конуса.

Еквівалентна ширина мікровиступа b знайдена із умови рівності площ прямокутної та параболічної епюр тиску, записаної у вигляді:

$$p \cdot b = 2 \int_0^{r_c} p_e(z) dz.$$

Підставивши значення тиску із формули (5.54) та виконавши інтегрування знайдемо $b = \frac{3r_c}{4}$.

В результаті дослідження мікропрофіля (див. рис. 5.22 в) встановлена наявність на поверхні еліптичних мікровиступів розташованих хаотично (рис. 5.28 б), що приводить до зміни гідродинамічних клинів (рис. 5.28 г, д).

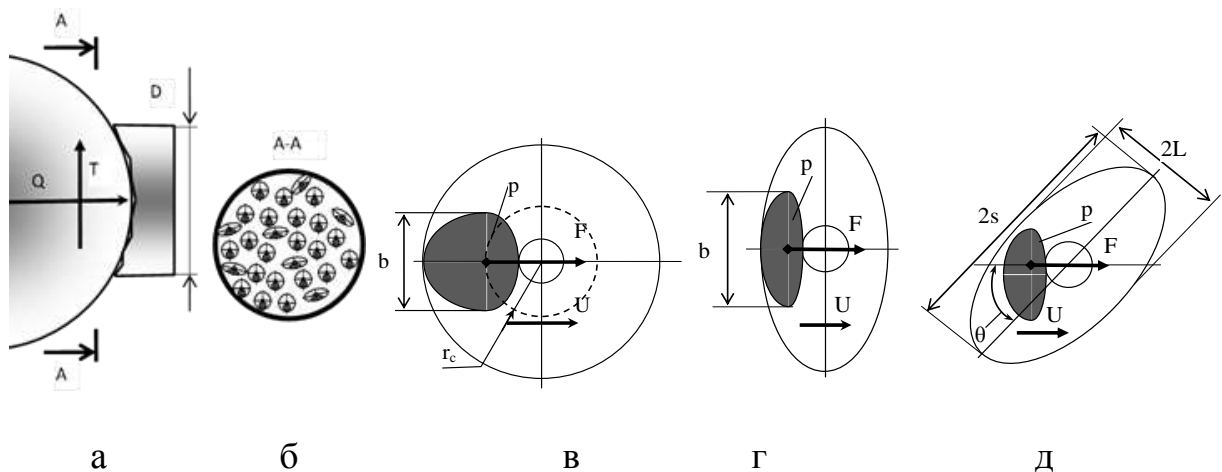


Рис. 5.28. Утворення мікроскопічних гідродинамічних клинів на поверхні феромагнітного металполімеру: а – схема взаємодії сфери і опорного елемента; б – мікровиступи на поверхні; в – область підвищеного тиску в околиці конічного мікровиступа; г - еліптичного мікровиступа; д – гідродинамічний клин при розташуванні еліптичного виступа під кутом до швидкості U

Для конічного мікровиступа (рис. 5.28 в) форма і несуча здатність гідродинамічного клина залишається незмінною при зміні напрямку

швидкості. При розташуванні еліптичного мікровиступа перпендикулярно напрямку руху (див. рис. 5.28 г) має місце максимальна несуча здатність гідродинамічного клина. При розташуванні еліптичного мікровиступа під кутом θ до напрямку руху (рис. 5.28 д) несуча здатність клина зменшується. Зміни несучої здатності гідродинамічного клина описані залежністю:

$$P_k = (P_{\max} - P_{\min}) \cos \theta + P_{\min}, \quad (5.55)$$

де P_{\max} і P_{\min} - максимальна і мінімальна несуча здатність клина.

Прийнято, що зміни навантаження пропорційні відношенню напіввісей:

$$\frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \frac{s}{L} \quad (5.56)$$

Наближено прийнято зв'язок між несучими здатностями еліптичного і кругового виступів у вигляді:

$$P_{\max} = \frac{s}{r_c} \cdot b \cdot P \quad (5.57)$$

де P - несуча здатність клина для конічного виступа формула (5.52).

Об'єднавши (5.55) – (5.57) одержимо:

$$\frac{P_k}{P} = \frac{s}{r_c} \left[\left(1 - \frac{r_c}{s} \right) \cos \alpha + \frac{r_c}{s} \right]. \quad (5.58)$$

При зміщенні сфери шарніра відносно корпусу формується регулярна система гідродинамічних клинів (див. рис. 5.28 б). Для визначення загальної реакції шарніра та сили дотичної взаємодії приймемо:

$$\bar{Q} = \sum_s \bar{P}_i = P_i n \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \quad T = \sum_s F_i = F_i n \cdot \frac{\pi D^2}{4}. \quad (5.59)$$

де n - середнє число мікровиступів на одиницю площі.

Наявність значного числа (n) несучих ділянок згідно (5.59) забезпечує високі трибологічні характеристики поверхні з металполімеру, що підтверджено експериментальними вимірами.

Для вдосконалення процесу виготовлення поверхонь із композиту розроблена і апробована принципово нова технологія виготовлення шарніра із застосуванням розробленої оснастки. Особливості технології розглянуто на прикладі виготовлення подвійного аеростатичного магнітного шарніра (див. рис. 5.18). Технологія включає ряд етапів, зокрема формування сферичної поверхні І шарніра; механічну обробку дросельного отвору;

формування другої сферичної поверхні II; доводочну операцію (притирання) сферичних поверхонь; механічну обробку поверхонь [91].

Використана заготовка у вигляді кільцевого магніта в центральній частині якого встановлено патрубок, що в подальшому служить для підводу робочого середовища (рис. 5.29 а).

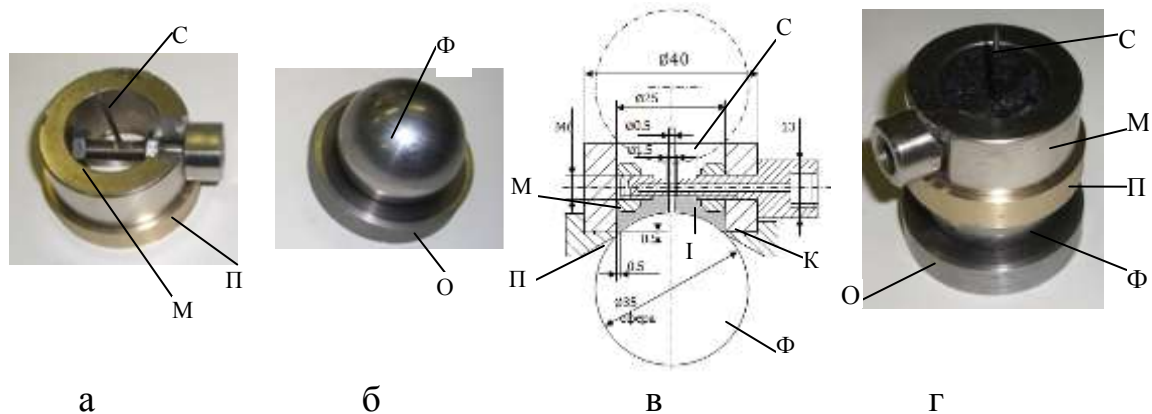


Рис. 5.29. Технологічні операції по формуванню сферичної поверхні шарніра:

- а – встановлення проставки II на корпус шарніра та стрижня С в отвір патрубку; б – точна куля по якій формується сферична поверхня I;
- в – геометричні розміри, що визначають розташування заготовки і кулі;
- г – нанесення металополімера в отвір магніта який встановлено на кулі

Для формування сферичної поверхні I на корпус шарніра у вигляді магніта М із патрубком встановлюється проставка II із немагнітного матеріалу (латунь). В отвір патрубку поміщається калібрований стрижень С, який служить для формування отвору в композиті. В подальшому корпус і проставка встановлюються на точній кулі Ф (рис. 5.29 б). Куля має відхилення від сферичності в межах 1мкм і розміщується на основі О. Геометричні розміри шарніра і оснастки вибрані таким чином, щоб забезпечити формування ділянки сферичної поверхні в порожнині корпусу М і виключити механічний контакт магніта і кулі (рис. 5.29 в).

Для формування сферичної поверхні I проводиться підготовка поверхонь корпусу і кулі. Поверхні очищаються і знежирюються. Поверхня кулі змащується спеціальною рідиною (розділювачем) з метою запобігання адгезії металополімеру і поверхні кулі. Металополімерний композит в

пастоподібному стані наноситься на поверхню кулі в області отвору корпуса. Заповнюється близько 45% об'єму отвору корпуса до рівня патрубку (рис. 5.29 г). При цьому стрижень С знаходиться в об'ємі композиту і контактує із поверхнею кулі. Після застигання композиту в отворі корпуса утворюється поверхня яка з високою точністю повторює вихідну сферичну поверхню. Після застигання композиту куля Ф відділяється від заготовки шарніра, видаляється стрижень С і знімається проставка П.

Другим етапом технологічного процесу є механічна обробка дросельного отвору. В результаті свердлувальної операції формується поверхня дросельного отвору діаметром $0,5 \pm 0,05$ мм.

Третім етапом технологічного процесу є формування сферичної поверхні II шарніра. Для цього в оброблений дросельний отвір встановлюється калібрований стрижень який виступає за межі сформованої сферичної поверхні. На корпус з боку протилежного уже сформованій сферичній поверхні I встановлюється проставка П. В заглибину корпуса поміщається необхідна кількість пастоподібного металполімерного композиту. Попередньо очищена куля Ф з основою О (рис. 5.29 б) вводиться в отвір корпуса витісняючи зайвий об'єм композиту до моменту контакту кулі з проставкою.

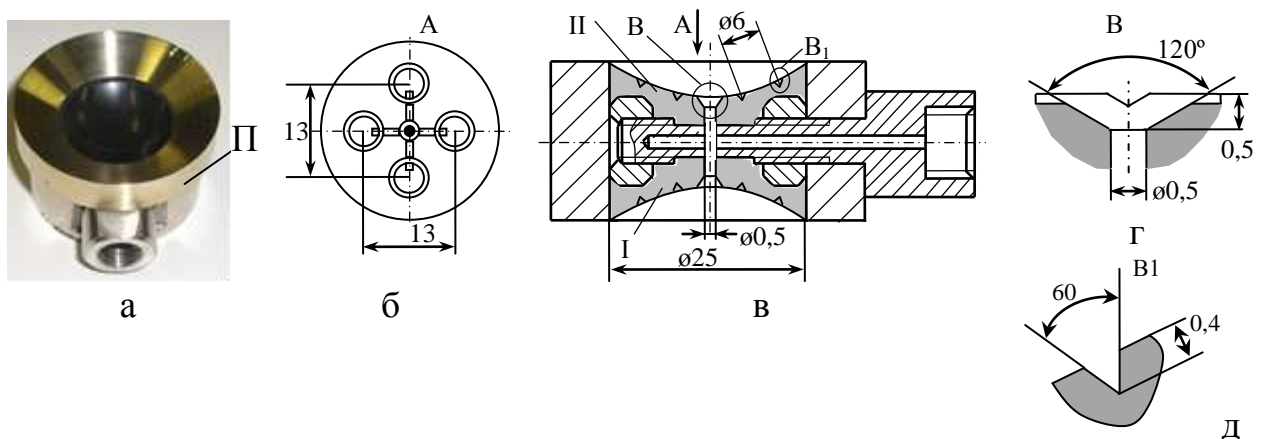


Рис. 5.30. Сформована сферична поверхня після відділення кулі (а) та отвори і канавки, які виконуються на сформованій поверхні шляхом подальшої механічної обробки (б-д)

Стрижень С при цьому контактує із поверхнею кулі. Заготовка повертається і корпус шарніра навантажується для забезпечення надійного притискання проставки до поверхні кулі. Після застигання композиту куля Ф відділяється від сферичної поверхні (рис. 5.30 а).

Після відділення сфери проставка П знімається із корпусу, а стрижень С видаляється. Знімаються нерівні краї по контуру сферичної поверхні. При необхідності проводиться ліквідація дефектів і раковин.

Металполімерний композит легко піддається механічній обробці. Відповідно на сферичних поверхнях I і II шарніра виконуються отвори, заглибини і канавки необхідні для реалізації аеростатичних опор (рис. 5.30 б-д). Механічна обробка отворів і канавок здійснюється традиційними методами технології машинобудування [4, 91]. Фінішна механічна обробка поверхонь включає остаточне притирання сферичних поверхонь з використанням точної кулі з кераміки.

Результати проведених досліджень послужили основою для розробки інноваційної конструкції широкодіапазонного магнітного шарніра [78, 95, 116] (рис. 5.31 а).

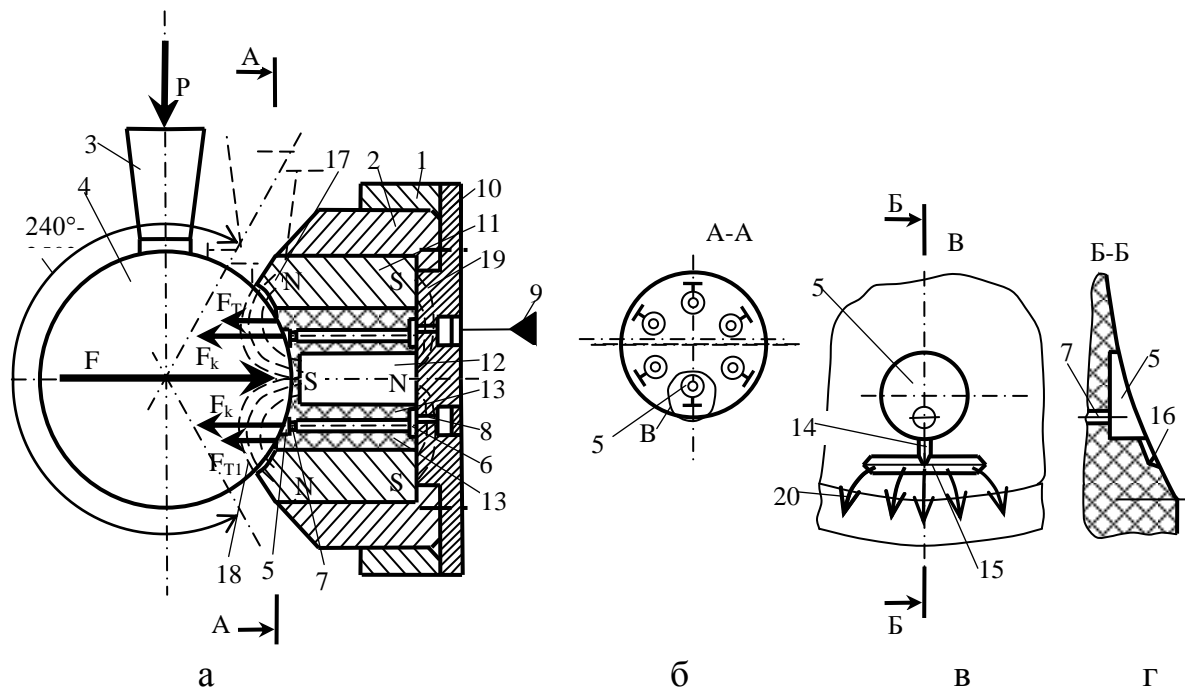


Рис. 5.31. Розроблена інноваційна конструкція магнітного шарніра:
а – перетин шарніра; б – розташування карманів на опорній поверхні;
в – форма кармана та схема течії рідини; г – перетин кармана

Сферичний шарнір містить корпус 1, в якому встановлена напіввісь 2 та рухома штанга 3 із сферичною головкою 4, яка спряжена із сферичною поверхнею торця напівосі. На спряженій із сферою поверхні торця напівосі виконані розвантажувальні кармани 5, а на протилежному торці напівосі виконано компенсуючі кармани 6. Кількість карманів складає три, чотири, п'ять, шість або більше. Розвантажувальні кармани 5 розташовані рівномірно по поверхні торця напівосі (рис. 5.31 б). Порожнини відповідних розвантажувальних і компенсуючих карманів з'єднані між собою через дроселі у вигляді отворів 7. Порожнини всіх компенсуючих карманів через дроселі у вигляді отворів 8 з'єднані із джерелом стисненого робочого середовища 9 (рідини або газу). Корпус має кришку 10, на яку спирається торець напівосі.

Напіввісь виконана у вигляді двох концентрично розташованих магнітів кільцевого 11 та циліндричного 12. Кільцевий проміжок 13 між кільцевим і циліндричним магнітами заповнено немагнітним матеріалом, який утворює робочу поверхню торця напівосі. В якості немагнітного матеріалу застосовано полімерний композит із антифрикційними властивостями. Полімерний композит в пастоподібному стані вводиться в проміжок між магнітами і сферичною головкою. Сферична поверхня торця напівосі формується по поверхні сферичної головки шарніра і має високу точність. Відхилення від сферичності поверхні торця напівосі складає 2-4 мкм.

На сферичній поверхні торця напівосі виконано канавки у вигляді 2-х перехресних по Т-подібній схемі рисок: риски основи 14 та перпендикулярна їй риска 15 (рис. 5.31 в). Основа Т-подібної риски 14 з'єднана із розвантажувальним карманом 5, а риска 15 орієнтована в тангенціальному напрямку відносно напівосі. Форма перетину риски, як правило, трикутна 16 (рис. 5.31 г). Розміри рисок складають 0,5-0,8 мм. Торець кільцевого магніта 11 (рис. 5.31 а) з боку сферичної головки 4 штанги має сферичну поверхню 17, яка з гарантованим зазором взаємодіє із поверхнею сфери 4. Кришка

корпуса 10 виконана із феромагнітного матеріалу і одночасно контактує із торцями циліндричного 12 та кільцевого 11 магнітів.

Сферичний шарнір працює наступним чином. Корпус шарніра 1 закріплений нерухомо, а на рухомому штангу 3 діє навантаження P . В магнітах напівосі виникає магнітне поле із замкненими силовими лініями, які проходять через сферу 4 (силові лінії 18) та через кришку 10 (силові лінії 19). При цьому на сферу діє магнітна сила F , яка притискає її до торця напівосі. При підводі стисненого робочого середовища (рідини або газу) від джерела 9 до компенсуючих карманів 6 та розвантажувальних карманів 5, в порожнинах вказаних карманів встановлюється тиск робочого середовища. Тиск середовища в компенсуючих карманах 5 створює сили тиску F_k на сферу 4 компенсуючи дію магнітної сили F .

Робоче середовище під тиском із кармана 5 через перетин риски 14 проходить в об'єм риски 15 і через зазор між сферою і поверхнею торця напівосі витікає назовні. Потік робочого середовища показано стрілками 20. При цьому на поверхні сфери в околиці риски 15 утворюється область підвищеного тиску, яка створює додаткову компенсуючу силу F_{T1} (рис. 5.31 а). Додаткова компенсуюча сила F_{T1} залежить від величини зазору між сферою 4 та сферичним торцем напівосі. При дію корисного навантаження P сфера зміщується в напрямку дії сили P_0 . Відповідно зазор між сферою і сферичним торцем напівосі в області кармана 5 зменшується, збільшується зазор між сферою і торцем з протилежного боку. Тому сила F_{T1} буде більшою сили F_{T2} . Цим забезпечується ефективне сприйняття діючого навантаження P .

Розвантажувальні кармани 5 і дроселі 7 утворюють з поверхнею сфери 4 сферичну гідростатичну або аеростатичну опору. Компенсуючі кармани 6 призначені для компенсації зусиль, що діють на напіввісь 2. Площі карманів 5 і 6 підбрані таким чином, що при збільшенні навантаження на сферу 4 зусилля на піввісь з боку компенсуючих карманів 6 росте більш інтенсивно, ніж з боку розвантажувальних карманів 5. Це забезпечує необхідну

жорсткість сферичного шарніра. Крім магнітних сферичних шарнірів розроблені безконтактні передачі для точних переміщень об'єктів, зокрема розроблені безконтактні магнітні передачі гвинт-гайка. Пристрій має гвинт 1 виконаний із немагнітного матеріалу і гайку 2, в якій встановлені постійні магніти 3 (рис. 5.32).

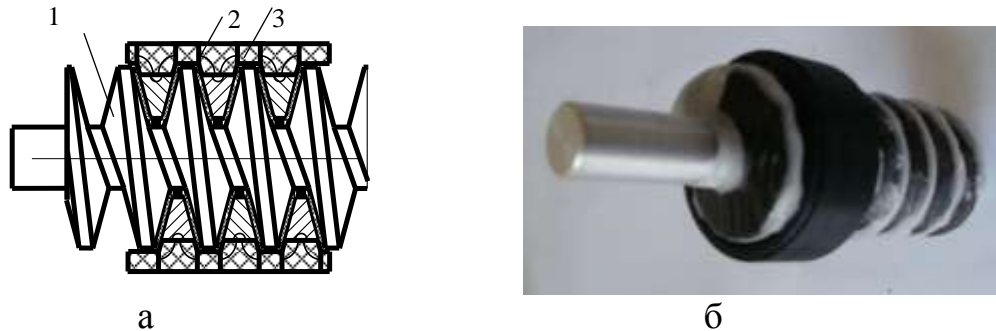


Рис. 5.32. Безконтактна магнітна передача «гвинт-гайка»: а – схема пристрою; б – зовнішній вигляд макетного зразка пристрою

Між магнітами і поверхнею гвинта наявний шар феромагнітної рідини, яка забезпечує несучу здатність пристрою. З метою підвищення точності гайка формується із металполімерного композиту. При цьому гвинт може бути виготовлений із феромагнітного матеріалу. Проведено макетування пристрою у вигляді передачі «гвинт-гайка» (рис. 5.32 б). Підтверджена працездатність розробленого пристрою та розроблені і наведені в даному підрозділі пристрої із феромагнітною рідиною, які мають деталі із металполімерного композиту, доповнені розробкою інноваційних інерційних пристроїв. Результати даних розробок та дослідження їх робочих процесів викладені в наступному підрозділі.

5.3. Елементна база, яка включає фізично різномірні інерційні пристрої, що використовують гідравлічне тертя в якості рушійної сили

Інерційні пристрої із феромагнітною рідиною включають демпфери коливань та інерційні приводи [62, 65, 85, 160]. Запропоновано ряд варіантів демпферів із феромагнітною рідиною, зокрема демпфер із постійним

магнітом в корпусі. Він має магнітну сферу 1, яка знаходиться в сферичній порожнині корпуса 2 із немагнітного матеріалу (рис. 5.33 а).

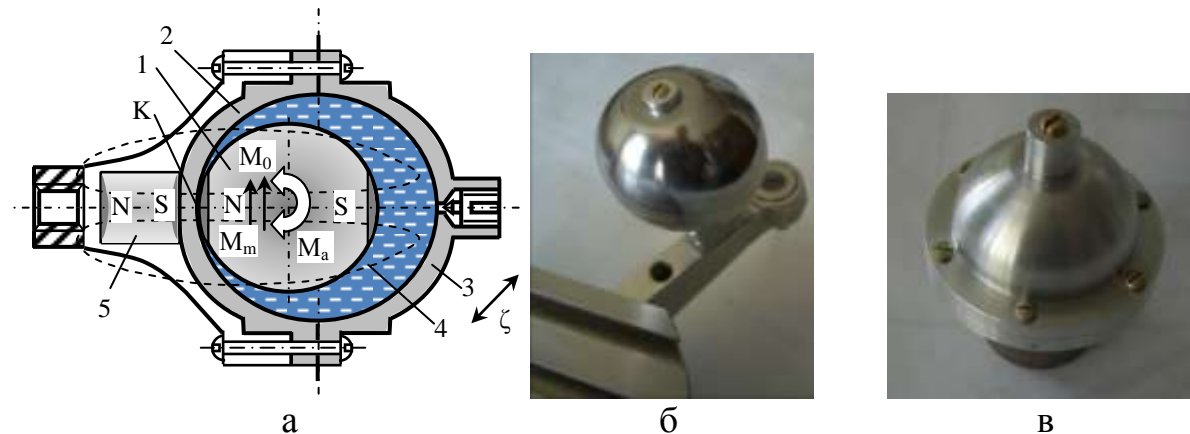


Рис. 5.33. Схема розробленого інерційного демпфера (а), встановлення демпфера на виконавчому органі системи приводів (б) та немагнітний корпус демпфера (в)

Корпус закрито кришкою 3, а порожнини корпуса та кришки заповнено феромагнітною рідиною 4. В корпусі встановлено постійний магніт 5. Виготовлено дослідний зразок демпфера (рис. 5.33 б), який має корпус і кришку із легкого сплава (рис. 5.33 в).

Під дією магнітних сил сфера 1 (див. рис. 5.33 а) встановлюється таким чином, що її магнітна вісь співпадає із магнітною віссю постійного магніта 5. Феромагнітна рідина виштовхується із області контакту К. При переміщенні демпфера в напрямку ζ на сферу діють сили інерції. Момент сил інерції M_a спричиняє відхилення сфери від рівноважного стану. Демпфування енергії коливань забезпечується моментами M_0 опору та моментом магнітних сил M_m .

В демпфері застосовується сфера із магнітного матеріалу (неодим). Сфера має два діаметрально розташовані магнітні полюси. На поверхні сфери в областях магнітних полюсів формуються виступи із феромагнітної рідини висота та кількість яких пропорційна рівню індукції магнітного поля (рис. 5.34 а). Для візуалізації дії магнітного поля на різних відстанях від сфери феромагнітна рідина наносилась на тонку прозору пластинку, яка

розташовувалась на різних відстанях від сфери (рис. 5.34 б). В результаті вимірів висоти та локалізації виступів визначено ширину області суттєвого прояву дії магнітної індукції в перетинах розташованих на різних відстанях від поверхні сфери (рис. 5.34 в).

Встановлено, що суттєва дія магнітної індукції спостерігається на полюсній ділянці сфери і має вигляд сферичного сегмента з тілесним кутом близько $(1,1...1,5)\pi$ [стерадіан], Розташування сферичного сегмента з суттєвою дією індукції магнітного поля відповідає конусу з кутом при вершині $\alpha_m = 60...75^\circ$ (рис. 5.34 г).

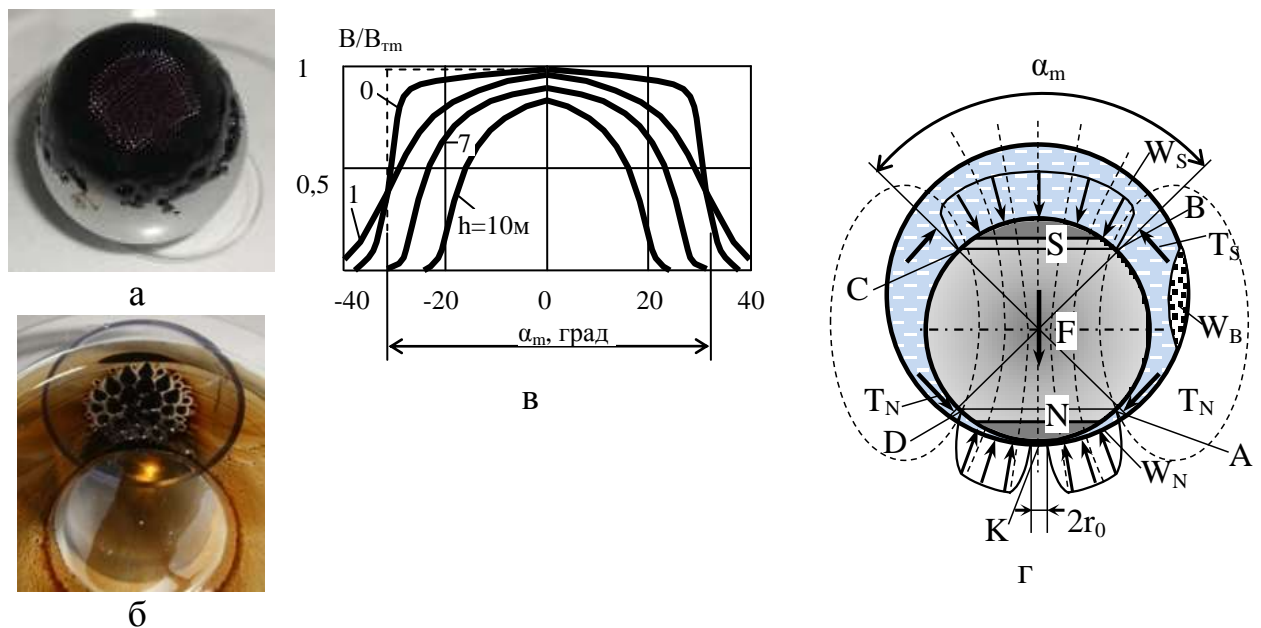


Рис. 5.34. Візуалізація магнітного поля на поверхні сфери (а) та на відстані від сфери (б), розміри областей суттєвої дії магнітної індукції в перетинах на різних відстанях h від сфери (в) та схема дії статичного тиску феромагнітної рідини на полюсних ділянках магнітної сфери (г)

Встановлено, що в межах полюсної ділянки безпосередньо біля поверхні сфери величина індукції магнітного поля змінюється мало. При нерухомій сфері параметри феромагнітної рідини визначаються законами магнітної гідростатики [7, 46, 110]. Враховуючи значну інтенсивність магнітного поля можна не враховувати масові гравітаційні сили. Для розрахунку параметрів течії феромагнітної рідини визначено геометричні

параметри щілини в області взаємодії двох сфер з радіусами R_C і R_K (рис.5.35а).

Знайдено залежність розміру щілини δ від кутової координати γ :

$$\delta = R_K \left[\sqrt{\sin^2 \gamma + \left(\frac{R_C}{R_K} - 1 + \cos \gamma \right)^2} - \frac{R_C}{R_K} \right]. \quad (5.60)$$

З метою спрощення залежність (5.60) апроксимована параболою:

$$\delta(\gamma) = c_\delta \gamma^2, \quad \delta(r) = cr^2, \quad (5.61)$$

де c_δ , c - постійні вибрані із умови найкращого наближення параболі до залежності (5.60); $r = R_K \cdot \gamma$ - відстань від точки контакту до поточного перетину щілини.

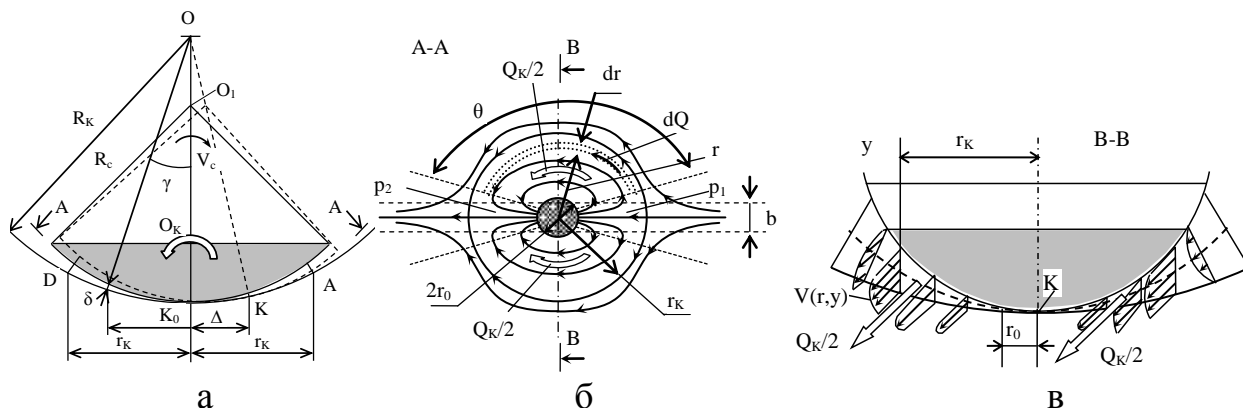


Рис. 5.35. Схема рухомого контакту сфери і поверхні корпусу (а), картина ліній течії в щілині навколо точки контакту (б) та епюри швидкостей феромагнітної рідини в діаметральному перетині щілини (в)

Виділимо в площині переміщення центра магнітної сфери O_1 елементарний шар товщиною b і контрольний об'єм товщиною b у перетині щілини між точками D і A . В початковому положенні сфера має точку контакту K_0 . Об'єм феромагнітної рідини в правій і лівій від точки K_0 частині контрольного об'єму із врахуванням (5.61) знайдено шляхом інтегрування і складає:

$$W_L = \int_0^{r_K} b\delta(r)dr = \frac{bc}{3} r_K^3. \quad (5.62)$$

Після переміщення сфери на величину Δ шляхом кочення об'єми лівої $W_{L\Delta}$ та правої $W_{W\Delta}$ частини контрольного об'єму відносно нової точки контакту K визначаються на основі формули (5.62) і складуть:

$$W_{L\Delta} = \frac{bc}{3}(r_K + \Delta)^3, \quad W_{W\Delta} = \frac{bc}{3}(r_K - \Delta)^3. \quad (5.63)$$

Віднявши від об'ємів (5.63) початковий об'єм (5.62) одержимо зміни об'ємів у правій $\Delta W_w = W_{W\Delta} - W_L$ та лівій частинах $\Delta W_L = W_{L\Delta} - W_L$ у вигляді:

$$\Delta W_L = \frac{bc}{3}[3r_K^2\Delta + 3r_K\Delta^2 + \Delta^3], \quad \Delta W_w = -\frac{bc}{3}[3r_K^2\Delta - 3r_K\Delta^2 + \Delta^3], \quad (5.64)$$

Для малих зміщень сфери ($\Delta \rightarrow 0$) із формул (5.64) випливає, що мають місце однакові зміни об'єму в лівій і правій частинах:

$$\Delta W_L = \Delta W_w = \Delta W = bcr_K^2\Delta. \quad (5.65)$$

Диференціюванням залежності (5.65) в часі визначимо витрату рідини, яка перетікає із правої частини області контакту в ліву:

$$Q_K = \frac{dW}{dt} = bcr_K^2V_K, \quad (5.66)$$

де $V_K = d\Delta/dt$ - швидкість переміщення точки контакту.

При невеликих зміщеннях сфери область згущення феромагнітної рідини біля полюсної ділянки сфери буде змінюватись несуттєво. Тому перетікання рідини із правої частини в ліву буде мати місце в межах кругової ділянки. Відповідно в зазорі між сферою і корпусом виникає течія рідини близька до течії в диполі, який обтікається зовнішнім потоком [20, 22] (рис.5.35 б). Центральна ділянка зони контакту радіусом r_0 не містить феромагнітної рідини. Тому течія зосереджується в межах кільцевої ділянки обмеженої радіусами r_0 та r_K . Утворюються два симетричні потоки (показані стрілками) з витратами $Q_K/2$. З метою спрощення приймемо, що течія феромагнітної рідини справа наліво відбувається в межах секторів з кутом θ під дією тиску $p_1 - p_2$. Виділимо в межах сектора на відстані r від центра криволінійний об'єм з радіальним розміром dr (показано пунктиром). Приймемо, що в об'ємі шириною dr має місце плоска течія феромагнітної рідини в щілині. Швидкість V в перетині щілини, який знаходиться на

відстані r від точки контакту та середня в перетині швидкість V_0 в перетині В-В згідно [7] визначаються формулами:

$$V = V_0 \cdot \frac{Ha}{[Ha - th(Ha)]} \left[1 - \frac{ch\left(\frac{Ha \cdot 2y}{\delta}\right)}{ch(Ha)} \right], \quad V_0 = \frac{\delta^2}{4\nu\rho} \frac{\Delta p}{L} \frac{[Ha - th(Ha)]}{Ha^2 \cdot th(Ha)}. \quad (5.67)$$

де y – поперечна координата, яка вимірюється від середньої лінії щілини, δ – розмір щілини на відстані r від точки К; $\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад тиску; L – довжина щілини; ν, ρ – кінематична в'язкість та густина феромагнітної рідини.

Число Гартмана Ha , що входить в (5.67) визначено для характерного розміру щілини $\delta/2$ і складає:

$$Ha = B \sqrt{\frac{\sigma}{\rho\nu}} \cdot \frac{\delta}{2} = c_H \cdot \delta = c_H cr^2, \quad c_H = \frac{B}{2} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho\nu}}, \quad (5.68)$$

де σ – електрична провідність феромагнітної рідини.

Одержані залежності (5.67) застосовані для елементарної частини щілини у вигляді дугового каналу довжиною $L = \theta \cdot r$, шириною dr (див. рис. 5.35 б). Підставивши значення поточного для перетину r числа Гартмана із формули (4.68) одержимо:

$$V = V_0 \left[\frac{c_H cr^2}{c_H cr^2 - th(c_H cr^2)} \right] \left[1 - \frac{ch(2c_H y)}{ch(c_H cr^2)} \right] V_0 = \frac{\Delta p [c_H cr^2 - th(c_H cr^2)]}{4\nu\rho \cdot r\theta \cdot c_H^2 \cdot th(c_H cr^2)}. \quad (5.69)$$

Розраховані за формулами (5.69) профілі швидкостей змінюються при віддаленні від точки контакту (рис. 5.35 в) Для визначення витрати рідини dQ_K в елементарному дуговому каналі шириною dr та довжиною $L = \theta r$ (див.рис. 5.35 б) застосуємо залежність [110] для плоскої щілини:

$$dQ_K = \frac{2}{\nu\rho} \frac{\Delta p}{L_0} \frac{\delta^3 [Ha - th(Ha)]}{\theta r (Ha)^2 th(Ha)} dr. \quad (5.70)$$

Сумарна витрата в щілині враховуючи наявність двох потоків складе:

$$Q_K = 2 \int_0^{r_K} dQ_K.$$

Ввівши нову безрозмірну змінну інтегрування $x = \sqrt{c_H cr}$ і підставивши під знак інтеграла значення приросту витрати (5.70) одержимо:

$$Q_K = \frac{4\Delta p}{\nu\rho c_H^3} \int_{x_0}^{x_K} \frac{x(x^2 - thx^2)}{thx^2} dx, \quad (5.71)$$

де $x_K = \sqrt{c_H c r_K}$, $x_0 = \sqrt{c_H c r_0}$.

Підінтегральну функцію в формулі (5.71) з високим ступенем точності можна апроксимувати кубічною параболою. Відповідно витрата рідини:

$$Q_K = \frac{4\Delta p}{\theta\nu\rho c_H^3} \int_{x_0}^{x_K} x^3 dx = \frac{\Delta p}{\theta\nu\rho c_H} \frac{c^2}{3} (r_K^4 - r_0^4). \quad (5.72)$$

Прирівнявши значення витрат (5.66) та (5.72), визначимо взаємозв'язок перепаду тиску та швидкості зміни положення точки контакту:

$$bc r_K^2 V_K = \frac{\Delta p c^2}{\theta\nu\rho c_H} (r_K^4 - r_0^4). \quad (5.73)$$

Для розрахунку моменту опору при коченні магнітної сфери прийемо, що сили тиску на сферу локалізуються в межах шару шириною b між радіусами r_0 та r_K (див. рис. 5.35 б).

Різниця діючих сил з правого і лівого боку від точки контакту складає:

$$\Delta F = b(r_K - r_0)\Delta p. \quad (5.74)$$

Відповідно момент сил тиску, що діє на сферу із врахуванням (5.74):

$$M = \Delta F(r_K + r_0) = b(r_K^2 - r_0^2)\Delta p. \quad (5.75)$$

Підставивши в формулу (5.75) значення перепаду тиску із формули (4.73), одержимо залежність моменту опору від швидкості:

$$M = \frac{b^2 r_K^2 \theta\nu\rho c_H}{(r_K^2 - r_0^2)c} V_K = \frac{b^2 r_K^2 \theta\nu\rho c_H \cdot R_K}{(r_K^2 - r_0^2)c \cdot R_C} V_C. \quad (5.76)$$

де V_C - швидкість руху центра магнітної сфери.

З метою спрощення формули (5.76) прийемо: $\theta = 5\pi/6$, $b = r_K/2$, $r_0 \ll r_K$ та підставимо значення константи c_H із формул (5.67). Одержимо:

$$M = \frac{5}{48} \frac{\pi R_K}{c R_C} \sqrt{\sigma\nu\rho} V_C.$$

Звідси випливає, що момент дисипативних сил при коливаннях магнітної сфери пропорційний швидкості і росте при збільшенні електричної провідності, в'язкості та густини феромагнітної рідини.

Наведені результати розробки та дослідження розглянутого інерційного демпфера послужили основою для розробки ряду конструктивних рішень демпферів із феромагнітною рідиною. Однокоординатний демпфер має магніти 1, що взаємодіють через шар феромагнітної рідини із однією або кількома кількома пластинами 2, зв'язаними із об'єктом 3 (рис. 5.36 а).

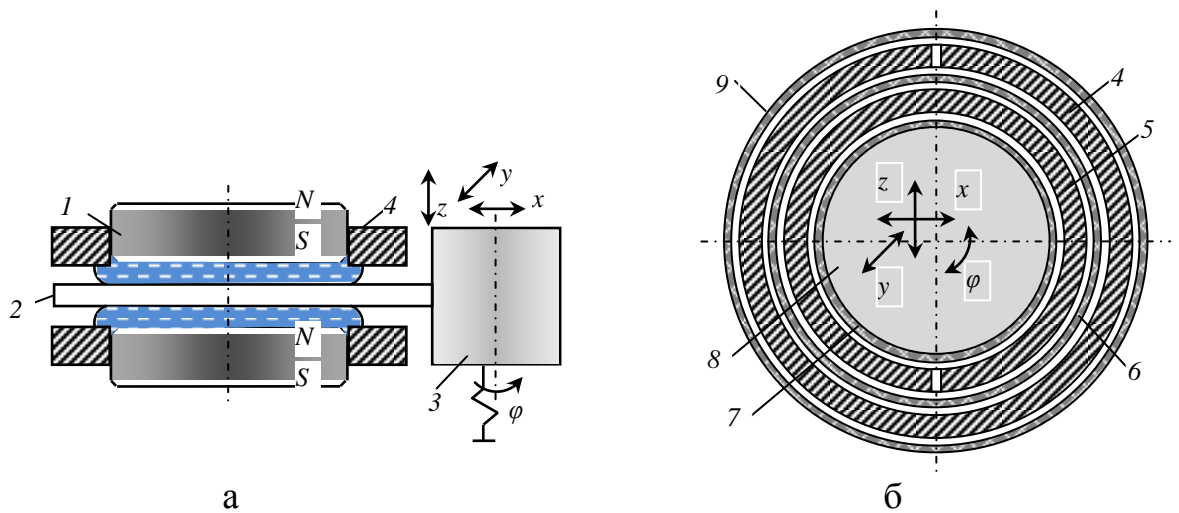


Рис. 5.36. Демпфери коливань на основі магнітних опор з феромагнітною рідиною: однокоординатний із плоскими магнітами (а); двохкоординатний із кільцевими магнітами (б)

При переміщенні об'єкта 3 в напрямку z відбувається перетікання феромагнітної рідини по поверхні пластини 2, а відповідно виникає гідродинамічний опір, що гасить енергію коливань об'єкта. При переміщенні пластини в напрямку x або при повороті на кут φ мають місце несуттєві сили опору. Тому демпфування коливань даного напрямку буде суттєвим лише при високих швидкостях руху пластини.

Ефективне демпфування високочастотних коливань в двох радіальних напрямках забезпечує спеціальний циліндричний демпфер (рис. 5.36 б), який має кільцеві магніти 4 і 5 виконані із гнучкої магнітної стрічки. Порожнини між магнітами і кільцем 6 заповнені феромагнітною рідиною. Внутрішня рухома частина еластичного корпусу 7 розміщена на штоці 8, зв'язаному із об'єктом, а зовнішня частина 9 закріплена нерухомо.

Для демпфування коливань у всіх напрямках запропоновано демпфер в'язкого тертя з рухомою кулею. Він має корпус 1 у сферичній порожнині якого знаходиться масивна куля 2 (рис. 5.37 а).

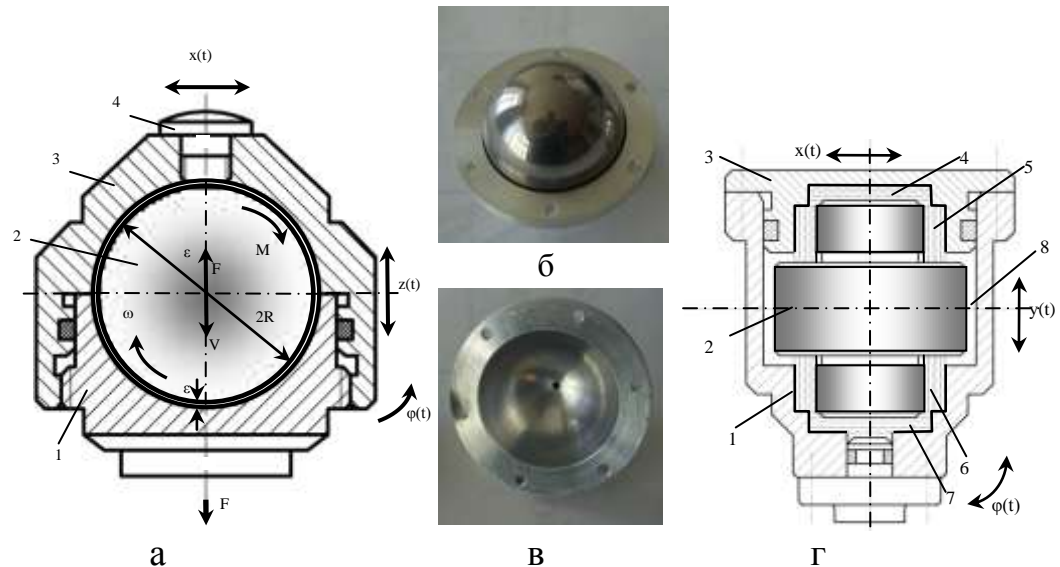


Рис. 5.37. Схема інерційного демпфера з рухомою кулею (а), деталі демпфера (б, в) та схема демпфера з пакетними амортизаторами (г)

Корпус закрито кришкою 3. Куля встановлена в порожнині корпуса з зазором. Радіальний зазор $\epsilon=0,01 \dots 0,06$ мм. Зазор заповнений феромагнітною рідиною, що вводиться в порожнину корпуса через отвір закритий заглушкою 4. Для підвищення ефективності демпфера куля виконується у вигляді постійного магніта, а корпус із немагнітного матеріалу (рис. 5.37б, в).

Внаслідок поступальних переміщень корпуса демпфера $z(t)$ або $x(t)$ виникають інерційні сили F які діють на кулю. Вони обумовлюють її переміщення відносно корпуса. При течії рідини в малорозмірному зазорі виникають сили в'язкого тертя, які забезпечують дисипацію енергії коливань. Поперечно кутові переміщення корпуса демпфера φ обумовлюють відносний поворотний рух кулі відносно корпуса. Внаслідок цього виникає момент тертя M , що також забезпечує дисипацію енергії. Демпфер реалізовано в якості дослідного зразка (рис. 5.37 б, в).

Розроблено спеціальний енергоефективний демпфер інерційного типу з пакетними амортизаторами (рис. 5.37 г), який має корпус 1 в порожнині

якого розміщено інерційний елемент 2. Корпус закрито кришкою 3. В отворах корпуса і кришки встановлені амортизатори 4-7 які мають вигляд пакетів пластин товщиною 0,1 мм, зазори між якими та порожнини 8 корпуса заповнені феромагнітною рідиною або консистентним мастилом.

При наявності вібропереміщень корпуса в напрямках $x(t)$ або $y(t)$ інерційний елемент 2 зміщується відносно корпуса. При цьому в зазорах між пластинами 5, 6 або 4, 7 має місце течія рідини. Сили в'язкого опору при русі рідини обумовлюють втрати енергії, а відповідно і демпфування коливань корпуса демпфера.

Розглянуті вище конструкції демпферів мають обмежені діапазони переміщення інерційних елементів та характеристики близькі до лінійних. Більш ефективними конструкціями є запропоновані вискоефективні демпфери із значними переміщеннями рухомого елемента, а відповідно і нелінійними характеристиками.

Розроблений інноваційний вискоефективний демпфер (рис. 5.38 а) має корпус 1 та кришку 2 із немагнітного матеріалу із сферичною порожниною заповненою феромагнітною рідиною 3, в якій знаходиться магніт у вигляді кулі 4.

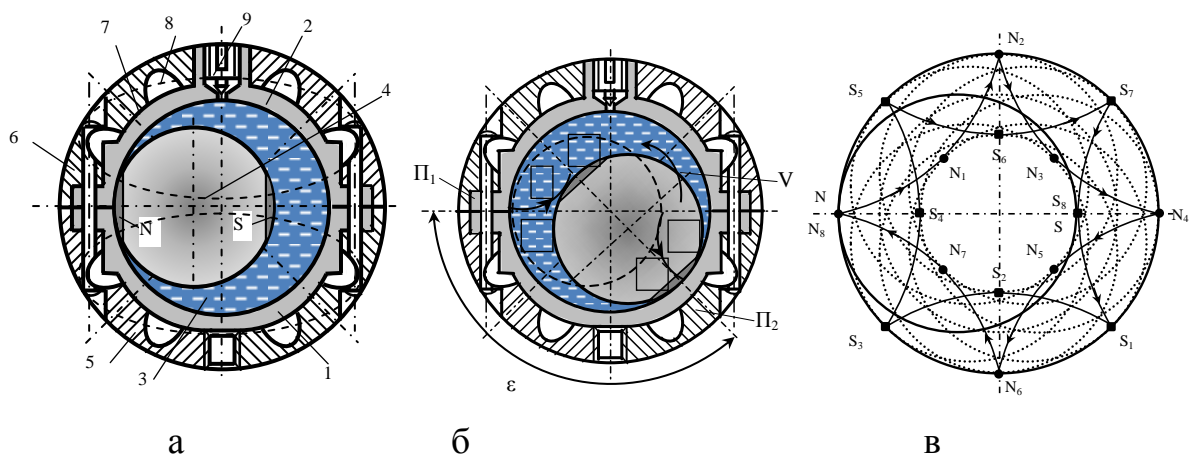


Рис. 5.38. Схема демпфера (а), рівноважне положення кулі (б) та траєкторія руху магнітного полюса кулі (в) при переміщенні демпфера

Корпус встановлено в обоймі, що має дві частини 5 та 6 із феромагнітного матеріалу. На внутрішніх поверхнях обойми наявні виступи

7 розділені впадинами 8. Виступи розташовані рівномірно по внутрішнім поверхням обойми. Кришка корпусу має отвір, який закривається краном 9.

При нерухомому демпфері куля 4 встановлюється в деяке рівноважне положення і її полюсні частини N і S розміщуються навпроти відповідних виступів обойми. При цьому силові лінії магнітного поля замикаються через об'єм феромагнітної рідини та метал половин обойми (рис. 5.38 а). Якщо вібраційний вплив на демпфер є незначним, вібрації корпусу спричиняють незначні коливання магнітної сфери відносно рівноважного положення.

При значних вібраційних впливах коливання кулі становляться інтенсивними і приводять до суттєвого переміщення кулі, яка котиться по поверхні порожнини корпусу і встановлюється в інше рівноважне положення відповідне виступу на обоймі (рис. 5.38 б). При коченні кулі відбувається інтенсивне переміщення феромагнітної рідини в околиці точки контакту та додаткове циркуляційне переміщення феромагнітної рідини в напрямку показаному стрілкою V.

Відстань між точками Π_1 та Π_2 обойми вибрана із умови рівності дуги $\Pi_1\Pi_2$ половині довжини колового перетину кулі. Відповідно:

$$L_{\Pi_1\Pi_2} = \frac{D}{2} \varepsilon = \frac{\pi d}{2},$$

де ε – дуга Π_1, Π_2 ; D – діаметр порожнини корпусу; d – діаметр сфери кулі.

Із наведеної формули випливає: $\varepsilon = \pi d / D$.

Для діаметрів сфери і корпусу: $d=26$ мм; $D=35$ мм; $\varepsilon \cong 135^\circ = 3/4\pi$.

При коченні магнітної кулі в порожнині корпусу її полюсні ділянки рухаються по гіпоциклоїдальним траєкторіям (рис. 5.38 в). Ділянки N і S послідовно переміщуються в положення $N_1, S_1; \dots N_8, S_8$.

На основі проведених досліджень розроблена конструкторська документація технологічний процес і виготовлено дослідний зразок демпфера (рис. 5.39).

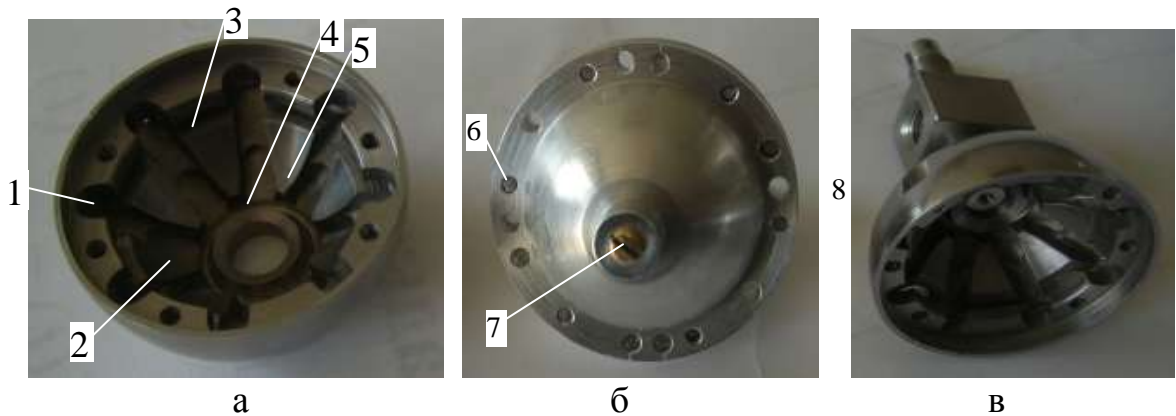


Рис. 5.39. Основні вузли виготовленого демпфера: а – верхня частина обойми; б – корпус із кришкою; в – нижня частина обойми

На поверхнях частин обойми виконано пази 1, які розділяють виступи 2. Виступи розташовані під кутом 45° в меридіальному напрямку. Виступи розділені канавками 3 і 4. Таким чином основна частина виступу 5 знаходиться на кутовій відстані 45° від площини роз'єму частин обойми.

Корпус і кришка (див. рис. 5.39 б) з'єднані гвинтами в діаметральній площині сферичної порожнини. Ущільнення забезпечено прокладкою із пресшпану. В кришці встановлено кран 7, що закриває отвір для введення феромагнітної рідини. Нижня частина обойми закріплюється на хвостовику 8 (рис. 5.39 в), що служить для закріплення демпфера на платформі.

Сферична порожнина корпусу виготовлена по спеціальній технології із забезпеченням необхідного допуску сферичної поверхні. Контроль сферичності здійснено по спеціальній контрольній сфері. За допомогою контрольної сфери забезпечено необхідне точне взаємне положення корпусу і кришки. Після цього корпус і кришка фіксуються від взаємного зміщення по площині роз'єму штифтами. Поверхня сферичної порожнини корпусу має високу якість. Регламентоване середньоарифметичне відхилення мікропрофіля сферичної поверхні складає $R_a = 0,2 \dots 0,4$ мкм. Дана якість поверхні забезпечена доводочною операцією виконаною по схемі безабразивного притирання по контрольній сфері із кераміки. Для даної операції використана сфера із карбіда бора [141] з відхиленням від сферичності $0,001 \dots 0,002$ мм.

В процесі досліджень також розроблені активні демпфуючі пристрої із зовнішнім підводом енергії. Це здійснюється електромагнітами, які встановлені по периферії корпусу і керуються мехатронною системою. Активний демпфуючий пристрій може виконувати функцію інерційного привода (рушія), що здійснює динамічний вплив на просторову систему приводів.

Розроблено варіант інерційного привода, який має корпус 1 із немагнітного матеріалу в сферичній порожнині якого заповнений феромагнітною рідиною знаходиться магнітна сфера 2 (рис. 5.40 а).

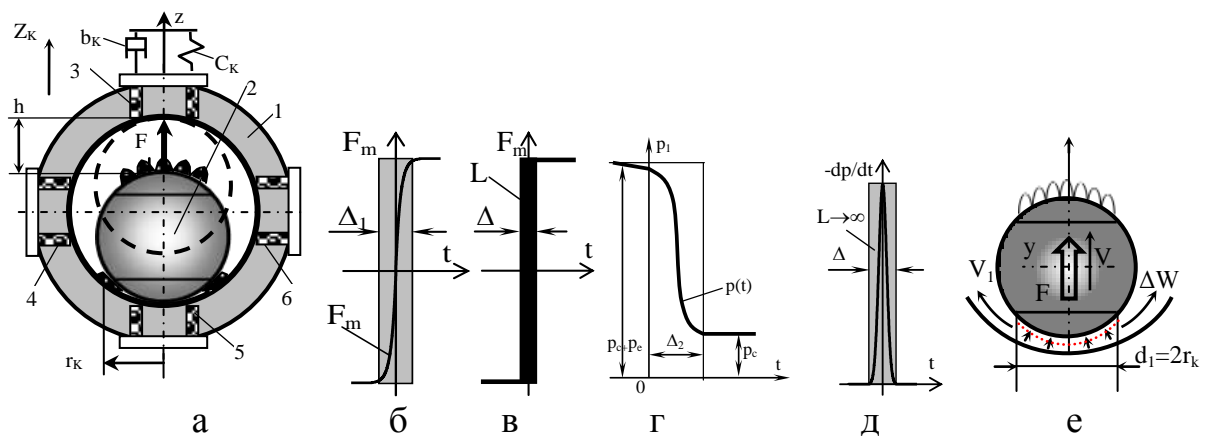


Рис. 5.40. Схема інерційного привода (а), нескінченно швидкий процес зміни зусилля, яке діє на сферу (б) та його умовне зображення (в), нескінченно швидкий процес зміни тиску в області контакту (г), нескінченно-швидкий процес, який визначає похідну тиску (д) та схема течії в області контакту (е)

Електромагніти 3-6 встановлені у взаємно-перпендикулярних напрямках. В початковому положенні включено електромагніт 5 і сфера притискається до нижньої частини корпусу. При виключенні електромагніта 5 і включенні електромагніта 3 і напрямком дії магнітної сили змінюється на протилежний (рис. 5.40 б).

Процес зміни магнітної сили є нескінченно малим $\Delta_1 \rightarrow 0$ (рис. 5.40 б, в). В початковий момент часу в зазорі між сферою і корпусом знаходилась стиснена феромагнітна рідина. Скупчення феромагнітної рідини має місце в основному на полюсній ділянці сфери обмеженої радіусом r_k

(див. рис. 5.40 а). Початковий тиск рідини в зазорі визначається сумарною величиною магнітної індукції і складає:

$$p_1 = (B_c + B_e)^2 / 2\eta. \quad (5.77)$$

де B_c - магнітна індукція в зазорі обумовлена магнітним полем сфери; B_e - індукція в зазорі обумовлена дією електромагніта.

Внаслідок виключення електромагніта тиск падає до значення:

$$p_2 = B_c^2 / (2\eta).$$

Зміна тиску в часі протікає дуже швидко. Тому процес зміни тиску також є нескінченно швидким і має протяжність $\Delta_2 \rightarrow 0$ (рис. 5.40 г).

При падінні тиску феромагнітна рідина розширюється. В першому наближенні можна прийняти лінійний зв'язок витрати рідини Q_1 та похідною тиску [4]. Відповідно:

$$Q_1 = \frac{W_K}{E_p} \frac{dp}{dt}, \quad (5.78)$$

де W_K - об'єм стисненої феромагнітної рідини в зазорі біля полюсної ділянки сфери; E_p - еквівалентний модуль пружності феромагнітної рідини.

Похідна тиску в (5.78) являє собою нескінченно швидкий процес імпульсного типу (рис. 5.40 д). Об'єм рідини витіснений із області контакту є інтегралом витрати. Тому для визначення об'єму витісненої рідини проінтегруємо залежність (5.71) і одержимо:

$$\Delta W_K = \frac{W_K}{E_p} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{dp}{dt} \cdot dt. \quad (5.79)$$

В підінтегральному виразі знаходиться похідна тиску, яка відповідає імпульсному процесу. Подамо похідну у вигляді добутку деякого середнього значення тиску p_0 на одиничну імпульсну функцію (дельта функцію Дирака) $\delta(t)$. Відповідно $dp/dt = E_0 \delta(t)$. Враховуючи інтегральне співвідношення для

дельта функції [2]:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \delta(t) dt = 1,$$

із формули (5.79) одержимо:

$$\Delta W_K = \frac{W_K}{E_p} E_0.$$

Згідно [4] значення модуля пружності мінеральної оливи, яка є основою феромагнітної рідини складає:

$$E_p = 1350 - 4175 \text{ МПа.}$$

Наявність нерозчиненого повітря знижує значення модуля пружності на 10-20%. Об'єм феромагнітної рідини, який скупчується в області контакту, визначиться інтегруванням із врахуванням (5.61) і складе:

$$\Delta W_K = \int_0^{r_K} 2\pi r \delta(r) dr = \pi c r_K^4. \quad (5.80)$$

Об'єм феромагнітної рідини витискається із щілини в напрямку від точки контакту (див. рис. 5.40 е). Для знаходження швидкості рідини використаємо наближену формулу:

$$V_l = \frac{W_K}{\Delta_2 \cdot S_K} = \frac{r_K}{2\Delta_2}. \quad (4.81)$$

де $S_K = 2\pi c r^2$ - площа поперечного перетину щілини радіусом r_K .

Течія рідини із швидкістю V_l (5.81) існує на протязі малого проміжку часу. Під дією магнітної сили F куля починає переміщуватись вгору і знак швидкості V_l змінюється на протилежний (рис. 5.41 а).

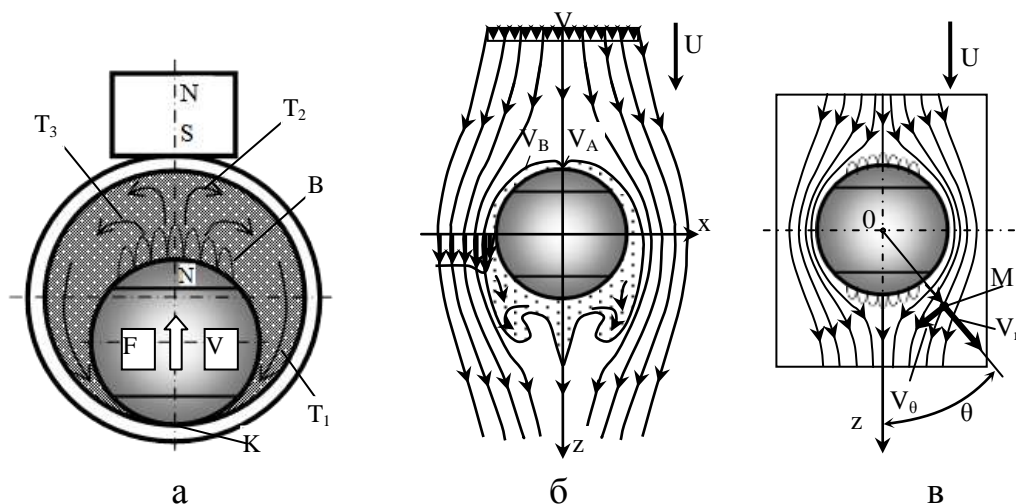


Рис. 5.41. Схема течії при русі кулі (а), обтікання кулі з відривом потоку (б) та безвідривне обтікання кулі обумовлене стабілізуючою дією феромагнітної рідини (в)

З боку електромагніта на кулю діє сила F , яка відриває сферу від корпусу. При цьому в центрі області контакту K виникає розрідження і

ферромагнітна рідина радіальними потоками T_1 рухається до центра К області контакту. Магнітне поле діє на ферромагнітну рідину, яка концентрується у вигляді виступів В на полюсі кулі. Виникає течія ферромагнітної рідини в напрямку до електромагніта у вигляді потоку T_2 , що генерує потоки T_3 , які є зародками циркуляційної течії в порожнині привода.

Рух магнітної сфери у ферромагнітній рідині має певні особливості. Для їх визначення розглянуто модельну задачу обтікання кулі рівномірним потоком звичайної рідини [32]. При обтіканні кулі повільним потоком рідини має місце безвідривна течія. При відсутності в'язкості (для ідеальної рідини) розподіл швидкостей у сферичній системі координат R, θ визначено у вигляді:

$$V_R = U \left[1 - \left(\frac{R_0}{R} \right)^3 \right] \cos \theta, \quad V_\theta = -U \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{R_0}{R} \right)^3 \right] \sin \theta, \quad (5.82)$$

де R_0 - радіус кулі; U - швидкість потоку.

$$\text{На поверхні кулі:} \quad V_R = 0, \quad V_\theta = -1,5U \sin \theta,$$

а розподіл тиску на поверхні кулі складає:

$$P = P_\infty + \frac{1}{2} \rho U^2 \left(1 - \frac{9}{4} \sin^2 \theta \right). \quad (5.83)$$

Згідно класичної задачі Стокса про повільне обтікання кулі [32] в'язкою рідиною розподіл швидкостей визначено залежностями:

$$V_R = U \left[1 - \frac{3}{2} \frac{R_0}{R} + \frac{1}{2} \left(\frac{R_0}{R} \right)^3 \right] \cos \theta, \quad V_\theta = -U \left[1 - \frac{3}{4} \frac{R_0}{R} - \frac{1}{4} \left(\frac{R_0}{R} \right)^3 \right] \sin \theta. \quad (5.84)$$

Розподіл тиску на поверхні кулі:

$$P = P_\infty - \frac{1}{2} \rho U^2 \frac{6}{\text{Re}} \left(\frac{R_0}{R} \right)^2 \cos \theta, \quad \text{де число Рейнольдса } \text{Re} = \frac{2UR_0}{\nu}.$$

$$\text{Дотичні напруження в рідині на поверхні кулі:} \quad \tau_\theta = -\frac{2}{3} \mu \frac{U}{R_0} \sin \theta.$$

Згідно формули Стокса сила опору при переміщенні кулі:

$$F_b = 6\pi\mu R_0 U. \quad (5.85)$$

При високих швидкостях звичайної рідини має місце відрив потоку від поверхні кулі [112] (рис. 5.41 б). При переміщенні магнітної кулі у

ферромагнітній рідині (див. рис. 5.41 в) на її полюсних ділянках виникають сили магнітної взаємодії рідини і кулі. Тому у кормовій частині сфери виникають центруючі сили, що стабілізують рух рідини і компенсують відривні явища навіть при високих швидкостях переміщення. Це підтверджено шляхом спостережень при переміщенні магнітної кулі у ванні заповненій ферромагнітною рідиною. Переміщення кулі зі швидкістю v_c визиває переміщення ділянки її нормального перетину. Швидкість на ділянці розташованій під кутом θ до напрямку руху визначена залежністю:

$$V_n = V_c \cos \theta. \quad (5.86)$$

Величина максимальної швидкості ділянки V_c залежить від зусилля, яке створює електромагніт. Відповідно наявності різних зусиль виникають різні епюри швидкостей нормальних перетинів кулі (рис. 5.42).

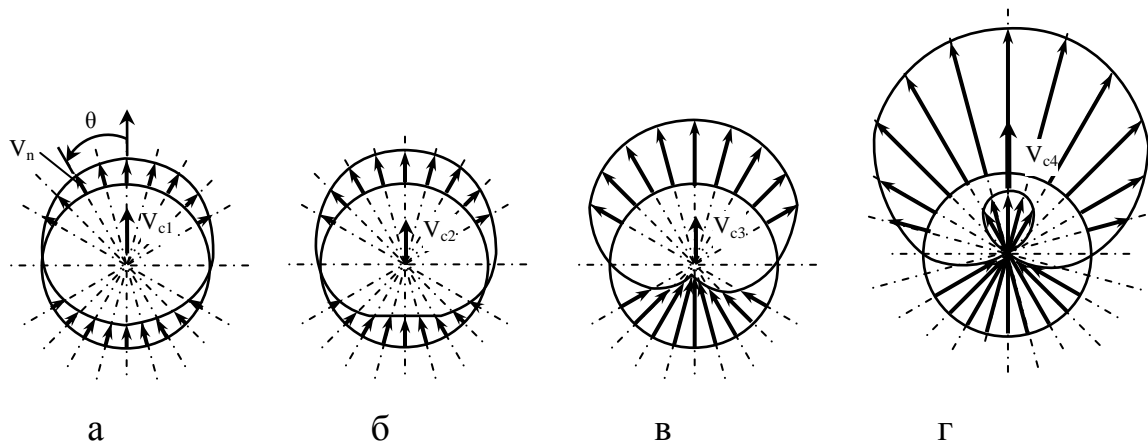


Рис. 5.42. Розподіл нормальних проєкцій швидкості ферромагнітної рідини по контуру кулі в залежності від номінального зусилля електромагніта: позиції а-г відповідають послідовному збільшенню зусилля

Наведені розподіли швидкостей прийняті в якості граничних умов для розрахунку поля течії в порожнині корпусу при переміщенні сфери. В процесі переміщення сфери росте її швидкість, збільшуються нормальні складові швидкості і змінюється картина течії (рис. 5.43).

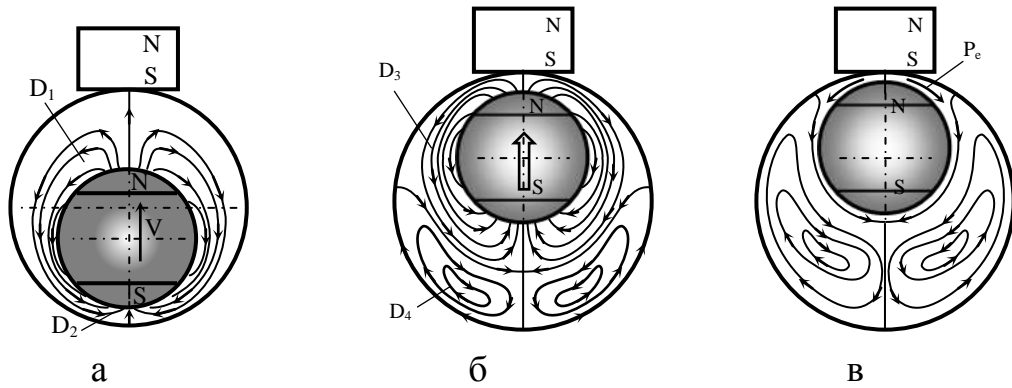


Рис. 5.43. Особливості течії феромагнітної рідини при переміщенні кулі: а – переміщення із незначною швидкістю; б – переміщення із максимальною швидкістю; в – гальмування кулі

В початковий період руху (рис.5.43 а) лінії течії на ділянці D_1 витягуються в напрямку електромагніта, а з тильної сторони кулі має місце область стисненої течії D_2 . При збільшенні швидкості кулі формується область стійкої циркуляційної течії D_3 навколо кулі (рис. 5.43 б). В порожнині корпусу формуються вихрові області D_4 . При підході кулі до стінки корпусу має місце підвищення тиску p_e між кулею і стінкою корпусу (рис. 5.43 в). В даний момент електромагніт відключається і куля рухається по інерції. Феромагнітна рідина витісняється із зазора між кулею і корпусом, що спричиняє гальмування кулі.

Встановлені особливості течії послужили основою для аналітичного опису руху магнітної кулі. Складено рівняння динамічної рівноваги кулі:

$$m \frac{dV}{dt} = F_M - F_b, \quad (5.87)$$

де m - маса кулі; V - швидкість; F_M - сила магнітної взаємодії кулі і електромагніта; F_b - сила опору при переміщенні кулі.

В першому наближенні прийнято, що сила F_M постійна, а сила опору визначена формулою (5.85). Тоді (5.87) набуде вигляду:

$$m \frac{dV}{dt} = F_M - bV, \quad \text{де } b = 6\pi\mu R_0, \quad \text{при } t = 0, V = y = 0, \quad (5.88)$$

Розв'язок даного рівняння визначає швидкість і переміщення кулі:

$$\frac{dz}{dt} = V = \frac{F_M}{b} \left(1 - e^{-\frac{bt}{m}} \right), \quad y = \frac{F_m}{b} t + \frac{mF_m}{b^2} \left(e^{-\frac{bt}{m}} - 1 \right) \quad (5.89)$$

Розрахунок за формулами (5.89) дає аперіодичний закон зросту швидкості (рис. 5.44 а).

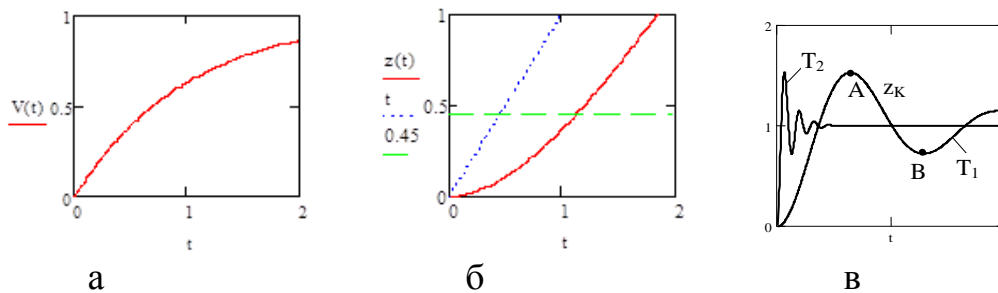


Рис. 5.44. Швидкість кулі (а), її переміщення в порожнині корпусу при розгоні (б) та переміщення корпусу при ударі кулі (в)

Переміщення кулі (рис. 5.44 б) відповідає зростаючій залежності. При її переміщенні на величину h має місце удар кулі по корпусу. Момент удару визначає час руху кулі і набуту нею швидкість.

Час переміщення t_m знайдено із розв'язку рівняння:

$$t_m = \frac{bh}{F_m} + \frac{m}{F_m b} - \frac{m}{b} e^{-\frac{bt_m}{m}}. \quad (5.90)$$

$$\text{Швидкість кулі в момент удару: } V_m = \frac{F_m}{m} t_m - \frac{bh}{m}. \quad (5.91)$$

Корпус привода має пружну оболонку, тому удар кулі можна вважати пружним і прийняти, що після удару швидкість кулі міняє знак. Із рівняння рівності кількості руху системи до удару і після одержимо:

$$m_K V_K = 2m V_m, \quad (5.92)$$

де m_K - маса корпусу, V_K - швидкість корпусу після удару.

Підставивши значення швидкості із (5.91) в (5.92) одержимо:

$$V_K = 2(F_m t_m - bh) / m_K. \quad (5.93)$$

Значення швидкості є початковою умовою для визначення руху корпусу після удару. Рівняння руху корпусу має вигляд:

$$m_K \frac{d^2 Z_K}{dt^2} + b_K \frac{dZ_K}{dt} + C_K Z_K = 0, \quad \text{при } t=0, \quad Z_K = 0, \quad \frac{dZ_K}{dt} = V_K. \quad (5.94)$$

де Z_K - переміщення корпусу після удару; b_K і C_K - коефіцієнт опору та жорсткість системи закріплення корпусу (див. рис. 5.40 а).

Перетворимо рівняння (5.94) до виду:

$$T^2 \frac{d^2 Z_K}{dt^2} + 2\xi T \frac{dZ_K}{dt} + Z_K = 0. \text{ де } T = \sqrt{\frac{m_K}{C_K}}, \xi = \frac{b_K}{2\sqrt{m_K C_K}}, K = \frac{1}{C_K}. \quad (5.95)$$

Розв'язок рівняння (5.95) при вказаних початкових умовах:

$$Z_K(t) = K + \frac{\sqrt{T^2 V_K^2 - 2\xi T V_K K + K^2}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \cdot e^{-\frac{\xi}{T} t} \cdot \sin \left[\frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{T} \cdot t + \arctg \left[\frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi - \frac{T V_K}{K}} \right] \right], \quad (5.96)$$

Формула (5.96) визначає коливальний процес, період коливань якого залежить від постійної T (рис. 5.44 в). Величина постійної T залежить від конструктивних параметрів привода. Зміною параметрів можна змінювати величину постійної T (наприклад, значеннями T_1, T_2). При цьому змінюється час і період коливань корпусу після удару (рис. 5.44 в).

Наведені в даному розділі результати досліджень підтверджують можливість розробки елементної бази системи приводів на основі пристроїв із феромагнітною рідиною. Дані пристрої призначені, зокрема для забезпечення необхідних динамічних характеристик систем приводів.

Висновки до розділу 5

1. Доведено, що з використанням феромагнітної рідини та потужних постійних магнітів можна розробити фізично різномірну елементну базу системи приводів, зокрема сферичні шарніри. Визначено, що закон зміни магнітної індукції в шарі феромагнітної рідини близький до параболи, а застосування постійного магніта кулястої форми дає можливість створити багатоважільні сферичні шарніри для яких мають місце особливі робочі процеси циркуляційного руху феромагнітної рідини.

2. Обґрунтовано, що сферичні шарніри необхідно виготовляти із феромагнітного металполімерного композиту, який допускає формування високоточних (1...2 мкм) внутрішніх сферичних поверхонь. На сформованій

поверхні утворюється регулярна система мікровиступів по причині обумовлена наявністю в композиті мікроскопічних кульок заліза. На мікровиступах утворюється система гідродинамічних опор, яка суттєвим чином знижує сили тертя в шарнірі та підвищує його несучу здатність.

3. Підтверджена можливість створення ефективних пасивних та активних демпферів коливань, які використовують гідравлічне тертя в якості рушійної сили. Встановлено, що основна дисипація енергії має місце в контактній магнітній сфері з поверхнею корпусу, а підвищення ефективності демпфера реалізується при хаотичному коченні сфери у порожнині корпусу, яке здійснюється по гіпоциклоїдальним траєкторіям. Показано, що в керованому демпфері виникають циркуляційні рухи феромагнітної рідини, які забезпечують інтенсивну динамічну дію на систему приводів.

4. Доведено, що розроблена елементна база у вигляді інноваційних пристроїв із феромагнітною рідиною радикальним чином змінює підходи і методи забезпечення необхідних динамічних властивостей систем приводів призначених для складних просторових переміщень об'єктів машинобудування. Запропоновано застосувати пристрої такого типу для обмеження динамічних навантажень, оптимізації виду і параметрів динамічних процесів та фільтрації високочастотних коливань і доведено їх ефективність.

6. РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ПРОЕКТУВАННЮ ТА ПРАКТИЧНОМУ ВИКОРИСТАННЮ ФУНКЦІОНАЛЬНО-ОРІЄНТОВАНОЇ ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ СИСТЕМ ГІДРО - ПНЕВМОПРИВОДІВ

6.1. Рекомендації по визначенню інерційних властивостей систем приводів побудованих на новій функціонально-орієнтованій елементній базі

Особливістю просторових систем приводів є складні і невизначені динамічні процеси які в них протікають. Застосування принципово нової функціонально-орієнтованої елементної бази висуває задачу визначення динамічних властивостей просторових систем приводів.

Просторові приводи побудовані на розробленій елементній являють собою складні багатомасові системи (рис. 6.1 а).

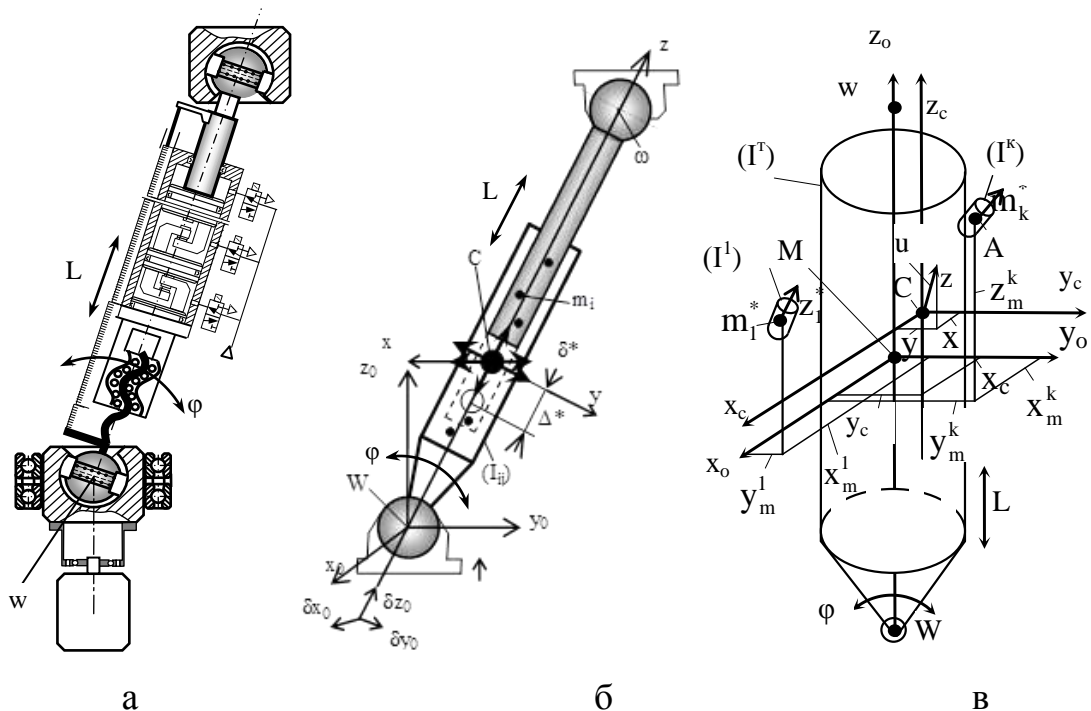


Рис. 6.1. Схема типового приводу , що здійснює просторовий рух (а) , вибір системи координат, в якій визначено нестационарне стохастичне поле тензора інерції приводу (б) та динамічна модель приводу у вигляді еквівалентного твердого тіла з додатковими рухомими масами (в)

Інерційні властивості приводів, які здійснюють просторовий рух, визначаються тензорами інерції [31]. При змінах довжини L , поперечно-кутового положення φ приводів зміни та розподілу маси по довжині привода компоненти тензорів інерції змінюються [60, 64, 87, 110, 111]. Розглянемо зміни тензора інерції привода, який має велику кількість окремих деталей при наявності рідких об'ємів.

Рівняння просторового руху кожної деталі як твердого тіла складається із рівнянь поступального руху полюса і рівнянь сферичного руху тіла навколо полюса [40]. Для динамічної системи привода розгляд рівнянь окремо для кожної його деталі є складним і недоцільним. Тому запропоновано розглядати привід у вигляді одного еквівалентного твердого тіла із змінними, інерційними параметрами. (рис. 6.1 в).

Інерційні властивості привода як еквівалентного тіла описані нелінійним нестационарним стохастичним тензорним полем тензора моментів інерції. Тензорне поле може розглядатись у довільній системі координат. Вісь oz доцільно розташувати відповідно до осі симетрії привода так, щоб вона проходила через сферичні шарніри, розміщені на кінцях привода. Ця вісь не буде центральною, тому що центр мас привода буде змінюватись в просторі і часі. Зміщення центра мас відносно осі oz є незначними, і їх враховано як зміни тензорного поля в локальній області. Центр системи координат доцільно вибрати на осі oz в місці, близькому до номінального положення центра мас (див. рис. 6.1 б). При плавному переміщенні привода в цілому маємо плавно змінне нестационарне тензорне поле. При ударах поршнів або постановці їх на упори маємо нелінійне тензорне поле, компоненти якого включають ступінчасті або імпульсні (узагальнені) функції. Характерним є наявність у приводі деталей постійної маси, які розташовані геометрично постійно відносно базового твердого тіла. Набір деталей може включати як додатні, так і від'ємні маси. Від'ємна маса є математичною абстракцією і відповідає порожнині в деякій області суцільного твердого тіла.

Різко змінні або швидкі динамічні переміщення чи деформації деталей викликають появу сил інерції, що діють на деталь. При динамічних переміщеннях деталей (вібраціях, розгонах та ударах) виникають інерційні сили. Це також стосується поворотних переносних рухів рухомих деталей, які супроводжуються виникнення сил інерції переносного руху. Наведені результати аналізу інерційних властивостей послужили основою для розробки принципів формування тензорного поля тензорів інерції окремих приводів, що утворюють просторову систему (рис. 6.2).

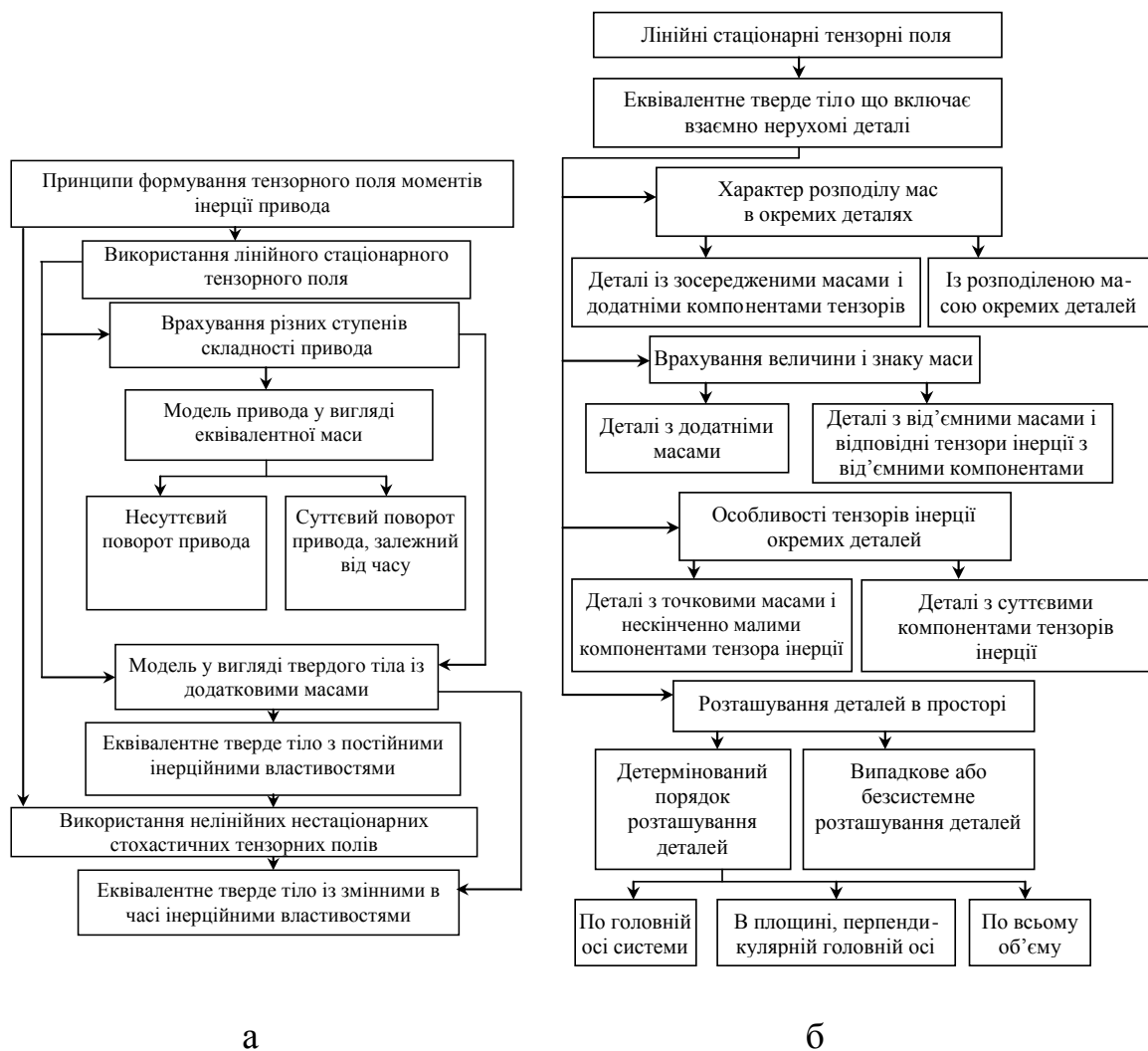


Рис. 6.2. Інерційні характеристики приводів у вигляді тензорного поля (а) та формування лінійних стаціонарних тензорних полів (б)

Запропоновано в першому наближенні врахувати в лінійній постановці наявність окремих рухомих деталей в просторовій системі приводів (рис. 6.2 б).

В реальних приводах інерційні характеристики є суттєво нелінійними. Для їх опису застосовані нелінійні нестационарні стохастичні тензорні поля (рис. 6.3).

Зміни положення мас можуть мати плавний або різко змінний характер. Прикладом плавних змін є подача рідини в порожнину гідроциліндра, а прикладом різких змін є приєднання до приводу одного із поршнів дискретного приводу.

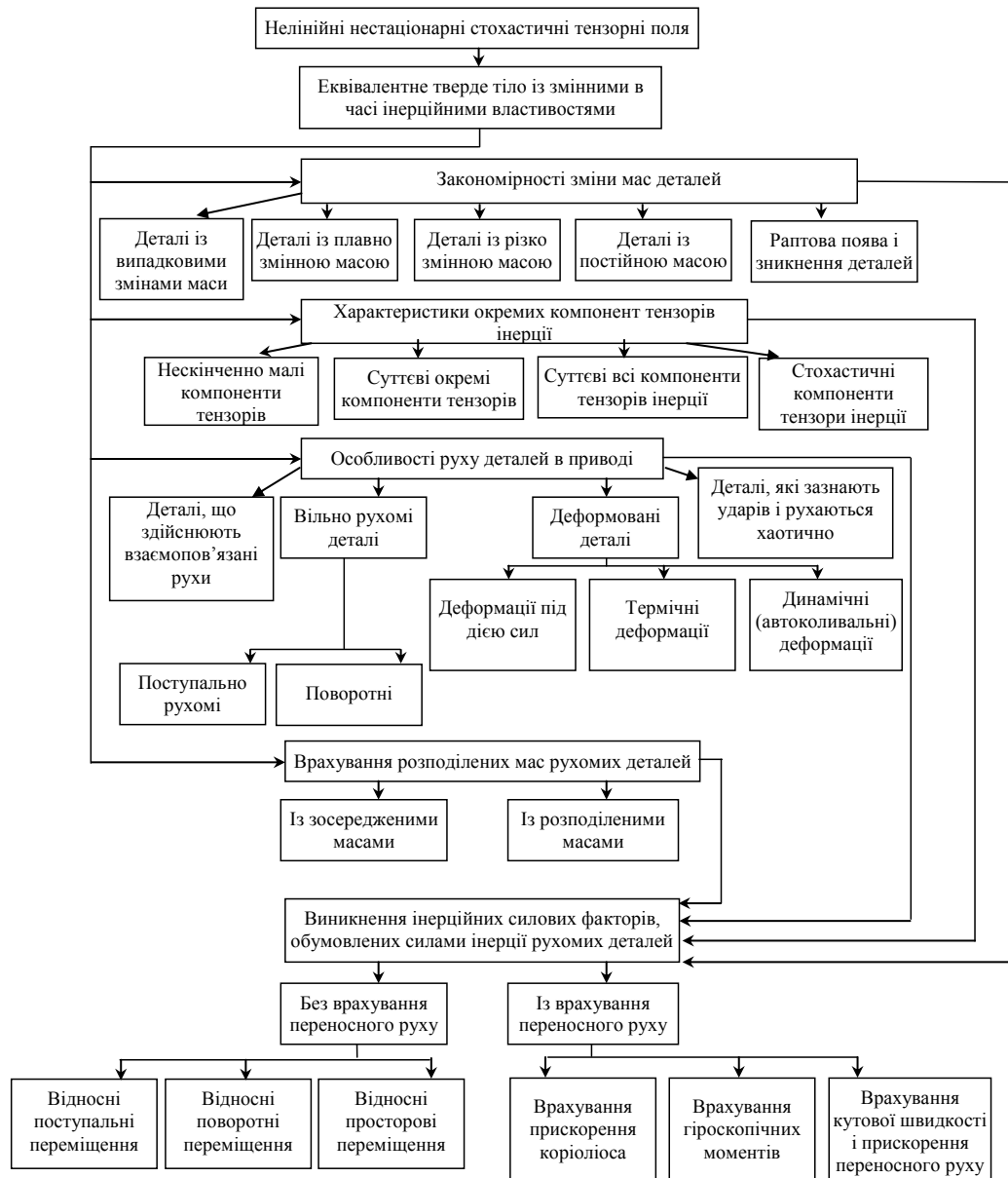


Рис. 6.3. Формування нестационарних нелінійних стохастичних тензорних поля, що визначає інерційні характеристики просторових систем приводів

Для теоретичного опису нелінійного стохастичного тензорного поля, утвореного тензором інерції привода запропонована динамічна модель привода (див. рис. 6.1 в) у вигляді еквівалентного твердого тіла масою M , до якого додана деяка сукупність N деталей з відповідними масами. Початок системи координат розташовано в центрі мас еквівалентного твердого тіла. При цьому осі системи координат $x_0 y_0 z_0$ є головними центральними осями інерції твердого тіла. Тензор інерції еквівалентного твердого тіла в головних напрямках [6] має матрицю, що включає лише діагональні компоненти:

$$(I^T) = \begin{bmatrix} I_x^T & 0 & 0 \\ 0 & I_y^T & 0 \\ 0 & 0 & I_z^T \end{bmatrix}. \quad (6.1)$$

При переміщенні деталей змінюється їх положення, маси $m_1^*, \dots, m_k^*, \dots, m_N^*$ та тензори інерції $(I^1) \dots (I^k) \dots (I^N)$. Тверді тіла з масами m_k^* розташовані в просторі у місцях з випадковими координатами x_m^*, y_m^*, z_m^* .

Тензори інерції рухомих деталей привода у вибраній системі координат в загальному вигляді мають ненульові позадіагональні компоненти і описуються матрицями:

$$(I^k) = \begin{bmatrix} I_x^k & I_{xy}^k & I_{xz}^k \\ I_{yx}^k & I_y^k & I_{yz}^k \\ I_{zx}^k & I_{zy}^k & I_z^k \end{bmatrix}, \quad k=1, 2, \dots, N \quad (6.2)$$

Враховуючи симетрію тензора в формулі (6.2), $I_{xy}^k = I_{yx}^k$, $I_{xz}^k = I_{zx}^k$, $I_{yz}^k = I_{zy}^k$.

Визначимо положення центра мас системи (точка C) в системі координат $x_0 y_0 z_0$. Координати точки C визначено залежностями:

$$x_c = \frac{\sum_{k=1}^N m_k^* x_m^k}{M + \sum_{k=1}^N m_k^*}, \quad y_c = \frac{\sum_{k=1}^N m_k^* y_m^k}{M + \sum_{k=1}^N m_k^*}, \quad z_c = \frac{\sum_{k=1}^N m_k^* z_m^k}{M + \sum_{k=1}^N m_k^*}. \quad (6.3)$$

Компоненти тензора інерції визначаються згідно формул [40]:

$$\begin{aligned} I_x^c &= I_x^T + M(y_c^2 + z_c^2) + \sum_{k=1}^N I_x^k + \sum_{k=1}^N m_k^* \left[(y_m^k - y_c)^2 + (z_m^k - z_c)^2 \right], \\ I_y^c &= I_y^T + M(x_c^2 + z_c^2) + \sum_{k=1}^N I_y^k + \sum_{k=1}^N m_k^* \left[(x_m^k - x_c)^2 + (z_m^k - z_c)^2 \right], \\ I_z^c &= I_z^T + M(x_c^2 + y_c^2) + \sum_{k=1}^N I_z^k + \sum_{k=1}^N m_k^* \left[(x_m^k - x_c)^2 + (y_m^k - y_c)^2 \right], \\ I_{xy}^c &= I_{yx}^c = \sum_{k=1}^N I_{xy}^k + \sum_{k=1}^N m_k^* (x_m^k - x_c)(y_m^k - y_c), \quad I_{yz}^c = I_{zy}^c = \sum_{k=1}^N I_{yz}^k + \sum_{k=1}^N m_k^* (y_m^k - y_c)(z_m^k - z_c), \end{aligned} \quad (6.4)$$

$$I_{xz}^c = I_{zx}^c = \sum_{k=1}^N I_{xz}^k + \sum_{k=1}^N m_k^* (x_m^k - x_c)(z_m^k - z_c).$$

Одержаний тензор має компоненти у вигляді нелінійних випадкових функцій часу. Точка С є ситуативним центром мас динамічної системи. Тензор (I^c) в околиці точки С утворює тензорне поле. Розглянемо деяку точку А в околиці точки С. Координати точки А визначимо в системі центральних координат $x_c y_c z_c$. Компоненти тензора інерції в точці А із врахуванням зміщень x, y, z складуть:

$$\begin{aligned} I_x^A &= I_x^T + \sum_{k=1}^N I_x^k + M[(y_c + y)^2 + (z_c + z)^2] + \sum_{k=1}^N m_k^* [(y_m^k - y_c - y)^2 + (z_m^k - z_c - z)^2], \\ I_y^A &= I_y^T + \sum_{k=1}^N I_y^k + M[(x_c + x)^2 + (z_c + z)^2] + \sum_{k=1}^N m_k^* [(x_m^k - x_c - x)^2 + (z_m^k - z_c - z)^2], \\ I_z^A &= I_z^T + \sum_{k=1}^N I_z^k + M[(x_c + x)^2 + (y_c + y)^2] + \sum_{k=1}^N m_k^* [(x_m^k - x_c - x)^2 + (y_m^k - y_c - y)^2], \\ I_{xy}^A &= I_{yx}^A = \sum_{k=1}^N I_{xy}^k + \sum_{k=1}^N m_k^* (x_m^k - x_c - x)(y_m^k - y_c - y), \\ I_{yz}^A &= I_{zy}^A = \sum_{k=1}^N I_{yz}^k + \sum_{k=1}^N m_k^* (y_m^k - y_c - y)(z_m^k - z_c - z), \\ I_{xz}^A &= I_{zx}^A = \sum_{k=1}^N I_{xz}^k + \sum_{k=1}^N m_k^* (x_m^k - x_c - x)(z_m^k - z_c - z). \end{aligned} \quad (6.5)$$

Кожна із компонент тензора інерції (6.5) залежить лише від двох координат точки А. Наприклад, компонента I_x^A залежить від y і z . Дані залежності мають суттєво нелінійний характер (рис. 6.4, а).

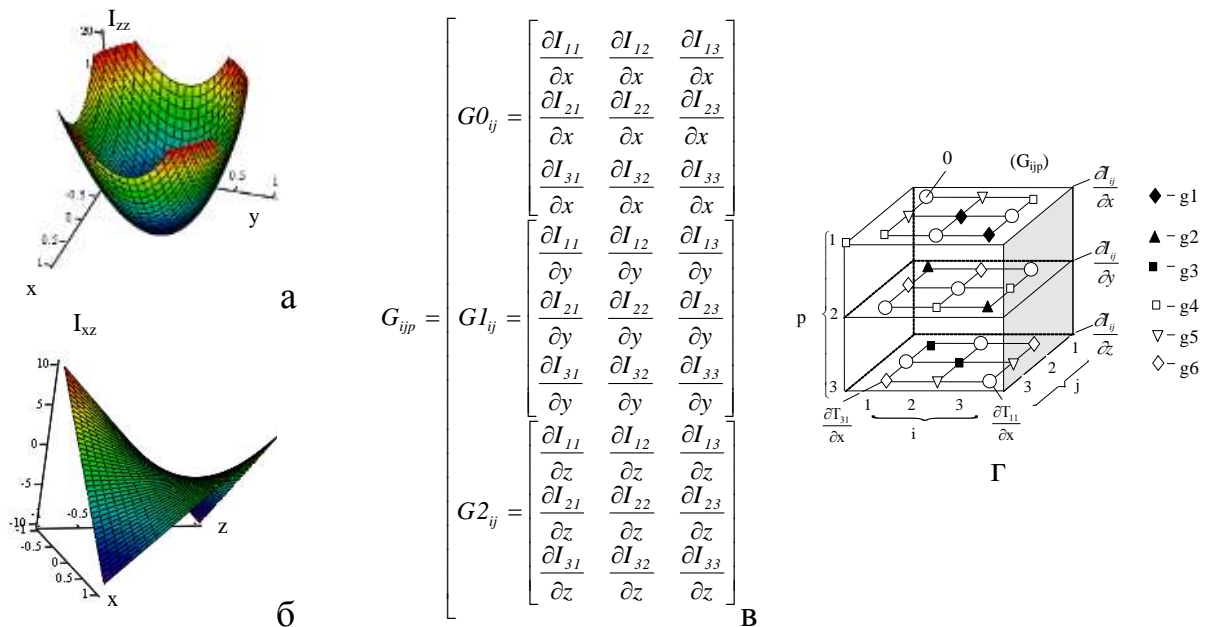


Рис. 6.4. Приклади графіків діагональної (а) та позадіагональної (б) компонент тензорного поля тензора інерції, інтерпретація тензора градієнта поля за допомогою трьох квадратних матриць (в) і просторової структури (г)

Враховуючи симетрію тензора інерції [2] визначено лише 6 його компонент за діагональною схемою (крапками показані симетричні компоненти із верхньої частини матриці):

$$I(A) = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ \dots & I_{yy} & I_{yz} \\ \dots & \dots & I_{zz} \end{bmatrix}. \quad (6.6)$$

При змінах центра мас і положення осей змінюються компоненти тензора інерції. Зміни компонент визначено на основі розкладу тензора інерції в ряд Тейлора в околиці положення центра мас. Елементарне зміщення центра мас визначиться векторною залежністю:

$$\vec{du} = \sum_{i=1}^3 dx_i \vec{e}_i,$$

де $dx_1=dx$, $dx_2=dy$, $dx_3=dz$ – прирости координат центра мас; \vec{e}_1 , \vec{e}_2 , \vec{e}_3 – одиничні орти системи координат x_c, y_c, z_c .

Зміни компонент тензора (6.5) відповідні його розкладу в ряд Тейлора, при обмеженні лінійними складовими розкладу визначаються у вигляді [2]:

$$I_{ij}^{AL} = I_{ij}^A(x_1 + dx_1, x_2 + dx_2, x_3 + dx_3) = I_{ij}^H + \sum_{p=1}^3 \frac{\partial I_{ij}}{\partial x_p} dx_p = I_{ij}^H + \sum_{p=1}^3 G_{ijp} dx_p \quad (6.7)$$

В формулу (6.7) входить абсолютна похідна тензора інерції у вигляді тензора-градієнта тензорного поля:

$$(G_{ijp}) = (I_{ij,p}) = \left(\frac{\partial I_{ij}}{\partial x_p} \right), \quad (6.8)$$

Тензор-градієнт (6.8) є тензором третього рангу [6] і визначається трьома квадратними матрицями (див. рис. 6.4 в) або однією кубічною матрицею [64] (рис. 6.4 г).

Компоненти тензора-градієнта визначаються через наступні допоміжні функції:

$$\begin{aligned} g_1(x) &= 2M(x_c + x) - 2 \sum_{k=1}^N m_k (x_m^k - x_c - x), & g_2(y) &= 2M(y_c + y) - 2 \sum_{k=1}^N m_k (y_m^k - y_c - y), \\ g_3(z) &= 2M(z_c + z) - 2 \sum_{k=1}^N m_k (z_m^k - z_c - z), & g_4(z) &= - \sum_{k=1}^N m_k (z_m^k - z_c - z), \\ g_5(y) &= - \sum_{k=1}^N m_k (y_m^k - y_c - y), & g_6(x) &= - \sum_{k=1}^N m_k (x_m^k - x_c - x). \end{aligned} \quad (6.9)$$

Для обчислення тензора-градієнта в деякій точці A з координатами x, y, z в формулах (6.9) треба прийняти $x=\text{const}, y=\text{const}, z=\text{const}$. Відповідно компоненти тензора-градієнта G_{ijp}^A , які входять у формулу (6.8), будуть постійними величинами, а формула (6.7) набуде вигляду лінійної комбінації приростів координат.

Розглянемо випадкові зміни тензора інерції при переміщеннях сферичної опори привода на величину $\delta x_0, \delta y_0, \delta z_0$ (див.рис. 6.1 б). Центр мас привода буде зазнавати випадкових переміщень $\delta x, \delta y, \delta z$. Ці переміщення, подано у вигляді канонічних розкладів [10, 48] за системою гармонічних функцій у вигляді:

$$\delta X_p = \sum_{k=1}^N u_k^p \cos \omega_k t + v_k^p \sin \omega_k t,$$

де u_k^p, v_k^p – випадкові величини з однаковими дисперсіями; ω_k – фіксовані значення частот окремих гармонік; N – число складових розкладу.

Відповідно до формули (6.7) випадкові зміни компонент тензора інерції, визначеного в околиці точки A , будуть описані залежністю:

$$I_{ij}^{AL*} = I_{ij}^H + \sum_{p=1}^3 G_{ijp}^A \sum_{k=1}^M u_k^p \cos \omega_k t + v_k^p \sin \omega_k t$$

Для конкретного привода розраховані за даними формулами випадкові зміни компонент тензорного поля мають вигляд графіків (рис. 6.5 а).

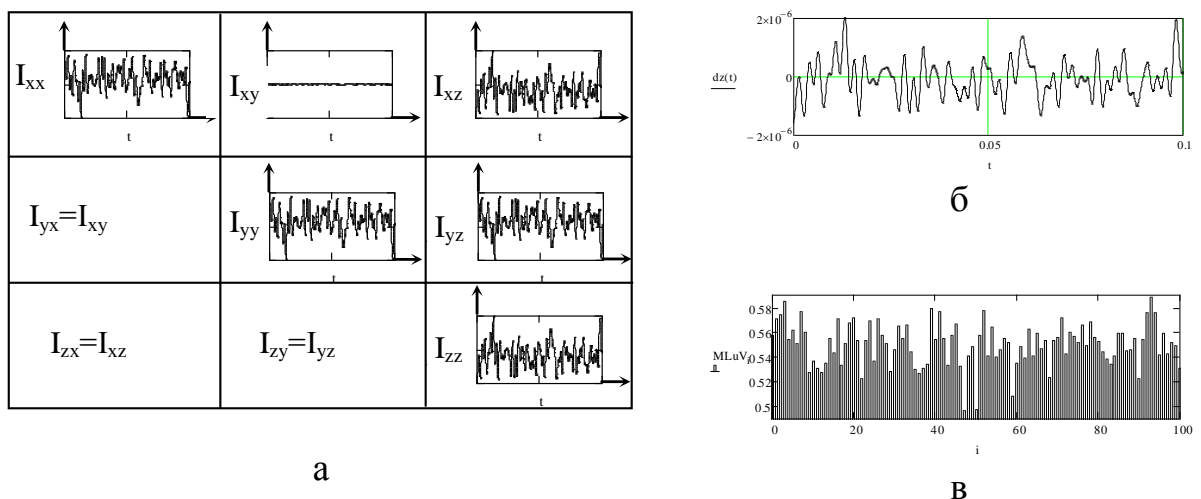


Рис. 6.5. Випадкові зміни компонент тензора моментів інерції при переміщеннях центра мас (а), випадкові переміщення центра мас привода (б) та реалізація випадкових змін довжини привода

Випадкові зміни компонент тензора інерції відповідають широкополосним випадковим процесам. Частина компонент ($I_{xy} = I_{yx}, I_{zz}$) має діапазон зміни, набагато менший від змін інших компонент.

Зміна положення центра мас являє собою випадковий процес в цілому подібний до процесів зміни компонент тензора інерції (рис. 6.5 б). В процесі роботи привода зміни довжини відбуваються за певним законом. В загальному випадку для характеристик всіх можливих положень механізму застосовано методи Монте-Карло [64]. При цьому визначено випадковий масив зміни довжини кожного із приводів механізму (рис. 6.5 в).

Компоненти тензора інерції в системі координат $x^0y^0z^0$ мають як плавно змінні, так і різко змінні складові. Різко змінні складові тензора в першому наближенні враховані за адитивною схемою в залежності розкладу тензора в ряд Тейлора (6.7). При цьому компоненти тензора обчислені згідно з формулою:

$$I_{ij}^0 = I_{ij}^H + \sum_{p=1}^3 G_{ijp} dx_k + DI_{ij}.$$

Різко змінні компоненти тензора інерції визначаються тензором (DI_{ij}), складові якого включають ступінчасті (узагальнені) функції.

Випадкові складові тензора інерції подані у вигляд кусково постійних випадкових процесів. Виконано розрахунок для типової реалізації випадкових змін довжини привода. Діагональні компоненти тензора мають знакопостійні ділянки (рис. 6.6 а) і характерні гістограми (рис. 6.6 б). Випадкові значення позадіагональної компоненти (I_{xy}) (рис. 6.6 в) і відповідна їм гістограма (рис. 6.6 г).

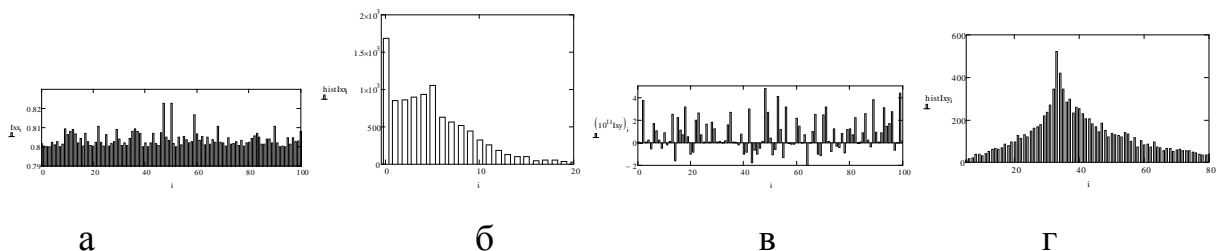


Рис. 6.6. Випадкові різко змінні складові діагональної компоненти тензора інерції I_{xx} (а) і відповідна гістограма (б) та випадкові значення позадіагональної компоненти I_{xy} (в) і відповідна їм гістограма (г)

Позадіагональні компоненти мають знакозмінний характер (рис. 6.6 в), а гістограма відповідає одновершинному закону (рис. 6.6 г).

Тензор визначається таблицею реалізацій компонент (рис. 6.7 а).

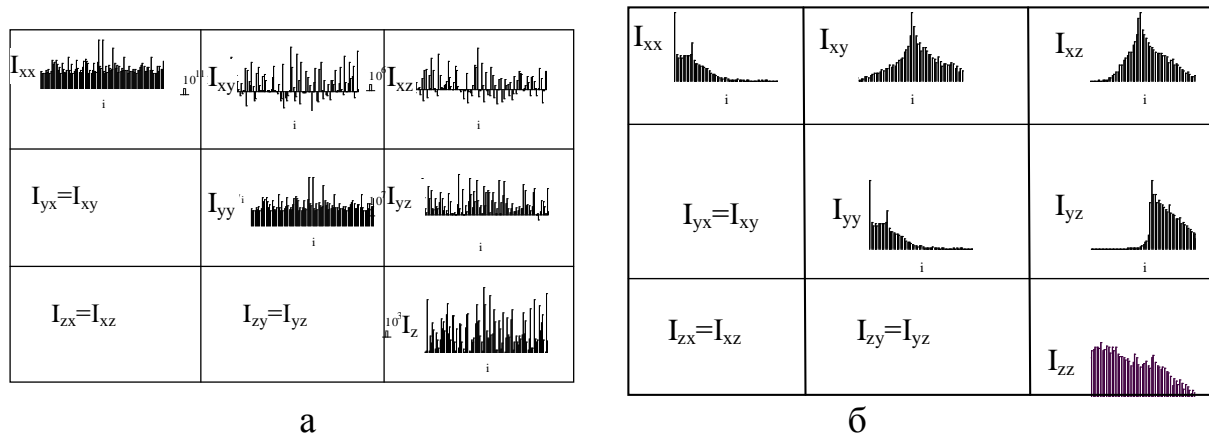


Рис. 6.7. Реалізації значень компонент тензора інерції при випадкових змінах довжини привода (а) та гістограми змін компонент тензора (б)

Встановлено, що діагональні компоненти мають гістограми аперіодичного характеру, а позадіагональні компоненти відповідають одновершинним законам розподілу (рис. 6.7 б).

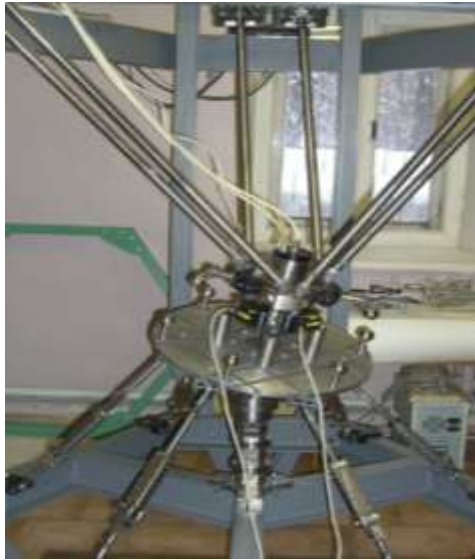
Розроблена методика опису інерційних властивостей систем приводів враховує особливості елементної бази схемних і конструктивних систем. Розроблені методи опису інерційних властивостей систем приводів стохастичними тензорними полями використані при дослідженні динамічних характеристик систем приводів, які наведені в наступних підрозділах (підрозділи 6.2-6.4).

6.2. Забезпечення динамічних характеристик систем приводів побудованих на новій елементній базі з використанням лінійних моделей

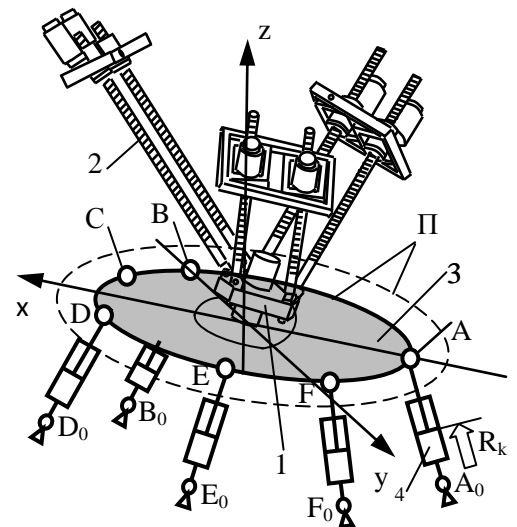
Забезпечення характеристик просторових систем приводів побудованих на новій елементній базі і працюючих у динамічних режимах потребує аналізу їх динамічних властивостей.

Для оцінки динамічних властивостей просторових систем приводів застосовані моделі різного рівня складності. З метою спрощення розрахунків

в першому наближенні запропоновано використати планарні парціальні динамічні системи динаміки просторових систем приводів [70]. Для просторової системи приводів (рис. 6.8 а) використано дві планарні парціальні динамічні системи, які описують рух стола та платформи.



а

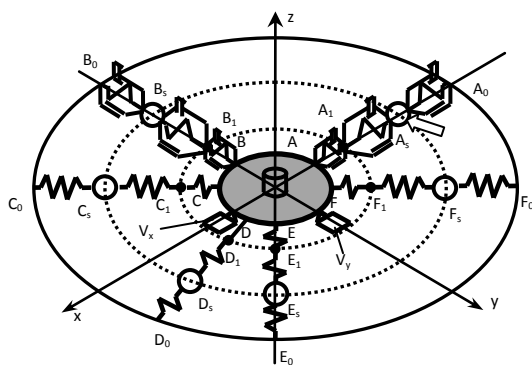


б

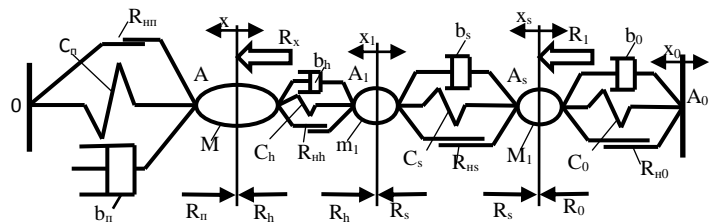
Рис. 6.8. Просторова система приводів (а) та схема введення планарної парціальної динамічної моделі системи приводів стола (б)

Характерними переміщеннями стола в площині Π прийняті поступальні переміщення, що визначені декартовими координатами x, y положення стола відносно нерухомої платформи.

Планарна динамічна система стола має основну підсистему плоскопаралельного переміщення та шість радіальних динамічних підсистем AA_0, BB_0, \dots, FF_0 відповідні шести приводам стола (рис. 6.9 а).



а



б

Рис. 6.9. Планарна динамічна модель переміщення стола (а) та радіальна динамічна модель системи переміщення стола в напрямку x (б)

Прийнято, що процеси в динамічній системі кожного окремого привода мало впливають на динамічні параметри основної планарної системи. Розглянуто динамічні процеси в системі при навантаженнях на окремий привод (A_0A) згідно радіальної динамічної моделі (рис. 6.9 б). Стіл масою M переміщується в напрямку x . Парціальна система стола має еквівалентну жорсткість c_{Π} , еквівалентні лінійний b_{Π} та нелінійний R_{Π} опір своєму переміщенню, які визначаються параметрами останніх п'яти приводів (крім розглянутого A_0A).

Радіальна парціальна динамічна система включає три маси. Маса M еквівалентна масі стола, маса m_1 відповідає масі шарніра A та частині маси привода, а маса M_1 визначає інерційні властивості основної частини маси привода та шарніра A_0 .

Рівняння динамічного переміщення стола в напрямку x має вигляд:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = R_h - R_{\Pi}, \quad (6.10)$$

де R_{Π} - сумарна реактивна дія 5-ти приводів; R_h - силова дія привода на стіл.

Рівняння коливального руху шарніра з масою m_1 :

$$m_1 \frac{d^2x_1}{dt^2} = R_s - R_h, \quad (6.11)$$

де x_1 - переміщення шарніра; R_s - динамічна дія привода на шарнір.

Рівняння переміщення еквівалентної маси привода M_1 має вигляд:

$$M_1 \frac{d^2x_s}{dt^2} = R_1 + R_0 - R_s, \quad (6.12)$$

де R_1 - динамічне збурення, яке діє на привод; R_0 - реакція основи привода.

Динамічні дії силових зв'язків R_{Π} , R_h , R_s , R_0 визначені у вигляді:

$$\begin{aligned} R_{\Pi} &= R_{\Pi h} + C_{\Pi}x + b_{\Pi} \frac{dx}{dt}, & R_h &= R_{hh} + C_h(x_1 - x) + b_h \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx}{dt} \right), \\ R_s &= R_{hs} + C_s(x_s - x_1) + b_s \left(\frac{dx_s}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right), & R_0 &= R_{h0} + C_0(x_0 - x_s) + b_0 \left(\frac{dx_0}{dt} - \frac{dx_s}{dt} \right). \end{aligned} \quad (6.13)$$

де $R_{\Pi h}$, R_{hh} , R_{hs} , R_{h0} - нелінійні складові зусиль; C_{Π} , C_h , C_s , C_0 - коефіцієнти жорсткості зв'язків; b_{Π} , b_h , b_s , b_0 - коефіцієнти лінійного опору; x_0 - переміщення основи з якою зв'язано шарнір A_0 .

Нелінійні сили опору визначено залежностями:

$$R_{\text{НП}} = f_{\text{НП}}\left(\frac{dx}{dt}\right), \quad R_{\text{Нн}} = f_{\text{Нн}}\left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx}{dt}\right), \quad R_{\text{Нс}} = f_{\text{Нс}}\left(\frac{dx_s}{dt} - \frac{dx_1}{dt}\right), \quad R_{\text{НО}} = f_{\text{НО}}\left(\frac{dx_0}{dt} - \frac{dx_s}{dt}\right) \quad (6.14)$$

Перетворимо систему рівнянь (6.10-6.12) із врахуванням (6.13) по Лапласу. Одержимо систему рівнянь, яка включає зображення переміщень по Лапласу $x(t)$, $x_1(t)$, $x_s(t)$ (S – оператор Лапласа):

$$\begin{cases} MS^2X = R_x + R_{\text{Нн}} + (C_h + b_h S)(X_1 - X) - R_{\text{НП}} - (C_{\text{П}} + b_{\text{П}} S)X, \\ m_1 S^2 X_1 = R_{\text{Нс}} + (C_s + S b_s)(X_s - X_1) - R_{\text{Нн}} - (C_h + S b_h)(X_1 - X), \\ M_1 S^2 X_s = R_1 + R_{\text{НО}} + (C_0 + S b_0)(X_0 - X_s) - R_{\text{Нс}} - (C_s + S b_s)(X_s - X_1). \end{cases} \quad (6.15)$$

Розв'яжемо систему рівнянь (6.15) відносно переміщень:

$$\begin{cases} X = \frac{K_x}{(T_x^2 S^2 + 2\xi_x T_x S + 1)} [R_{\text{Нн}} - R_{\text{НП}} + K_1(\tau_1 S + 1)X_1 + R_x], \\ X_1 = \frac{K_{x_1}}{(T_{x_1}^2 S^2 + 2\xi_{x_1} T_{x_1} S + 1)} [R_{\text{Нс}} - R_{\text{Нн}} + K_2(\tau_2 S + 1)X_s + K_1(\tau_1 S + 1)X], \\ X_s = \frac{K_{x_s}}{T_{x_s}^2 S^2 + 2\xi_{x_s} T_{x_s} S + 1} [R_{\text{НО}} - R_{\text{Нс}} + K_3(\tau_3 S + 1)X_0 + K_2(\tau_2 S + 1)X_1 + R_1], \end{cases} \quad (6.16)$$

$$\text{де } T_x^2 = \frac{M}{C_{\text{П}} + C_h}, \quad T_{x_1}^2 = \frac{m_1}{C_s + C_h}, \quad T_{x_s}^2 = \frac{M_1}{C_0 + C_h}, \quad \xi_x = \frac{b_n + b_{\text{П}}}{2\sqrt{M(C_h + C_{\text{П}})}},$$

$$\xi_{x_1} = \frac{b_s + b_{\text{П}}}{2\sqrt{m_1(C_s + C_h)}}, \quad \xi_{x_s} = \frac{b_0 + b_s}{2\sqrt{M_1(C_0 + C_s)}}, \quad K_x = \frac{1}{C_h + C_{\text{П}}}, \quad K_{x_1} = \frac{1}{C_s + C_h}, \quad K_{x_s} = \frac{1}{C_0 + C_s},$$

$$K_1 = C_h, \quad \tau_1 = \frac{b_n}{C_h}, \quad K_2 = C_s, \quad \tau_2 = \frac{b_s}{C_s}, \quad K_3 = C_0, \quad \tau_3 = \frac{b_0}{C_0}.$$

Система рівнянь (6.16) реалізована у вигляді математичної моделі в системі Simulink (рис.6.10 а).

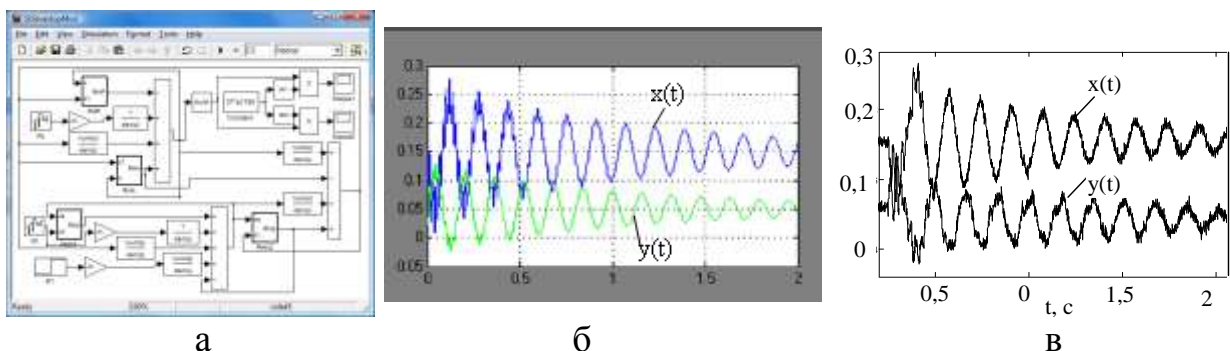


Рис. 6.10. Математична модель динамічної системи стола (а), розрахунок імпульсної характеристики системи (б) та експериментально визначені імпульсні характеристики (в) при ударному навантаженні стола

Виходом моделі є переміщення стола x , а входами є зусилля R_x , R_1 та переміщення основи x_0 .

Для розрахунку імпульсної характеристики (вагової функції) [4] здійснено диференціювання перехідної функції, яка знайдена за допомогою моделі (рис. 6.10 а). Для врахування шумових складових у математичну модель введено блоки, які генерують випадкові силові фактори у вигляді навантаження на стіл R_x та коливання основи x_0 . Результати моделювання для вказаних параметрів визначають слабо затухаючий процес, в якому наявні низькочастотна і високочастотна складові (рис. 6.10 б).

Проведена перевірка точності моделі шляхом порівняння розрахунку та результатів експериментальних вимірів. Експериментальні імпульсні характеристики одержано вимірами коливань стола при імпульсних навантаженнях привода A_0A . Удари наносились по корпусу пневмоциліндра в напрямку R_k (див. рис. 6.8 б). Переміщення корпуса відповідають силовому фактору R_1 (див. рис. 6.9 б).

Для вимірів імпульсної характеристики використано безконтактні високочутливі триангуляційні лазерні вимірювачі відстані серії РФ603-10/2 [77] встановлені на столі (блоки V_x та V_y див. рис. 6.8, а).

Експериментально визначені характеристики (рис. 6.10 в) відповідають розрахунку (див. рис. 6.10 б). Із аналізу характеристик випливає, що за час перехідного процесу має місце 10...15 повних коливань стола. Розрахункова частота коливань стола складає близько $f=6,37$ Гц. Експериментально визначена резонансна частота знаходиться в межах $f_e=6,2..6,4$ Гц, що відповідає розрахунковому значенню.

Ступінь затухання процесів визначено у вигляді середнього за десять коливань логарифмічного декременту: $\delta = 0,1 \cdot \ln(x_1 / x_{11})$,

де x_1 та x_{11} - значення амплітуд коливань на 1-му та одинадцятому періодах.

Ступінь затухання коливань одержана розрахунком ($\delta=0,179$) дещо перевищує експериментально визначену величину $\delta_e=0,138$.

Ступінь відповідності розрахункових та експериментальних результатів можна вважати задовільною, а модель (6.18) достатньо точною. Однак для практичного використання розроблена модель є незручною. Тому на основі проведених експериментальних досліджень розроблені спрощені математичні моделі системи приводів у вигляді структурних схем. Для цього виміряно динамічні переміщення стола при синусоїдальних навантаженнях з частотою діапазоні від 10 до 120 Гц [7] (рис. 6.11).

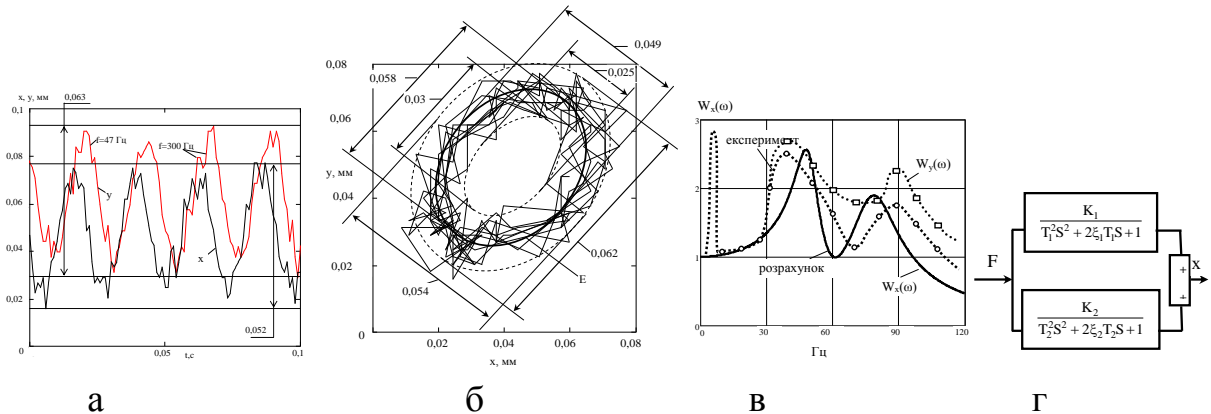


Рис. 6.11. Переміщення стола при дії вібраційного навантаження на резонансній частоті (47 Гц) (а), траєкторія переміщення центра стола при вібраційному навантаженні (б), амплітудно-частотні характеристики стола (в) та спрощена структурна модель високочастотних коливань стола (г)

Коливання стола близькі до гармонічних, а максимальна амплітуда коливань має місце при частоті близько 47 Гц. При цьому, розмах коливань в напрямках x і y сягає 0,052 та 0,063 мм. На синусоїдальне переміщення стола накладається високочастотна гармонічна складова з частотою близько 300 Гц та розмахом 0,002..0,01 мм. Траєкторія руху стола близька до еліпса E , що визначає середнє значення траєкторії. Співвідношення вісей еліпса 0,84..0,89 (рис. 6.11 б).

Проведено гармонічне навантаження стола на різних частотах. В результаті побудовані амплітудно-частотні характеристики стола (рис.6.11 в). Характеристики мають резонанси на частотах близько 47 Гц та 90 Гц.

Для теоретичного опису одержаних амплітудно-частотних характеристик використана структурна схема динамічної системи стола у вигляді двох паралельно з'єднаних коливальних ланок (рис. 6.11 г).

Розрахунок амплітудно-частотної характеристики (див. рис. 6.11 в) здійснено по передавальній функції системи, яка відповідає структурній схемі і має вигляд:

$$W_x(s) = \frac{K_1}{T_1^2 s^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1} + \frac{K_2}{T_2^2 s^2 + 2\xi_2 T_2 s + 1} = W_1(s) + W_2(s), \quad (6.17)$$

Розрахунок проведено для значень параметрів:

$$K_1 = K_2 = 0,5, \quad T_2 = 0,0030 \text{ с}, \quad \xi_2 = 0,08, \quad T_1 = 0,0019 \text{ с}, \quad \xi_1 = 0,14. \quad (6.18)$$

Встановлено, що розрахунок амплітудно-частотної характеристики відповідає експериментальним даним на частотах вище 10 Гц (62,3 рад/с). Тому (6.17) рекомендовано в якості спрощеної математичної моделі динамічної системи стола. Модель (6.17) є набагато простішою моделі (6.16), але вона не враховує резонансні властивості системи на низьких частотах (менше 10 Гц).

Для визначення динамічних властивостей системи при частотах до 10 Гц використані експериментальні імпульсні характеристики (рис. 6.12 а, б). Характеристики мають початкові ділянки O_3A_3 та основні ділянки АВ.

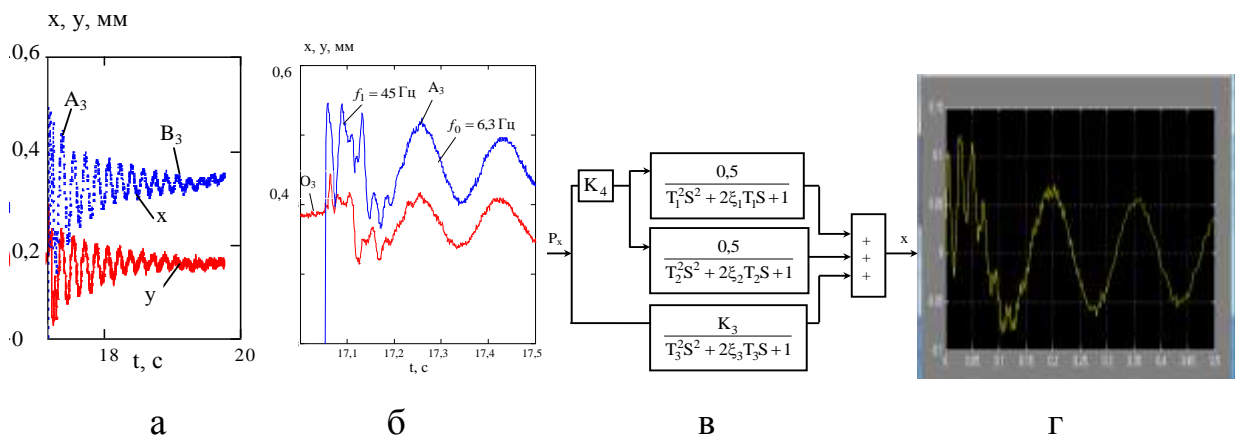


Рис. 6.12. Експериментально визначені імпульсні характеристики системи (а), вид характеристик на початковій ділянці (б), уточнена структурна схема системи (в) та результати розрахунків характеристик (г)

Вигляд імпульсних характеристик на основних ділянках близький до характеристик коливальної ланки із передавальною функцією:

$$W_3(S) = \frac{K_3}{T_3^2 S^2 + 2\xi_3 T_3 S + 1}. \quad (6.19)$$

Передавальна функція (6.19) описує динаміку стола в низькочастотній області і є доповненням математичної моделі процесу у виді (6.17).

Для знаходження констант, що входять в передавальну функцію (6.19) використано експериментальні виміри характеристик (див. рис. 6.12 а). По передавальній функції (6.19) згідно [5] знайдена імпульсна характеристика:

$$w_3(t) = \frac{K_3}{T_3 \sqrt{1 - \xi_3^2}} e^{-\frac{\xi_3(t-t_0)}{T_3}} \cdot \sin \left[\frac{\sqrt{1 - \xi_3^2}}{T_3} (t - t_0) \right], \quad (6.20)$$

де t_0 - час відповідний початку O_3 перехідного процесу.

Для експериментального перехідного процесу наведеного на рис. 6.21 а визначено період коливань $\tau_3 = 0,0154..0,0171$ с. Це відповідає циклічній частоті $\nu_3 = 1/\tau_3 = 5,85..6,49$ Гц враховуючи, що ($\nu_3 = \frac{\omega}{2\pi}$) визначено постійну часу $T_3 = \frac{1}{\omega} = 0,024..0,027$ с. Прийнято $T_3 = 0,025$ с. Розсіяння значень постійної часу визначеної в результаті експериментальних вимірів складає 5,5%, що є задовільним, враховуючи складність динамічної системи.

Для визначення параметра затухання ξ_3 використані оригінальні характеристики (6.20). Встановлено, що параметр затухання $\xi_3 = 0,026..0,030$, а коефіцієнт передачі $K_3 = 0,0017..0,0023$. Прийнято середні значення параметра затухання $\xi_3 = 0,028$, а коефіцієнта передачі 0,002.

На початкових ділянках (див. рис. 6.12, б) мають місце складні коливання, що включають низькочастотну складову відповідну моделі (6.20) та високочастотну складову $W_4(S)$, яка також відповідає коливальній ланці (6.19), але із іншими значеннями постійної часу і параметра затухання. По вимірному набору 44 реалізацій процесів на початкових ділянках визначено масив періодів високочастотних складових $\tau_4 = 0,0215..0,0288$ с, що відповідає

циклічній частоті коливань $\nu_4 = 34,7..46,5$ Гц. В середньому значення частоти $\nu_4 = 45$ Гц близьке визначеному раніше резонансному піку ($\nu = 47$ Гц) амплітудно-частотної характеристики (див. рис. 6.11 в). Коефіцієнт передачі та параметр затухання для високочастотної складової визначено по кількості повних коливань процесу та по максимальній амплітуді коливань. Відповідно $K_4 = 0,003$, $\xi_4 = 0,06$.

Для теоретичного узагальнення виміряних (див. рис.6.12 б) імпульсних характеристик запропонована адитивна математична модель у вигляді суми двох коливальних ланок [70]. В якості параметрів моделі прийняті визначені в результаті обробки експериментальних вимірів середні значення:

$$K_3 = 2 \cdot 10^{-3}, T_3 = 0,025 \text{ с}, \xi_3 = 0,028, K_4 = 3 \cdot 10^{-4}, T_4 = 0,0035 \text{ с}, \xi_4 = 0,06. \quad (6.21)$$

Результати розрахунків для вказаних параметрів визначають слабозатухаючий процес, в якому простежуються низькочастотна і високочастотна складові (рис. 6.12 г). Розрахунки в цілому відповідають експериментально виміряним перехідним процесам (див. рис. 6.12 б) . По частотам власних коливань порядку 45 Гц вони відповідають першому резонансному піку амплітудно-частотної характеристики (див. рис. 6.11 б). Відповідно можна зробити висновок, що складові моделі $W_2(S)$ із формули (6.17) та $W_4(S)$ є близькими. Тому об'єднана модель для опису динаміки системи буде включати три паралельно з'єднані коливальні ланки (див.рис. 6.12 в). Одержана структурна модель узагальнює експериментально визначені динамічні переміщення стола в напрямку вісі x при дії імпульсного навантаження в радіальному напрямку.

Розглянуті моделі динаміки твердотільних систем узагальнені на дослідження динамічних властивостей пружно-деформованих систем [64, 67]. Для цього також в першому наближенні застосовані лінійні математичні моделі. Це ілюструється дослідженням динаміки просторової системи сильфонних приводів, у якій сильфони розташовані по ребрам октаедра (рис. 6.13).

Для розрахунку динамічних характеристик системи використана двохмасова модель (6.13 б).

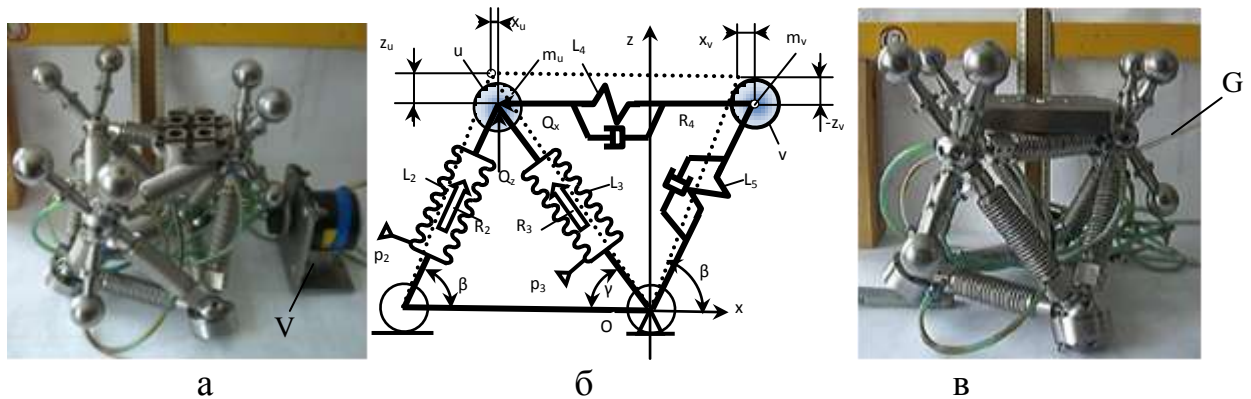


Рис. 6.13. Пружно-деформована просторова система приводів із пристроєм (V) гармонічного навантаження (а), динамічна модель еквівалентної спроектованої на площину xOz системи (б) та навантаження механізму гумовим шнуром (G) із ступінчастою зміною сили (в)

Система рівнянь, яка описує коливання маси m_u розміщеної у вершині u згідно [104] має вигляд:

$$\begin{cases} m_u \frac{d^2 x_u}{dt^2} = \sum_{i=2}^3 R_i \cos \alpha_i - R_4 + Q_x, \\ m_u \frac{d^2 z_u}{dt^2} = \sum_{i=2}^3 R_i \sin \alpha_i + Q_z, \end{cases} \quad (6.22)$$

де x_u, z_u – переміщення вершини u ; R_i, α_i – сила опору, яка діє на вершину u з боку i -ї ланки механізму та кут розташування ланки відповідно вісі x ; R_4 – реакція четвертої ланки; Q_x, Q_z – зовнішні сили, які діють на вершину u .

Маса m_u не закріплена, тому дисипативні сили у рівняннях (6.22) враховані в силах опору сильфонів R_i ($i=2, 3, 4$) визначені у вигляді:

$$R_i = -c_i(x_u \cos \alpha_i + z_u \sin \alpha_i) - (\dot{x}_u \cos \alpha_i + \dot{z}_u \sin \alpha_i), \quad R_4 = c_4(x_u - x_v) + h_4(\dot{x}_u + \dot{x}_v), \quad (6.23)$$

де c_2, c_3, c_4 – жорсткості відповідно другої, третьої та четвертої ланок механізму; h_2, h_3, h_4 – коефіцієнти опору відповідних ланок; x_v – проекція переміщення вершини v на вісь x .

Згідно геометричної схеми системи приводів (рис. 6.13 б) між жорсткостями ланок наявне співвідношення: $c = c_2 = c_4 = c_5, c_3 = 8c/9$.

Аналогічні співвідношення наявні між коефіцієнтами опору:

$$h_2 = h_4 = h_5 = h, \quad h_3 = 8h/9.$$

Система рівнянь (6.24) із врахуванням геометричних співвідношень:

$$\begin{cases} T^2 \ddot{x}_u + 2\xi T \frac{89}{72} \dot{x}_u + \frac{89}{72} x_u + 2\xi T \frac{43}{72} \dot{z}_u + \frac{43}{72} z_u = KQ_x + x_v + 2\xi T \dot{x}_v, \\ 2\xi T \frac{43}{72} \dot{x}_u + \frac{43}{72} x_u + T^2 \ddot{z}_u + 2\xi T \frac{59}{36} \dot{z}_u + \frac{59}{36} z_u = KQ_z, \end{cases} \quad (6.24)$$

де константи $T = \sqrt{\frac{m}{c}}$, $\xi = \frac{h}{2Tc}$, $K = \frac{1}{c}$.

Перетворимо систему диференціальних рівнянь (6.24) по Лапласу і одержимо систему рівнянь відносно зображень по Лапласу $X_u(s), Z_u(s), X_v(s)$ переміщень вершини u в напрямках x та z і переміщення вершини v в напрямку вісі x :

$$\begin{cases} X_u(s)a_{xx} + Z_u(s)a_{zx} = KQ_x(s) + b_x X_v(s), \\ X_u(s)a_{zx} + Z_u(s)a_{zz} = KQ_z(s), \end{cases} \quad (6.25)$$

де позначено операторні комплекси:

$$a_{xx} = T^2 s^2 + 2\xi T \frac{89}{72} s + \frac{89}{72}, \quad a_{zx} = 2\xi T s \frac{43}{72} + \frac{43}{72}, \quad b_x = 2\xi T s + 1, \quad a_{zz} = T^2 s^2 + 2\xi T s \frac{59}{36} + \frac{59}{36}.$$

Розв'язок системи рівнянь (6.25) знайдемо по правилу Крамера:

$$X_u(s) = \frac{K[a_{zz} Q_x(s) - a_{zx} Q_z(s)]}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2} + \frac{b_x a_{zz} X_v(s)}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2}, \quad Z_u(s) = \frac{K[a_{xx} Q_z(s) - a_{zx} Q_x(s)]}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2} - \frac{b_x a_{zx} X_v(s)}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2}. \quad (6.26)$$

Введемо передавальні функції визначені через операторні комплекси:

$$\begin{aligned} W_{xuQx}(s) &= \frac{Ka_{zz}}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2}, & W_{xuQz}(s) &= \frac{Ka_{zx}}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2}, & W_{xuv}(s) &= \frac{b_x a_{zz}}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2}, \\ W_{zuQz}(s) &= \frac{Ka_{xx}}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2}, & W_{zuQx}(s) &= \frac{Ka_{zx}}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2}, & W_{zuv}(s) &= \frac{b_x a_{zx}}{a_{xx} a_{zz} - a_{zx}^2}, \end{aligned} \quad (6.27)$$

Відповідно проєкції переміщення вершини u визначаються як:

$$X_u = W_{xuQx} Q_x - W_{xuQz} Q_z + W_{xuv} X_v, \quad Z_u = W_{zuQz} Q_z + W_{zuQx} Q_x + W_{zuv} X_v. \quad (6.28)$$

Аналогічно для схеми (див. рис. 6.13 б) складені рівняння динамічної рівноваги вершини v :

$$\begin{cases} m_v \ddot{x}_v = P_x - R_4 - R_5 \cos \beta, \\ m_v \ddot{z}_v = P_z - R_5 \sin \beta. \end{cases} \quad (6.29)$$

де m_v - маса зосереджена у вершині v ; x_v , z_v - проєкції переміщення вершини v на вісі координат; P_x , P_z - проєкції зовнішніх навантажень, що

діють на вершину v ; R_5 - зусилля в ланці 5 механізму, яке визначено у вигляді:

$$R_5 = x_v c \cdot \cos \beta + z_v c \sin \beta + \dot{x}_v h \cos \beta + \dot{z}_v h \sin \beta \quad (6.30)$$

Використавши (6.30) та значення зусилля в четвертій ланці згідно формули (6.23) із системи рівнянь (6.29), одержимо ($\mu = m_v / m_u$):

$$\begin{cases} \mu T^2 \ddot{x}_v + 2\xi T \frac{10}{9} \dot{x}_v + x_v \frac{10}{9} + \dot{z}_v 2\xi T \frac{2\sqrt{2}}{9} + z_v c \frac{2\sqrt{2}}{9} = KP_x + x_u + 2\xi T x \\ \mu T^2 \ddot{z}_v + 2\xi T \frac{8}{9} \dot{z}_v + \frac{8}{9} z_v + 2\xi T \dot{x}_v \frac{2\sqrt{2}}{9} + \frac{2\sqrt{2}}{9} x_v = P \end{cases}, \quad (6.31)$$

Перетворимо дану систему рівнянь (6.31) по Лапласу і одержимо:

$$\begin{cases} X_v(s)d_{xx} + Z_v(s)d_{zx} = KP_x + e_x X_u(s), \\ X_v(s)d_{xz} + Z_v(s)d_{zz} = KP_z. \end{cases} \quad (6.32)$$

$$\text{де: } d_{xx} = \mu T^2 s^2 + 2\xi T \frac{10}{9} s + \frac{10}{9}, \quad d_{zx} = 2\xi T s \frac{2\sqrt{2}}{9} + \frac{2\sqrt{2}}{9}, \quad d_{zz} = \mu T^2 s^2 + 2\xi T s \frac{8}{9} + \frac{8}{9}.$$

Розв'яжемо одержану систему рівнянь (6.32) і знайдемо:

$$\begin{aligned} X_v(s) &= \frac{Kd_{zz}P_x(s)}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2} + \frac{e_x d_{zz}X_u(s)}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2} - \frac{Kd_{zx}P_z(s)}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2}, \\ Z_v(s) &= \frac{Kd_{xx}P_z(s)}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2} - \frac{Kd_{zx}P_x(s)}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2} - \frac{d_{zx}e_x X_u(s)}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2} \end{aligned} \quad (6.33)$$

Введемо передавальні функції:

$$\begin{aligned} W_{xvpx} &= \frac{Kd_{zz}}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2}, \quad W_{xvXu} = \frac{e_x d_{zz}}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2}, \quad W_{xvPz} = -\frac{Kd_{zx}}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2}, \\ W_{zvPz} &= \frac{Kd_{xx}}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2}, \quad W_{zvpx} = \frac{Kd_{zx}}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2}, \quad W_{zvXu} = \frac{e_x d_{zx}}{d_{xx}d_{zz} - d_{zx}^2}. \end{aligned} \quad (6.34)$$

Відповідно маємо зв'язок зображень по Лапласу параметрів:

$$\begin{cases} X_v = W_{xvpx}P_x + W_{xvPz}P_z - W_{xvXu}X_u, \\ Z_v = W_{zvpx}P_x + W_{zvPz}P_z + W_{zvXu}X_u. \end{cases} \quad (6.35)$$

Підставимо значення X_v з (6.35) у систему (6.28) і одержимо:

$$X_u = \frac{1}{1 + W_{xvXu}} \times [W_{xuQx}Q_x - W_{xuQz}Q_z + W_{xvpx}P_x + W_{xvPz}P_z] \quad (6.36)$$

Із другого рівняння (6.35) знайдемо після підстановки:

$$Z_u = W_{zuQz}Q_z + W_{zuQx}Q_x + W_{zuxv}W_{xvpx}P_x + W_{zuxv}W_{xvPz}P_z - W_{zuxv}W_{xvXu}X_u. \quad (6.37)$$

Підставивши значення переміщення (6.36) у рівняння (6.37) одержимо:

$$\begin{aligned}
Z_u = & \left[W_{zuQx} - W_{zuxv} W_{xvzu} \frac{W_{xuQx}}{(1 + W_{xvxu})} \right] Q_x + \left[W_{zuQz} - W_{zuxv} W_{xvzu} \frac{W_{xuQz}}{(1 + W_{xvxu})} \right] Q_z + \\
& + W_{zuxv} \left[W_{xvpx} - W_{xvzu} \frac{W_{xupx}}{(1 + W_{xvxu})} \right] P_x + W_{zuxv} \left[W_{xvpz} - W_{xvzu} \frac{W_{xupz}}{(1 + W_{xvxu})} \right] P_z.
\end{aligned} \quad (6.38)$$

Після підстановки (6.36) в систему (6.35) визначимо X_v та Z_v .

$$X_v = \frac{-W_{xvxu}}{1 + W_{xvxu}} [W_{xuQx} Q_x - W_{xuQz} Q_z] + W_{xvpx} \left[1 + \frac{1}{(1 + W_{xvxu})} \right] P_x + W_{xvpz} \left[1 + \frac{1}{1 + W_{xvxu}} \right] P_z. \quad (6.39)$$

$$Z_v = \frac{W_{zvxu}}{1 + W_{xvxu}} [W_{xuQx} Q_x - W_{xuQz} Q_z] + \left[W_{zvpz} + \frac{W_{zvxu} \cdot W_{xvpx}}{(1 + W_{xvxu})} \right] P_x + \left[W_{zvpz} + \frac{W_{zvxu} \cdot W_{xvpz}}{(1 + W_{xvxu})} \right] P_z. \quad (6.40)$$

Загальні переміщення вершин механізму будуть результатом суми переміщень від окремих динамічних збурень. Тому динамічні характеристики визначаються для окремих пар «вхід-вихід». В якості входів прийняті проекції Q_x , Q_z динамічних навантажень на вершину u , а в якості виходу-переміщення вершини u в напрямку вісі x . Зв'язок між виходом і входами згідно (6.36) визначено передавальними функціями:

$$X_u = W_{11}(s) \cdot Q_x, \quad W_{11}(s) = \frac{W_{xuQx}}{1 + W_{xvxu}}, \quad X_u = W_{12}(s) Q_z, \quad W_{12}(s) = \frac{-W_{xuQz}}{1 + W_{xvxu}}. \quad (6.41)$$

На основі передавальних функцій (6.41) розраховані частотні характеристики системи (рис. 6.14). Встановлено, що динамічні дії Q_x , Q_z в напрямках x і z визивають близькі по характеру динамічні переміщення x_u вершини u просторового механізму. Горизонтальні переміщення вершини u при динамічних діях різного напрямку мають близькі резонансні частоти, але різну інтенсивність резонансних піків. Резонансні частоти для конкретного типорозміру механізму складають $\omega_{p1}, \omega_{p2}, \omega_{p3} = 9,5; 13,2; 21,5 c^{-1} (1,51; 2,1; 3,4 \Gamma c)$. Полоса пропускання частот при динамічній дії у напрямку вісі z набагато менша ($\omega_{\Pi} \approx 14 c^{-1}$), ніж при збуреннях в напрямку вісі x ($\omega_{\Pi} \approx 24 c^{-1}$).

Визначені перехідні характеристики системи приводів: перехідна функція (див. рис. 6.14 в) та імпульсна характеристика (див. рис. 6.14 г).

Для розрахунків перехідних функцій $H(t)$ використано їх зв'язок із дійсними амплітудно-частотними характеристиками [5]:

$$H_{11}(t) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{U_{11}(\omega) \sin(\omega t)}{\omega} d\omega. \quad (6.42)$$

Встановлено, що максимальне перерегулювання перехідного процесу складає близько 30% для входу у вигляді ступінчастого зусилля, яке діє в напрямку вісі x і близько 20% для входу в напрямку вісі z . Час перехідного процесу складає 1,4...1,8 с для входу в напрямку вісі x та 0,8...1,2 с для входу в напрямку вісі z . При цьому коливальність перехідних процесів (число повних коливань) складає $\chi=2...3$.

Визначення імпульсних характеристик здійснено диференціюванням перехідних функцій. Розрахункові імпульсні характеристики затухають на протязі 1...2 періодів коливань (рис. 6.14 г).

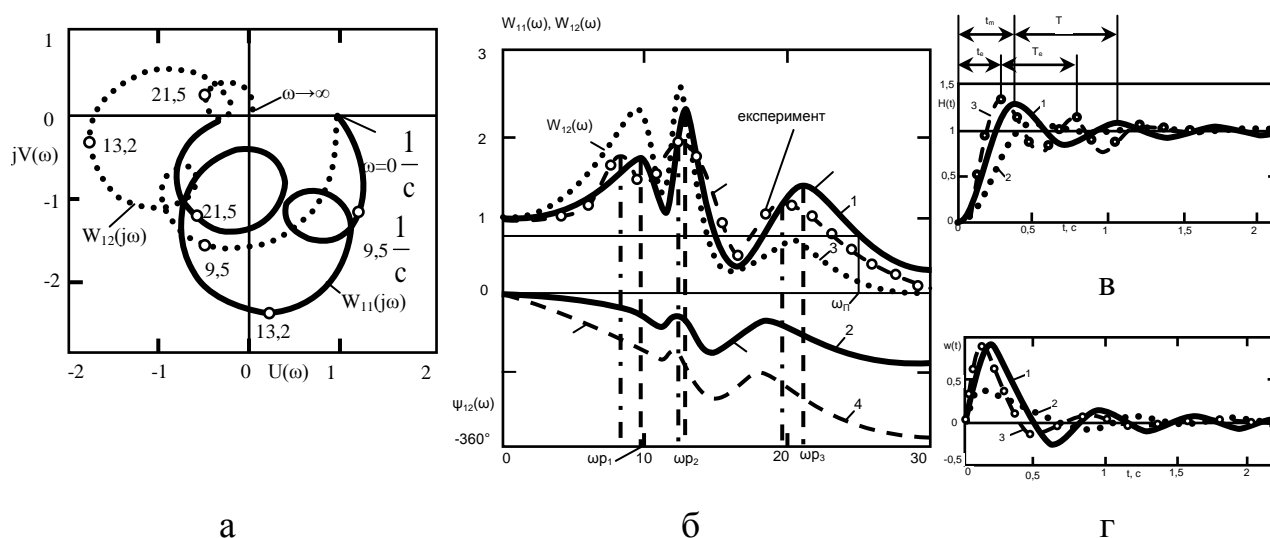


Рис. 6.14. Амплітудно-фазова частотна характеристика (а), амплітудно-частотні та фазо-частотні характеристики (б) переміщення вершини u в напрямку вісі x при дії навантаження в напрямку вісі x (криві 1 і 2) та в напрямку вісі z (криві 3 і 4), перехідні функції (в), що описують коливання вершини u в напрямку вісі x при ступінчастих навантаженнях в напрямку вісі x (крива 1) і в напрямку вісі z (крива 2) і експериментально визначена перехідна функція (крива 3) та розрахункові імпульсні характеристики (г) переміщення вершини u в напрямку вісі x при дії імпульса в напрямку вісі x (крива 1) та у напрямку вісі z (крива 2) та експериментально визначена характеристика (крива 3)

Для експериментального підтвердження результатів розрахунків характеристик використана експериментальна установка у вигляді пружно-деформованої системи сильфонних приводів (див. рис. 6.13 а, в). Для вимірів

динамічних переміщень вершин механізму застосовані оптичні методи. Для цього на вершинах механізму 1 встановлювались калібровані сфери 2. При коливаннях механізму сфери зміщувались в просторі. Їх положення фіксувалось на відеограмі з частотою 25 кадрів за секунду. Визначення положення сфери відносно нерухомої основи (лінійки) здійснювалось при покадровому перегляді відеограми.

Амплітудно-частотні характеристики знімались при гармонічних (синусоїдальних) навантаженнях системи спеціальним пристроєм з дебалансом (див. рис. 6.13 а). Пристрій встановлювався на пружному підвісі, який через пружну тягу з'єднувався із відповідною вершиною механізму. Амплітуда навантаження задавалась шляхом регулювання жорсткості тяги.

Визначено амплітуди переміщень вершин механізму при дії синусоїдальних навантажень різної частоти. Здійснено нормування амплітудних значень переміщень шляхом екстраполяції в область низьких частот. Із порівняння розрахункових характеристик із одержаними експериментальними даними (див. рис. 6.14 б) впливає їх кількісна і якісна відповідність. Експериментально визначені резонансні частоти $\omega_p = 8,4; 12,8; 20,3 \frac{1}{c}$ близькі до розрахункових значень.

Для експериментальних вимірів перехідних функцій механізм навантажувався у відповідному напрямку пружним гумовим шнуром (див. рис. 6.14 в). При різкому звільненні натягнутого шнура зусилля на механізм миттєво падало до нуля. При цьому мали місце коливання механізму відповідні перехідній функції. Коливальний процес фіксувався на відеограму.

Встановлено, що розрахункові та експериментально визначені перехідні процеси мають однотипний коливальний характер із близькими значеннями перерегулювання (див. рис. 6.14 в). Час головного максимуму перехідної функції визначений експериментально t_e дещо менший розрахункового t_m . Менший також і період коливань T_e в околиці головного максимуму. Відхилення розрахункових і експериментальних даних можна пояснити неточно заданими при розрахунках масо-жорсткістними

параметрами механізму.

Імпульсні характеристики визначались при ударному навантаженні системи і порівнювались із результатами експериментальних вимірів (див.рис. 6.14 г). Удари наносились по вузлах механізму із наступною відео фіксацією коливального процесу. Встановлено, що результати експериментальних вимірів імпульсної характеристики відповідають розрахунковим значенням (див. рис. 6.14 б).

З використанням математичної моделі (6.39) визначено динамічні характеристики системи при дії випадкового навантаження, а саме коливання тиску p_2 в сільфонному приводі (див. рис. 6.13 б). Випадкові зміни навантаження T_2 та горизонтальної сили Q_x визначено залежностями:

$$T_2 = p_2 \cdot f_c, \quad Q_x = T_2 \cdot \cos \beta = f_c \cdot \cos \beta \cdot p_2, \quad (6.43)$$

де f_c - еквівалентна площа сільфона.

Прийнято, що випадкове навантаження має широкий спектр частот із постійною спектральною щільністю S_Q . Спектральна щільність випадкових переміщень вершин механізму [48] визначена через квадрат модуля частотної передавальної функції $W_{11}(S)$ [35]. Відповідно спектральна щільність переміщень вершини u в напрямку x $S_{ux} = |W_{11}(j\omega)|^2 S_Q$, $W_{11}(j\omega) = W_1(S)$, $S \rightarrow j\omega$, $j = \sqrt{-1}$.

Розрахунки за даною формулою показані суцільною кривою (рис. 6.15 а).

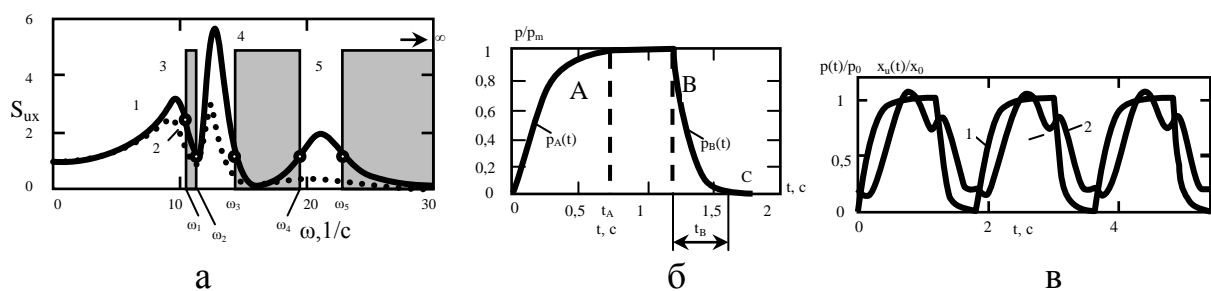


Рис. 6.15. Спектральна щільність переміщень і оптимальні частотні діапазони збурень (а), типовий закон зміни тиску (б) та періодичні переміщення вершини у обумовлені зміною тиску (в)

Одержана спектральна щільність переміщень вершини механізму визначає резонансні області системи та полосу пропускання частот. Резонансні області системи включають низькі частоти $\omega < \omega_1$ ($\omega_1 = 1,6$ Гц) та два

резонансні діапазони: $[\omega_2; \omega_3]$, ($\omega_2=1,7$ Гц, $\omega_3=2,5$ Гц) та $[\omega_4; \omega_5]$, ($\omega_4=3$ Гц, $\omega_5=4$ Гц). Це визначає раціональну з точки зору демпфування випадкових збурень спектральну щільність процесу на вході, що має вигляд полос 3, 4, 5.

Визначена реакція системи на періодичні зміни зусилля. Прийнято, що сильфонний привід періодично підключається до напірної пневмомагістралі, а потім відключається. Визначено зміни в часі тиску повітря в сильфонному приводі при його включенні і виключенні. Даний закон зміни тиску подано у вигляді періодичної функції часу (рис. 6.15 б). Графік зміни тиску в сильфоні на ділянках А і В апроксимовано законами відповідними аперіодичним ланкам другого і першого порядків:

$$p_A(t) = p_m \left(1 - \frac{T_{1A}}{T_{1A} - T_{2A}} e^{-\frac{t}{T_{1A}}} + \frac{T_{2A}}{T_{1A} - T_{2A}} e^{-\frac{t}{T_{2A}}} \right), \quad p_B(t) = p_m \left(1 - e^{-\frac{t}{T_B}} \right), \quad (6.44)$$

З використанням залежностей (6.44) знайдено коефіцієнти ряду Фур'є a_k , b_k процесу періодичних змін тиску в сильфоні. При цьому зміни тиску подано у вигляді відрізка ряду Фур'є:

$$p(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^N \left(a_k \cos\left(k \cdot 2 \frac{\pi t}{T}\right) + b_k \sin\left(k \cdot 2 \frac{\pi t}{T}\right) \right), \quad (6.45)$$

де T_p – період процесу періодичного включення сильфона.

Процес зміни тиску описаний залежністю (6.45) подано у графічному виді (крива 1 на рис. 6.15 в).

Зміна тиску у сильфонах згідно залежностей (6.43) формують відповідне навантаження на механізм. Зв'язок переміщення і зусилля встановлено у вигляді передавальної функції (6.41). По передавальній функції [5] знайдені дійсна і уявна амплітудно-частотні характеристики $U(\omega)$, $V(\omega)$. Переміщення вершини u при змінах тиску визначених рядом (6.45) розраховані за наступною залежністю:

$$X_u(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^N \left(U\left(k \cdot 2 \frac{\pi}{T}\right) \cdot a_k \cos\left(k \cdot 2 \frac{\pi}{T}\right) + b_k V\left(k \cdot 2 \frac{\pi}{T}\right) \cdot \sin\left(k \cdot 2 \frac{\pi}{T}\right) \right).$$

В результаті обчислень знайдені переміщення вершини u (крива 2 на рис. 6.15 в). Переміщення вершини механізму суттєво відрізняється від закону зміни тиску. На кривій 2 спостерігаються коливальні процеси, які є

наслідком різких змін тиску в порожнині сільфона. Виникнення високочастотних коливань є небажаним явищем і повинно бути компенсоване. Запропоновані розроблені демпферні пристрої.

6.3. Вплив нелінійностей характеристик та особливостей запропонованої функціонально-орієнтованої елементної бази з урахуванням динамічних процесів функціонування просторових систем приводів

Використання нової функціонально-орієнтованої елементної бази в просторових системах приводів, як показано в попередньому підрозділі, приводить до виникнення складних динамічних коливальних процесів. Динамічні процеси додатково ускладнюються по причині нелінійних характеристик елементів систем приводів. В даному підрозділі наведено результати досліджень основних нелінійностей в системах приводів та засоби поліпшення показників їх динамічної якості.

Основними причинами нелінійних характеристик приводів є люфти і зазори в рухомих з'єднаннях (рис. 6.16).

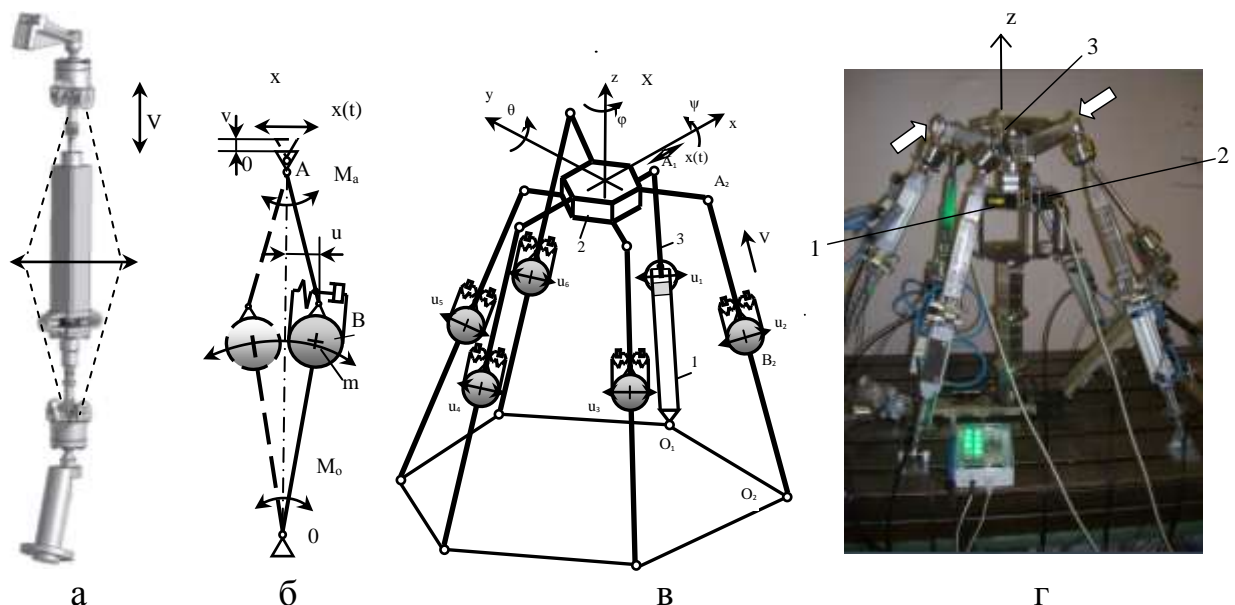


Рис. 6.16. Конструктивна схема привода (а), одномасова динамічна модель привода (б), загальна динамічна модель просторової системи приводів (в), установка лазерних вимірювачів переміщень стола та дія імпульсних навантажень (стрілки) при експериментальних вимірах коливань стола (г)

Корпуси приводів, що утворюють просторову систему, крім поступальних переміщень здійснюють коливання у поперечному напрямку u , що приводить до зміни довжини привода v (рис. 6.16 а). Переміщення корпусу u відбуваються під дією динамічного переміщення стола, а відповідно верхнього шарніра А (рис. 6.16 б). Для аналізу поперечних коливань привода використана одномасова динамічна модель (рис. 6.16 б). Відповідно рівняння динаміки:

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} = c(x - u) + b \left(\frac{dx}{dt} - \frac{du}{dt} \right) - b_0 \frac{du}{dt} \quad (6.46)$$

де x - переміщення шарніра А, c , m - жорсткість і маса привода; b , b_0 - коефіцієнти опору привода та шарнірів.

Перетворимо рівняння (6.46) по Лапласу і знайдемо передавальну функцію:

$$W(s) = \frac{U(s)}{X(s)} = \frac{1 + \tau s}{T^2 s^2 + 2\xi T s + 1}, \text{ де } T = \sqrt{\frac{m}{c}}, \xi = \frac{(b + b_0)}{2\sqrt{mc}}, \tau = \frac{b}{c}. \quad (6.47)$$

Поперечні переміщення корпусів циліндрів u змінюють відстань між опорами приводів v (рис. 6.16 в). В першому наближенні між змінами l -координат, що характеризується вектором $V = (v_j)$ та вектором $X = (x_i)$ змін положення платформи наявний зв'язок через матрицю Якобі M : $X = MV$.

На основі даної матрично-векторної залежності розроблена лінійна математична модель для визначення переміщень стола (рис. 6.17 а).

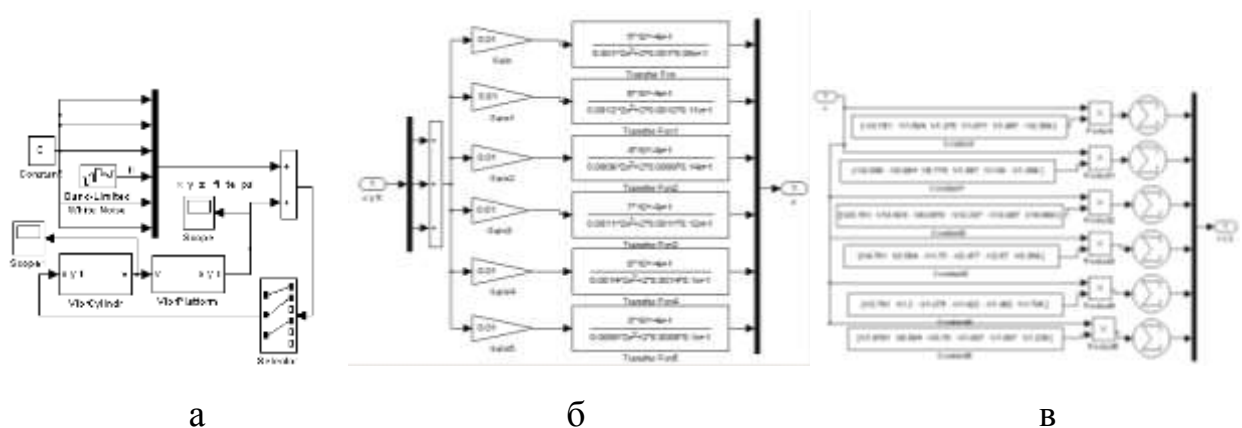


Рис. 6.17. Математична модель для визначення впливу поперечних коливань пневмоциліндрів на переміщення стола (а), блок, що визначає зміну довжини пневмоциліндрів (б) та блок знаходження координат стола (в)

В розробленій моделі введено збурюючу дію на привід у вигляді лінійної комбінації переміщень стола x , y , φ (блок Selector). Модель включає блоки для розрахунку вектора поперечних переміщень корпусів пневмоциліндрів *VibrCylindr* та блок визначення переміщення стола *VibrPlatform*. При моделюванні задається випадкове збурення у вигляді широкополосного випадкового процесу, що визначає крутильні коливання стола. Блок *VibrCylindr* обчислює вектор переміщень шести пневмоциліндрів. Для кожного циліндра задана своя передавальна функція (6.47) (див. рис. 6.17 б). За допомогою блоку *VibrPlatform* визначається фактичне положення платформи шляхом множення вектора V на матрицю Якобі (див. рис. 6.17 в).

Модель включає зворотні зв'язки, які враховують вплив динамічного переміщення стола на коливання окремого привода. По даній моделі виконані розрахунки перехідних процесів переміщень корпусів пневмоциліндрів (рис. 6.18 а) та переміщень стола.

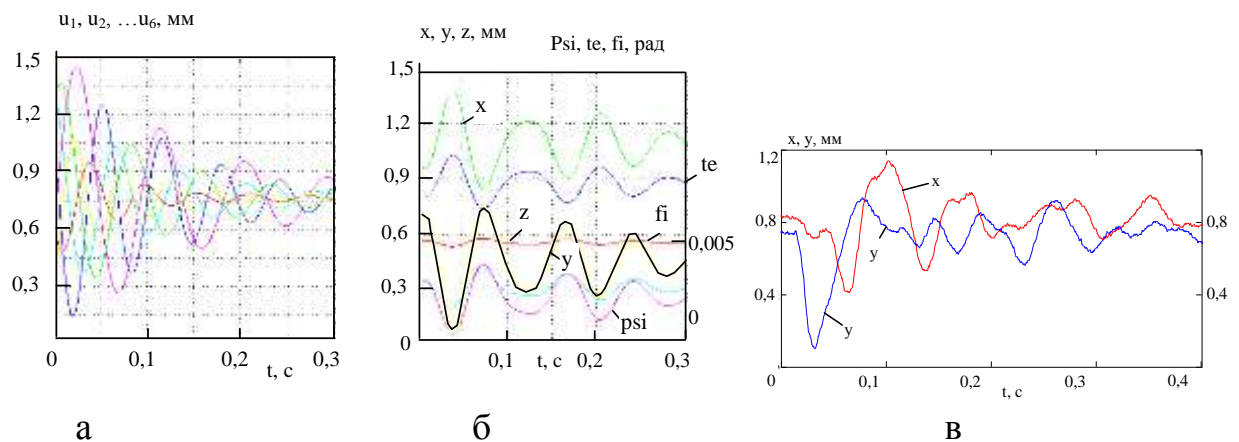


Рис. 6.18. Розрахункові перехідні коливальні процеси корпусів пневмоциліндрів (а) і відповідні переміщення стола (б) та експериментально виміряні переміщення стола (в)

Розрахункові періоди коливань корпусів пневмоциліндрів складають 0,06...0,11 с, що відповідає власним частотам коливань 9...17 Гц. Час перехідних процесів поперечних коливань корпусів пневмоциліндрів знаходяться в межах 0,25 ... 0,4 с.

Коливання стола є складними процесами при змінному періоді коливань (див. рис. 6.18 б). Найбільш інтенсивними є поперечні переміщення стола x та y . Періоди коливань складають $0,06...0,09$ с., що відповідає частотам $11...17$ Гц. Це відповідає верхньому рівню власних частот пневмоциліндрів (17 Гц).

У процесі експериментальних вимірювань визначені динамічні переміщення x , y стола при ударних навантаженнях (рис. 6.16 г). Вимірні експериментально процеси якісно відповідають розрахунковим (див.рис. 6.18в) мають періоди коливань $0,045...0,09$ с, що відповідає частотам $11...22$ Гц. У процесах присутні базові гармонічні складові з частотами $16...17$ і складові з частотами $46...48$ Гц.

З використанням розробленої моделі проведено моделювання системи при випадкових крутильних переміщеннях стола, які задавалися блоком Band – Limited White Noise (див. рис.6.17, а). Отримані поперечні переміщення корпусів пневмоциліндрів і відповідні переміщення стола являють собою реалізації складних випадкових процесів (рис.6.19).

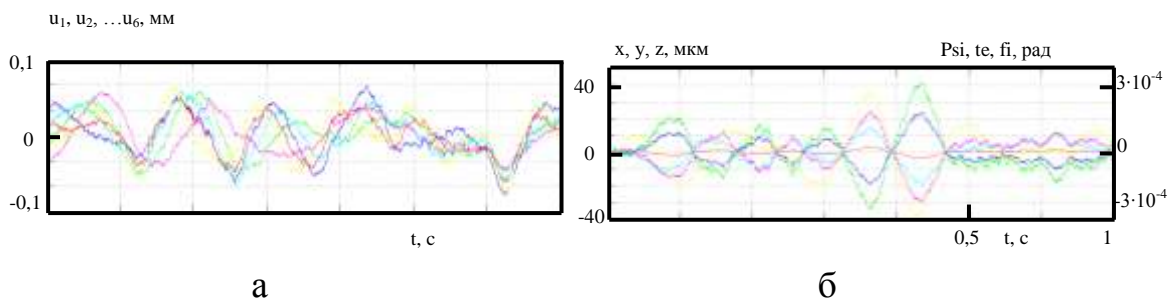


Рис. 6.19. Випадкові поперечні переміщення корпусів пневмоциліндрів (а) і відповідні просторові переміщення стола (б)

Поперечні переміщення корпусів пневмоциліндрів (рис. 6.19 а) являють собою випадкові процеси, в яких наявна випадкова гармонічна складова з частотою $12...18$ Гц. Амплітуда коливань корпусів пневмоциліндрів сягає $0,1$ мм. Випадкові коливання стола (див. рис. 6.19 б) мають амплітуди до $0,04$ мм. В них простежується базова гармонічна

складова з частотою 16...18 Гц. Переміщення стола у різних напрямках є близькими до синфазних.

В пневмоциліндрах просторової системи приводів наявні люфти і зазори. Проведено математичне моделювання нелінійних стохастичних коливальних процесів у просторовій системі приводів. Схема привода (рис. 6.20 а) враховує наявність люфтів у з'єднаннях та нелінійних сил сухого тертя. Відповідно розроблена нелінійна динамічна модель привода (рис. 6.20 б).

Переміщення корпусу циліндра u визначено диференціальним рівнянням з нелійними складовими в правій частині [104]:

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} = P(\delta) - F_1 \left(\frac{du}{dt} \right) + F_2 \left(\frac{d\delta}{dt} \right), \quad (6.48)$$

де m – еквівалентна маса корпусу циліндра; $P(\delta)$ – нелінійна характеристика жорсткості; F_1, F_2 – нелінійні сили тертя.

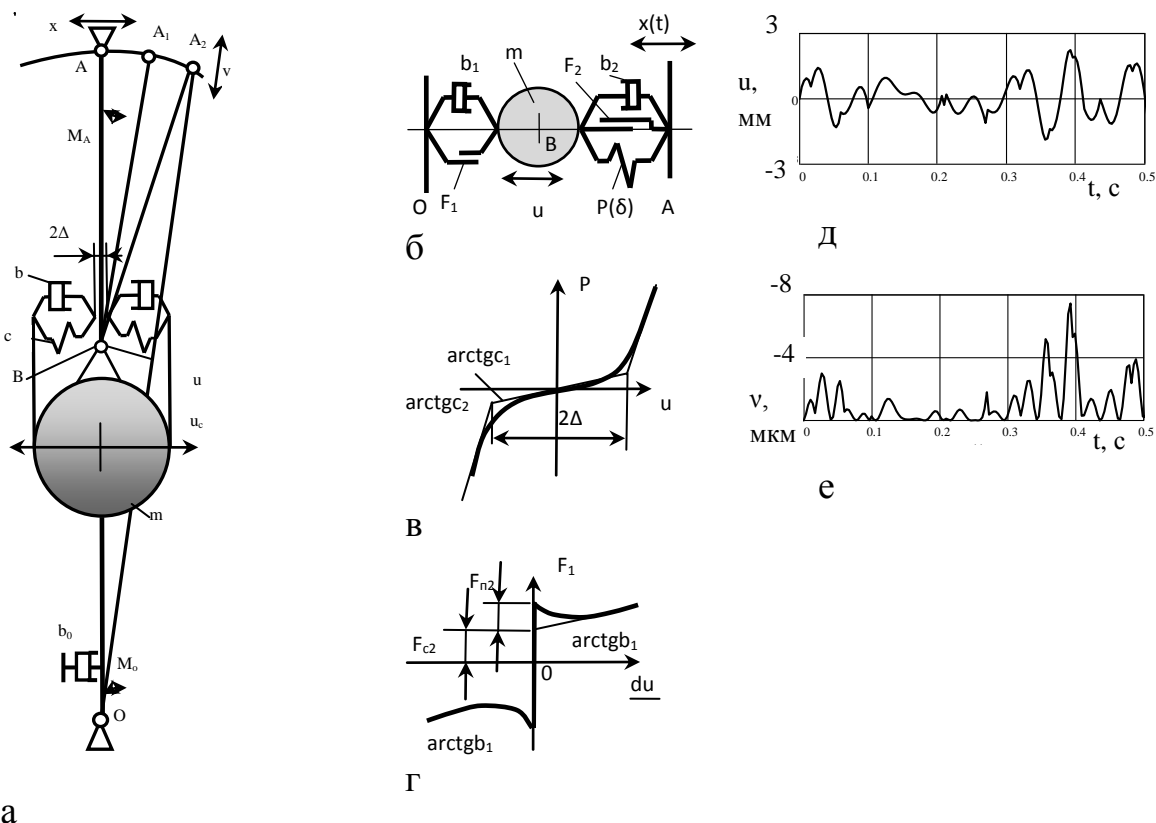


Рис. 6.20. Просторова схема пневмоциліндра (а), еквівалентна одномірна нелінійна модель (б), характеристика жорсткості системи (в) та залежність сил тертя від швидкості (г), розрахункові поперечні переміщення корпусу пневмоциліндра (д) та переміщення шарніра (е)

Характеристика жорсткості (рис. 6.20 в) враховує контактні спряження, які описані залежністю:

$$P(\delta) = c\delta + q\delta^3, \quad \text{де } c, q - \text{ константи.} \quad (6.49)$$

Характеристики тертя (рис. 6.20 г) описані залежностями:

$$F_1 = \left(F_{c1} + \frac{F_{п1}}{1 + \alpha_1 \cdot \frac{du}{dt}} \right) \operatorname{sgn} \frac{du}{dt} + b_1 \frac{du}{dt}, \quad F_2 = \left(F_{c2} + \frac{F_{п2}}{1 + \alpha_2 \cdot \frac{d\delta}{dt}} \right) \operatorname{sgn} \frac{d\delta}{dt} + b_2 \frac{d\delta}{dt}, \quad (6.50)$$

де F_{c1}, F_{c2} – сили сухого тертя в шарнірах; $F_{п1}, F_{п2}$ – різниці сил тертя спокою і руху; α_1, α_2 – коефіцієнти падіння сили; b_1, b_2 – коефіцієнти опору.

Нелінійне диференціальне рівняння (6.48) із врахуванням залежностей (6.49), (6.50) розв'язано чисельним методом Рунге–Кутта при різних кінематичних збуреннях, зокрема проведені розрахунки для типового синусоїдального кінематичного випадкового збурення. Встановлено, що нелінійні поперечні коливання корпусу пневмоциліндра являють собою складний полігармонічний процес (рис. 6.20 д) коливання корпусу пневмоциліндра мають розмах до 5 мм. Коливання мають гармонічні складові з частотами 10...30 Гц.

Поперечні переміщення корпусів пневмоциліндрів приводять до еквівалентних переміщень шарнірних опор штока. Дані переміщення не перевищують 8 мкм (див. рис. 6.20 е). Середні значення складають 1...3 мкм. Встановлено, що переміщення шарніра менше 2 мкм мало впливає на рух стола. Тому зроблено висновок про імпульсний характер збурень в динамічній системі, які є наслідком нелінійних коливань циліндрів, які виникають в наслідок люфтів і зазорів між корпусом і штоком циліндра.

Для достатньо довгих приводів необхідно враховувати розподіл параметрів по довжині привода [66]. В якості першого наближення прийнято, що приводи стола являють собою динамічні системи типу балки з розподіленою по довжині масою (рис. 6.21).

При поперечних коливаннях привода переміщення точок є суперпозицією коливань відповідних основним формам (рис. 6.21 б). Перша

форма ($\Phi 1$) відповідає еквівалентному згину привода відповідного півперіоду синусоїди (рис. 6.21 в).

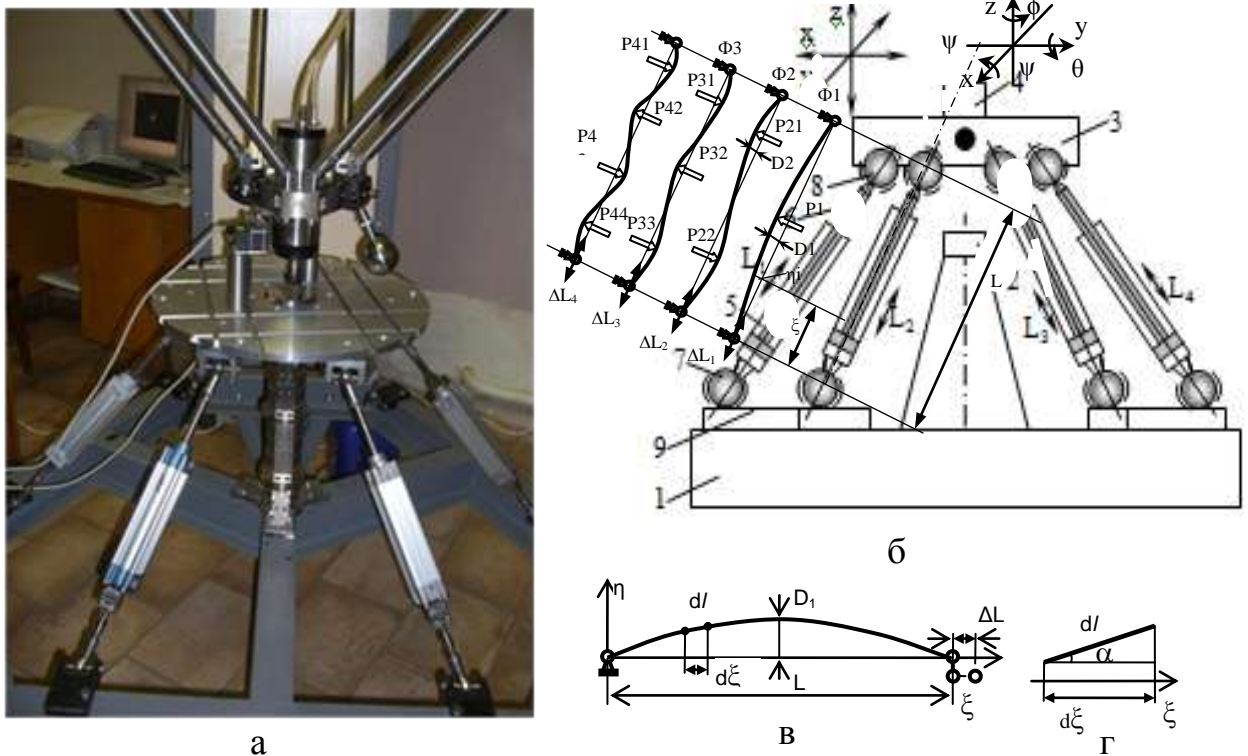


Рис. 6.21. Загальний вигляд (а) та схема просторової системи приводів (б) і форми коливань окремого привода з розподіленою по довжині масою, розрахункова схема деформації привода з розподіленою масою (в) та елементарна ділянка привода (г)

Друга форма ($\Phi 2$) відповідає деформації привода із вузловою точкою в його центральній частині. Третя і вищі форми ($\Phi 3, \Phi 4 \dots$) визначають високочастотні коливання привода.

Поперечні коливання перетинів привода визначені залежністю [104]:

$$y(t, \xi) = \sum_{i=1}^{\infty} x_i(\xi) (C_{1i} \cos \omega_i t + C_{2i} \sin \omega_i t), \quad (6.51)$$

де $x_i(\xi)$ - і-та нормальна форма коливань, ω_i - кругова частота форми.

Кругові частоти привода як балки на шарнірних опорах:

$$\omega_i = \frac{i^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho F}}, \quad (6.52)$$

де L - довжина привода; E - модуль пружності; I, F - момент інерції та площа поперечного перетину привода; ρ - густина матеріалу привода.

Для типової конструкції із (6.52) знайдено спектр власних частот:

$$\varepsilon_1=14,2 \text{ Гц}; \varepsilon_2=57 \text{ Гц}; \varepsilon_3=178 \text{ Гц}; \varepsilon_4=228 \text{ Гц}.$$

Перетворивши тригонометричні функції в формулі (6.52) одержимо:

$$y_{(t,\xi)} = \sum_{i=1}^{\infty} \eta_i(\xi) \cdot \sin(\omega_i t + \psi_i), \quad \text{де } \eta_i(\xi) = D_i \sin\left(\frac{i \cdot \pi \cdot \xi}{L}\right), \quad (6.53)$$

де $\eta_i(\xi)$ - функція форми коливань; $\psi_i = \arctg C_{1i} / C_{2i}$ - початкова фаза; $D_i = \sqrt{C_{1i}^2 + C_{2i}^2}$ - амплітуда коливань.

При коливаннях привода змінюється відстань між шарнірами. Розглянемо нескінченно малий елемент привода (рис. 6.21 г) довжиною:

$$dl = d\xi / \cos \alpha, \quad (6.54)$$

де α – кут нахилу дотичної пружної лінії привода до його вісі.

Тангенс кута α дорівнює похідній залежності (6.53) пружної лінії привода:

$$\frac{d\eta}{d\xi} = \operatorname{tg} \alpha = D_i \cdot \frac{i \cdot \pi}{L} \cos\left(\frac{i\pi}{L} \xi\right). \quad (6.55)$$

Відповідно довжина елемента:

$$dl = \sqrt{1 + \left(D_i \frac{i\pi}{L}\right)^2 \cos^2\left(\frac{i\pi}{L} \xi\right)} d\xi = \frac{L}{i\pi} \sqrt{1 + \left(\frac{D_i \cdot i \cdot \pi}{L}\right)^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \gamma} \cdot d\xi, \quad (6.56)$$

де введені нові змінні: $\gamma = \frac{i\pi}{L} \xi$, $k = D_i^2 \left(\frac{i\pi}{L}\right)^2 \cdot \left(1 + \left(\frac{D_i \cdot i \cdot \pi}{L}\right)^2\right)^{-1}$. (6.57)

Загальна довжина привода визначиться інтегруванням:

$$L_{\phi i} = \int_0^L dl = \frac{L}{i\pi} \sqrt{1 + \left(\frac{D_i \cdot i \cdot \pi}{L}\right)^2} \times \int_0^{i\pi} \sqrt{1 - k_i^2 \sin^2 \gamma} \cdot d\gamma = A_i \cdot 2E(k_i, \varphi) \quad (6.58)$$

де $E(k_i, \varphi)$ - нормальний еліптичний інтеграл Лежандра другого роду [2, 25].

Для обчислення інтеграла (6.58) він приводиться до вигляду табличного повного еліптичного інтеграла Лежандра виду:

$$E_{\Pi}(k_i) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - k_i^2 \sin^2 \gamma} d\gamma \quad (6.59)$$

Відповідно довжина привода для i -ї форми:

$$L_{\phi i} = \frac{2L}{\pi} \sqrt{1 + \left(\frac{D_i i \pi}{L}\right)^2} \cdot E_{\Pi}(k_i). \quad (6.60)$$

Зміна довжини привода для i -ї форми:

$$\Delta L_i = L - L_{\phi i}. \quad (6.61)$$

Підставивши значення довжини із формули (6.60) в (6.61), одержимо:

$$\Delta L_i = L \cdot \left[1 - \frac{2}{\pi} \sqrt{1 + \left(\frac{D_i i \pi}{L}\right)^2} \cdot E_{\Pi}(k_i) \right] \cdot \sin(2\omega_i t + \psi_i). \quad (6.62)$$

Зміну довжини привода визначено на основі принципу суперпозиції:

$$\Delta L_s = \sum_{i=1}^{\infty} \Delta L_i = \sum_{i=1}^{\infty} L \left[\frac{2}{\pi} \sqrt{1 + \left(\frac{D_i i \pi}{L}\right)^2} E_{\Pi} \left(\frac{1}{\frac{L^2}{D_i^2 i^2 \pi^2} + 1} \right) - 1 \right] \cdot \sin(2\omega_i t + \psi_i), s = 1, 2, \dots, 6. \quad (6.63)$$

Для перевірки розрахунків проведені виміри переміщення стола при ударних навантаженнях на приводи силами P_1, P_2, \dots, P_4 (див. рис. 6.21 б).

При ударному навантаженні відповідному імпульсу P_1 спостерігаються переміщення стола в напрямках x та y (рис. 6.22 а).

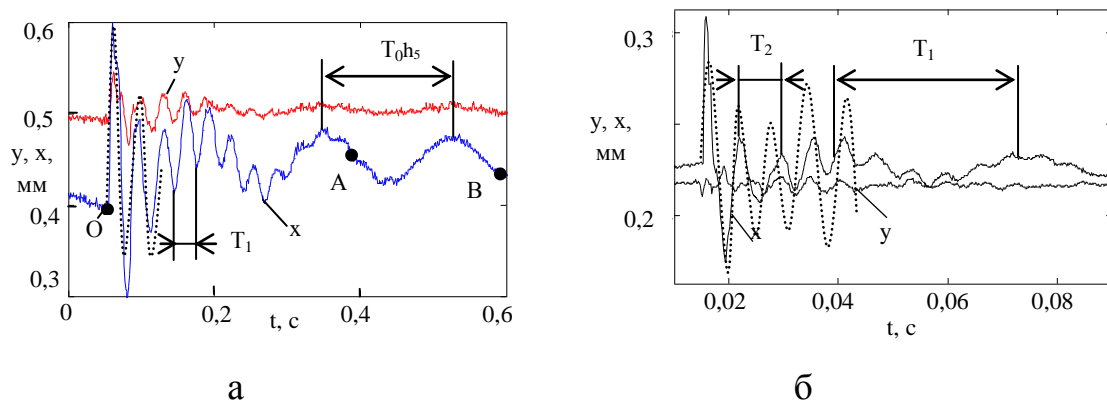


Рис.6.22. Переміщення стола, при ударному навантаженні в середній частині привода (а) та при подвійному ударі двома силами P_2 (б) (суцільні лінії – експеримент, пунктирні – розрахунок за формулою (6.63))

Для підтвердження достовірності розробленої моделі проведено розрахунки за формулою (6.63) для першої і другої форм коливань. При розрахунках використані виміряні експериментально значення амплітуд

коливань привода $D_1=4,8$ мм, $D_2=1,82$ мм. Розрахункові значення по амплітудам і періодам коливань відповідають експериментальним даним (рис. 6.22 б).

Одержані експериментально перехідні процеси мають початкові ділянки OA та основні ділянки АВ. На основних ділянках період коливань стола складає $T_0=0,156\dots0,179$ (частота $\nu_0 = 5,6\dots6,4$ Гц). На початковій ділянці період коливань $T_1=0,031\dots0,034$, а частоті коливань $\nu_1 = 29,4\dots32,3$ Гц, яка є близькою до частоти коливань по першій формі $\varepsilon_1 = 28,4$ Гц. При ударному навантаженні привода двома силами P2 динамічні переміщення платформи є суперпозицією короткоперіодичних та довгоперіодичних коливань. Період довгоперіодичних коливань складає $T_1=0,03\dots0,033$ с (частота $\nu_1 = 30,3\dots33$ Гц). Це відповідає частоті першої форми ($\varepsilon_1 = 28,4$ Гц). Короткоперіодична складова має період $T_2=0,0081\dots0,0085$ с (частота $\nu_2 = 118\dots123$ Гц). Дана частота є близькою до частоти коливань по другій формі $\varepsilon_2 = 114$ Гц.

Проведені дослідження нелінійних коливальних процесів у просторових системах приводів дали можливість встановити наявність складних динамічних коливальних процесів із широким спектром резонансних частот. Показано, що динамічні властивості систем потребують поліпшення. Це запропоновано здійснити шляхом ціленаправленого вибору масо-жорсткісних параметрів систем або застосуванням запропонованих в рамках виконаних досліджень інноваційних інерційних демпферів коливань. Демпфери встановлюються на виконавчому органі системи приводів (рис. 6.23 а).

Наявність демпферів змінює інерційні властивості системи зокрема змінює тензор моментів інерції виконавчого органу у відповідності із рис. 6.2 та 6.3. Введення демпферів ускладнює конструкцію системи приводів, але дає суттєві переваги за рахунок поліпшення динамічних характеристик [80]. Для підтвердження ефективності введення демпферів коливань досліджено

парціальну динамічну підсистему поступальних переміщень виконавчого органу в напрямку вісі x [111] (рис. 6.23 б).

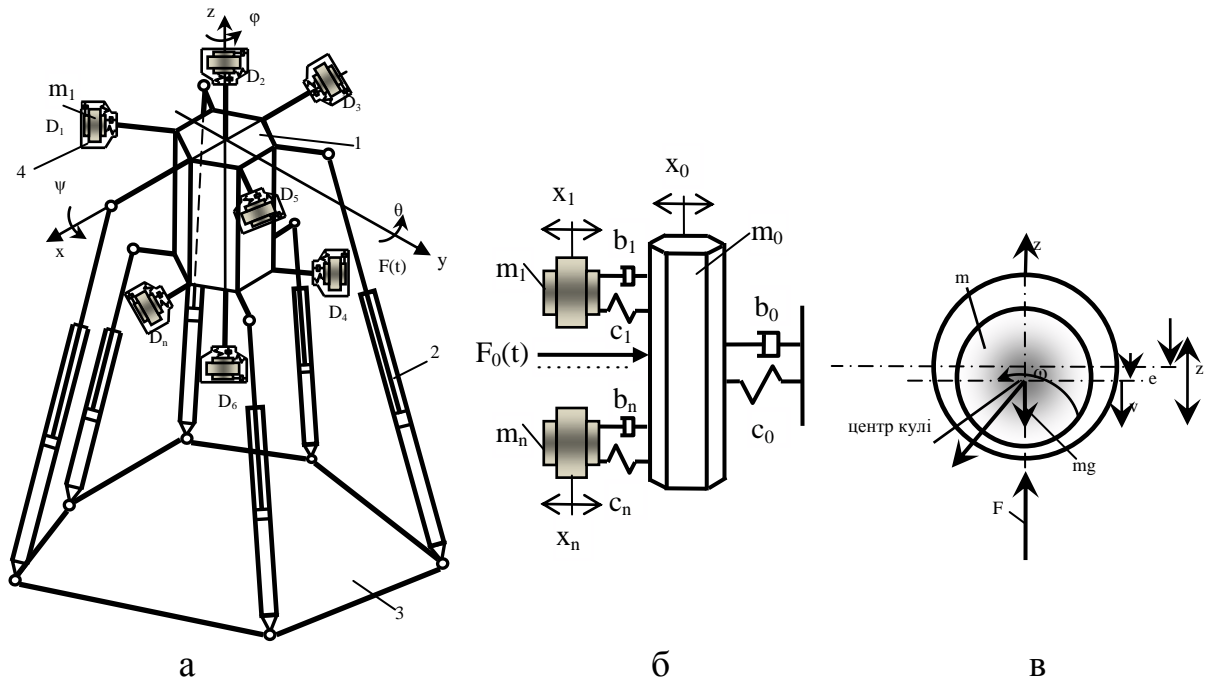


Рис. 6.23. Система приводів із інерційними демпферами коливань (а), еквівалентна динамічна модель системи з демпферами (б) та принципова схема демпфера із масивною кулею (в)

Рівняння динамічної рівноваги виконавчого органу має вигляд [104]:

$$m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} = F_0 - b_0 \frac{dx_0}{dt} - c_0 x_0 - \sum_{i=1}^n F_i, \quad (6.64)$$

де F_0 - зовнішня сила; m_0 - маса стола; x_0 - переміщення; b_0 - коефіцієнт опору; c_0 - жорсткість; F_i - сила взаємодії стола з інерційним елементом i -го демпфера; n - число демпферів.

Рівняння динаміки системи без демпферів одержано із (6.64) при $F_i = 0$:

$$m_0 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_0 \frac{dx_1}{dt} - c_0 x_1 = F_0 \quad (6.65)$$

де x_1 - переміщення стола.

Перетворимо рівняння (6.65) по Лапласу і одержимо:

$$m_0 S^2 \cdot X_1(S) + b_0 S X_1(S) - c_0 X_1(S) = F_0(S),$$

де $X_1(S)$ – зображення по Лапласу переміщення стола в напрямку вісі x ; $F_0(S)$ – зображення по Лапласу динамічного навантаження на стіл.

Із даного рівняння визначимо передавальну функцію:

$$W_1(s) = \frac{X_1(s)}{F_0(s)} = \frac{K_1}{T_1^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1}, \quad \text{де } T_1 = \sqrt{\frac{m_0}{c_0}}, \quad \xi_1 = \frac{b_0}{2\sqrt{m_0 c_0}}, \quad K_1 = 1/c_0 \quad (6.66)$$

В рівнянні (6.66) сила взаємодії F_i визначається пружно-дисипативними характеристиками зв'язку між корпусом демпфера та інерційним елементом і складає:

$$F_i = b_i \left(\frac{dx_0}{dt} - \frac{dx_i}{dt} \right) + c_i (x_0 - x_i),$$

де b_i , c_i - характеристики пружно-дисипативного зв'язку; x_i - переміщення інерційного елемента i -го демпфера.

Приведемо рівняння (6.64) до стандартного виду. Для цього підставимо в рівняння (6.64) значення сили згідно (6.66). Після перетворення одержимо:

$$m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + \left(b_0 + \sum_{i=1}^n b_i \right) \frac{dx_0}{dt} + \left(c_0 + \sum_{i=1}^n c_i \right) x_0 = F_0 + \sum_{i=1}^n b_i + \sum_{i=1}^n c_i x_i \quad (6.67)$$

Введемо коефіцієнти, що характеризують параметри системи:

$$T_0 = \sqrt{\frac{m_0}{c_0 + \sum_{i=1}^n c_i}}, \quad \xi_0 = \frac{b_0 + \sum_{i=1}^n b_i}{2\sqrt{m_0 \left(c_0 + \sum_{i=1}^n c_i \right)}}, \quad K_0 = \frac{1}{c_0 + \sum_{i=1}^n c_i}, \quad K_{0i} = \frac{c_i}{c_0 + \sum_{i=1}^n c_i}, \quad \tau_i = \frac{b_i}{c_i}.$$

При цьому рівняння (6.67) набуде вигляду:

$$T_0^2 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + 2\xi_0 T_0 \frac{dx_0}{dt} + x_0 = K_0 F_0(t) + \sum_{i=1}^n K_{0i} \left(x_i + \tau_{0i} \frac{dx_i}{dt} \right). \quad (6.68)$$

Перетворимо рівняння (6.68) по Лапласу:

$$X_0(s) [T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1] - \sum_{i=1}^n K_{0i} (1 + \tau_{0i} s) X_i(s) = K_0 F_0(s), \quad (6.69)$$

де $X_0(s)$, $X_i(s)$, $F_0(s)$ - зображення по Лапласу відповідних величин.

Рівняння динаміки для маси i -го демпфера:

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = b_i \left(\frac{dx_0}{dt} - \frac{dx_i}{dt} \right) + c_i (x_0 - x_i).$$

Після перетворень даного рівняння одержимо:

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} + b_i \frac{dx_i}{dt} + c_i x_i = b_i \frac{dx_0}{dt} + c_0 x_0. \quad (6.70)$$

Введемо нові позначення постійних коефіцієнтів:

$$T_i = \sqrt{\frac{m_i}{c_i}}, \quad \xi_i = \frac{b_i}{2\sqrt{m_i \cdot c_i}}, \quad K_i = \frac{c_0}{c_i}, \quad \tau_i = \frac{b_i}{c_0}. \quad (6.71)$$

Із врахування значень констант (6.71) із (6.70) одержимо рівняння:

$$T_i^2 \frac{d^2 x_i}{dt^2} + 2\xi_i T_i \frac{dx_i}{dt} + x_i = K_i \left(x_0 + \tau_i \frac{dx_0}{dt} \right).$$

Перетворимо дане рівняння по Лапласу і визначимо:

$$X_i(S) = \frac{K_i(1 + \tau_i S)}{(T_i^2 S^2 + 2\xi_i T_i S + 1)} \cdot X_0(S). \quad (6.72)$$

Підставимо значення $X_i(S)$ з (6.72) в (6.69) і одержимо передавальну функцію системи:

$$\frac{X_0(S)}{F_0(S)} = W_{xF}(S) = K_0 \left[(T_0^2 S^2 + 2\xi_0 T_0 S + 1) - \sum_{i=1}^n \frac{K_{0i} \cdot K_i (1 + \tau_{0i} S)(1 + \tau_i S)}{(T_i^2 S^2 + 2\xi_i T_i S + 1)} \right]. \quad (6.73)$$

Відповідно передавальній функції (6.73) обчислена амплітудно-фазова частотна характеристика $W_{xF}(j\omega)$ (рис. 6.24 а).

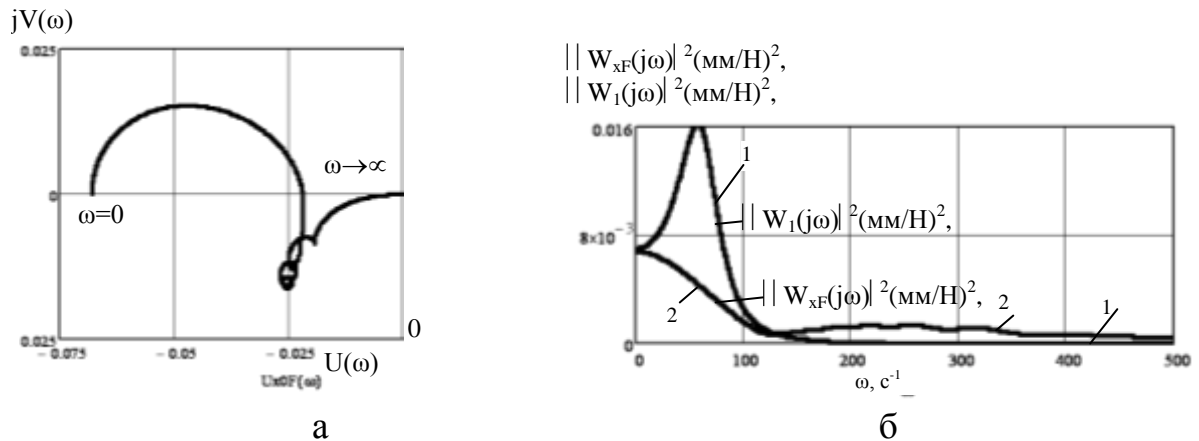


Рис. 6.24. Амплітудно-фазова частотна характеристика системи приводів з демпферами (а) та порівняння квадратів модулів амплітудно-фазових частотних характеристик системи без демпферів (крива 1) та системи з демпферами (крива 2) (б)

Для дослідження впливу демпферів на динамічні властивості системи приводів прийнято, що на виконавчий орган діє збурююча сила $F_0(t)$ у вигляді широкополосного випадкового процесу відповідного «білому шуму» із спектральною щільністю $S(\omega)=1$ [48]. Відповідно спектральна щільність випадкових переміщень виконавчого органу визначиться квадратом модуля амплітудно-фазової частотної характеристики $|W_{xF}(j\omega)|^2$ (рис. 6.24 б).

На рисунку також наведено значення квадрата модуля амплітудно-фазової частотної характеристики системи без демпферів, яка відповідає передавальній функції (6.66). Як випливає із порівняння характеристик,

застосування демпферних пристроїв суттєво знижує величину локальних максимумів характеристики та зміщує резонанс системи з демпфером у високочастотну область. Обчислення інтегралів квадратів модулів показало, що наявність демпферів в 5...20 раз знижує дисперсію амплітуд випадкових високочастотних коливань стола.

Розглянемо вплив параметрів демпфера на його ефективність для типової конструкції інерційного демпфера (див. рис. 6.23 в). Введемо закон переміщення демпфера $z = z(t)$. При цьому відносне зміщення кулі і корпусу визначається ексцентриситетом e , а відносна швидкість кулі відносно корпусу $v = -de/dt$. Абсолютне переміщення кулі складе $z_k = z - e$. Абсолютна швидкість і пришвидшення кулі визначено диференціюванням:

$$v_k = \frac{dz}{dt} - \frac{de}{dt} = \frac{dz}{dt} - v \quad a_k = \frac{dV_k}{dt} = \frac{d^2z}{dt^2} - \frac{d^2e}{dt^2}.$$

Сила інерції кулі визначається її масою та пришвидшення:

$$F_I = -ma_k = -m \frac{d^2z}{dt^2} + m \frac{d^2e}{dt^2}. \quad (6.74)$$

Гравітаційна сила яка діє на кулю $F_G = -mg$, де g – прискорення вільного падіння.

Маса рідини в зазорі між кулею і корпусом набагато менша ніж маса кулі. Тому при визначенні гідродинамічних сил, які діють на кулю можна використати статичну залежність сили від переміщення відповідну [32]:

$$F = -\frac{8\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} K_1(\lambda) \cdot v + \frac{4\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} K_1(\lambda) \cdot \omega \cdot e + \frac{8\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} K_1(\lambda) \cdot \frac{[K_1(\lambda) - K_2(\lambda)]}{\lambda^2} \cdot v \cdot e^2 \quad (6.75)$$

де R – радіус кулі; ε – середнє значення радіального зазору між кулею і корпусом; μ – динамічна в'язкість рідини; ω - кутова швидкість кулі при її повороті навколо перпендикулярної вісі z ; $\lambda = e/\varepsilon$ – відносне зміщення кулі; K_1 і K_2 – функції відносного зміщення визначені залежностями:

$$K_1(\lambda) = \frac{3}{2(4+\lambda^2)} \left[\left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda^3} \right) \ln \frac{1+\lambda}{1-\lambda} - \frac{2}{\lambda^2} \right] \quad K_2(\lambda) = \frac{3}{4\lambda^3} \left(\frac{2\lambda}{1-\lambda^2} - \ln \frac{1+\lambda}{1-\lambda} \right) \quad (6.76)$$

З метою спрощення залежність $K_1(\lambda)$ апроксимована поліномом третього порядку наступного виду:

$$K_3(\lambda) = 1 + 0.45\lambda^3. \quad (6.77)$$

Поліноміальна залежність (6.77) при помірних зміщеннях сфери мало відрізняється від точної залежності (6.76) (рис. 6.25 а).

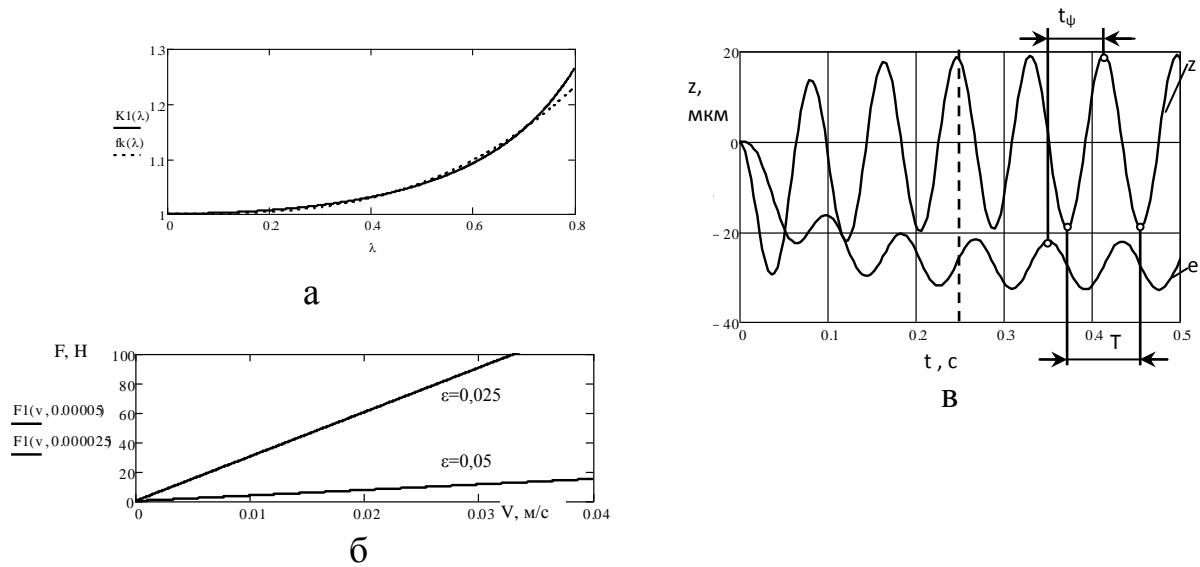


Рис. 6.25. Апроксимація функції $K_1(\lambda)$ спрощеною залежністю (6.79) (пунктирна лінія) (а), розрахункова залежність гідродинамічної сили від швидкості переміщення кулі відносно корпусу (б) та залежності переміщення кулі при гармонічному законі переміщення корпусу (в)

Останній доданок в (6.75) набагато менший інших доданків, тому враховуючи залежність (6.77) формула (6.75) набуде вигляду:

$$F = \frac{8\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} \cdot \left(1 + 0.45\left(\frac{e}{\varepsilon}\right)^3\right) \left(-v + \frac{\omega}{2} e\right). \quad (6.78)$$

Залежність (6.78) визначає гідродинамічну силу яка діє на кулю. При центральному положенні кулі ($e=0$) гідродинамічна сила:

$$F = -\frac{8\pi\mu R^4}{\varepsilon^3} v. \quad (6.79)$$

Розрахункове за даною залежністю значення сили є лінійною функцією швидкості (рис. 6.25 б) і складає десятки ньютонів. Тому при достатньо малому зазорі між кулею і корпусом ($\varepsilon \leq 0,025\text{мм}$) демпфер буде забезпечувати значну силу опору і ефективно демпфування коливань.

Визначимо динамічні переміщення кулі відносно корпусу при коливаннях демпфера. Рівняння динамічної рівноваги кулі:

$$F = F_I + F_G.$$

Підставляючи значення сил (6.68) та (6.78) в дане рівняння одержимо нелінійне диференціальне рівняння другого порядку:

$$\frac{c}{\varepsilon^3} \left[1 + 0.45 \left(\frac{e}{\varepsilon} \right)^3 \right] \left[-\frac{de}{dt} + \frac{\omega}{2} e \right] = -m \frac{d^2 z}{dt^2} + m \frac{d^2 e}{dt^2} - mg.$$

Рівняння розв'язано чисельним методом Рунге-Кутта для гармонічного закону переміщення корпусу демпфера у вигляді: $z = a_z \sin(2\pi vt)$, де a_z – амплітуда переміщень; v – циклічна частота в Гц.

Розв'язок має ділянку перехідного процесу ($0 \dots t_{\text{п}}$) та ділянку усталеного руху $t > t_{\text{п}}$ (рис. 6.25 в). Розмах відносних переміщень кулі відносно корпусу демпфера складає близько 0,01 мм при гармонічних коливаннях корпусу демпфера з розмахом 0,04 мм. Переміщення кулі відносно корпусу мають фазове зміщення відносно коливань корпусу близько $\psi \approx 270^\circ$ і знаходиться в протифазі до швидкості переміщення корпусу.

Для підвищення ефективності демпфування коливань запропоновано в пристрій з феромагнітною рідиною [64, 85] (рис. 6.26, а).

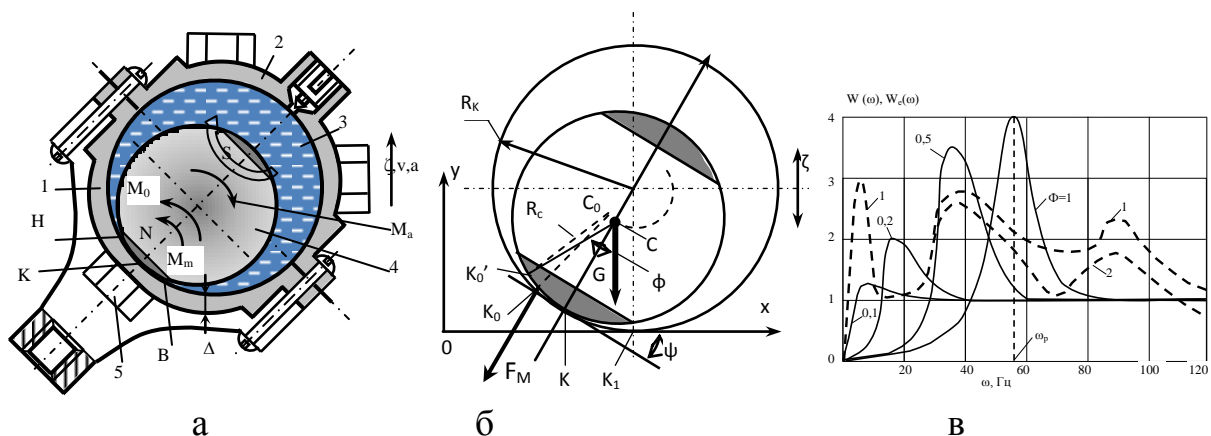


Рис. 6.26. Конструктивна схема демпфера з феромагнітною рідиною (а), розрахункова схема переміщення магнітної сфери відносно рівноважного стану (б) та амплітудно-частотні характеристики демпфера (в)

Корпус 1 і кришка 2 демпфера виконані із немагнітного матеріалу. По периферії корпусу і кришки встановлені феромагнітні вставки 5. Магнітна сфера має полюсні ділянки (полюси) N і S та встановлюється у рівноважному стані, коли певна полюсна ділянка (ділянка N) знаходиться напроти деякої вставки 5. Сфера контактує із сферичною поверхнею порожнини корпусу в

точці К. Внаслідок переміщення демпфера в напрямку ζ на сферу діють сили інерції, які спричиняють момент M_a і приводять до відхилення сфери. Реакція магнітних сил M_m спричиняє гальмування сфери та повернення її в рівноважне положення. Відхилення сфери приводить до зміни тиску в областях В і Н. Внаслідок перетікання феромагнітної рідини між областями В і Н виникає момент опору M_0 .

Прийнято, що магнітна сфера котиться по криволінійній поверхні корпусу K_0K_1 (рис. 6.26 б). Крива K_0K_1 є ділянкою кола. Введемо її координати x, y як функції дуги $K_0K = \ell$. Кут ψ дотичної до кривої з віссю x при цьому визначиться із співвідношень:

$$\cos \psi = \frac{dx}{d\ell}, \quad \sin \psi = -\frac{dy}{d\ell}, \quad \frac{d\psi}{d\ell} = -\frac{1}{R_K}, \quad \text{де } 1/R_K - \text{кривизна кривої.}$$

Радіус сфери $C_0K'_0 = R_C$ в початковий момент руху розташований вздовж лінії C_0K_0 , де K_0 - точка, яка є початком дуги ℓ , то $\ell = K'_0K$. Кут φ прямої SK'_0 з незмінним напрямком вертикалі можна прийняти за кут повороту магнітної сфери. Тому:

$$\ell = R_C(\varphi - \psi), \quad \text{а відповідно: } \varphi = \frac{\ell}{R_C} + \psi.$$

На магнітну сферу діють зовнішні сили: сила інерції G , дотична сила F_T і нормальна F_n складові реакції. На сферу також діє магнітна сила $\overline{F_M}$. Враховуючи незначні переміщення сфери магнітну силу $\overline{F_M}$ можна вважати незмінною по величині і направленою по нормалі до кривої в точці К. Для знаходження невідомих сил F_T та F_n , використано рівняння динаміки у вигляді суми моментів відносно точки К. Кутова швидкість повороту:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{1}{R_C} \frac{d\ell}{dt} + \frac{d\psi}{d\ell} \frac{d\ell}{dt} = \frac{1}{R_C} \left(1 - \frac{R_C}{R_K} \right) \frac{d\ell}{dt}.$$

Відповідно похідна кутової швидкості:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{R_C} \left(1 - \frac{R_C}{R_K} \right) \frac{d^2\ell}{dt^2}. \quad (6.80)$$

Складемо рівняння моментів відносно точки К:

$$I \frac{d\omega}{dt} = GR_C \sin \psi - \ell F_M - b_0 \frac{d\ell}{dt}. \quad (6.81)$$

де I - момент інерції сфери відносно точки K ; b_0 - коефіцієнт опору.

Момент інерції визначається у вигляді:

$$I = \frac{2}{5} mR_C^2 + mR_C^2 = \frac{7}{5} mR_C^2, \quad \text{де } m - \text{ маса сфери.} \quad (6.82)$$

Силу інерції визначено через пришвидшення, яке діє на демпфер:

$$G = m \frac{d^2 \zeta}{dt^2}, \quad \text{де } \zeta - \text{ переміщення корпусу демпфера.} \quad (6.83)$$

Із формул (6.80), (6.82), (6.83) підставимо значення величин у диференціальне рівняння (6.81) і одержимо:

$$\frac{7}{5} mR_C \left(1 - \frac{R_C}{R_K} \right) \frac{d^2 \ell}{dt^2} + b_0 \frac{d\ell}{dt} + F_M \ell = mR_C \sin \psi \cdot \frac{d^2 \zeta}{dt^2}.$$

Введемо нові константи:

$$T = \sqrt{\frac{7}{5} \frac{mR_C}{F_{M0}} \left(1 - \frac{R_C}{R_K} \right)}, \quad \xi = \frac{b_0}{2 \sqrt{\frac{7}{5} mR_C F_{M0} \left(1 - \frac{R_C}{R_K} \right)}}, \quad K = \frac{mR_C}{F_{M0}}, \quad \Phi = \frac{F_M}{F_{M0}},$$

де F_{M0} - максимум магнітної сили; а Φ - її відносне значення.

Диференціальне рівняння коливань сфери набуде вигляду:

$$\frac{T^2}{\Phi} \frac{d^2 \ell}{dt^2} + \frac{2\xi T}{\Phi} \frac{d\ell}{dt} + \ell = \frac{K \sin \psi}{\Phi} \frac{d^2 \zeta}{dt^2}. \quad (6.84)$$

Використовуючи рівняння (6.84) визначимо передавальну функцію переміщення магнітної сфери при вході у вигляді переміщення корпусу демпфера і виході у вигляді переміщення сфери по дузі кола:

$$W(s) = \frac{\ell(s)}{\zeta(s)} = \frac{K \sin \psi S^2}{T^2 S^2 + 2\xi T S + \Phi}. \quad (6.85)$$

По передавальній функції (6.85) розраховані частотні характеристики демпфера при різних значеннях відносної сили магнітної взаємодії Φ (рис. 6.26 в).

Встановлено, що резонансна частота демпфера ω_p суттєвим чином залежить від сили магнітної взаємодії. Зменшенням сили магнітної взаємодії

від максимального значення ($\Phi=1$) до $\Phi=0,1$ забезпечується зміна резонансної частоти з 55 Гц до 8 Гц. Демпфер має значення амплітудно-частотної характеристики більше одиниці при частотах вище $(0,4...0,5) \omega_p$. Тому вибравши силу магнітної взаємодії мінімальною $\Phi=0,1$, можна забезпечити робочі частоти демпфера 3...4 Гц і вище.

В залежності від масо-габаритних параметрів просторові системи приводів мають різні резонансні області. Типовими є резонанси системи на частотах 6...7; 35...47; 85...95 Гц (пунктирні криві 1 і 2 на рис. 6.26 в).

В результаті проведених досліджень встановлено, що при значенні сили магнітної взаємодії $\Phi=0,5...0,8$ забезпечується ефективна робота демпфера на частотах 30...120 Гц, які відповідають високочастотній шумовій частині спектра власних коливань просторової системи приводів.

Наведені в попередніх підрозділах рекомендації перевірені експериментально на прикладах розробки реальних систем приводів побудованих на запропонованій елементній базі. Результати розробок та їх докладної перевірки викладені в наступному підрозділі.

6.4. Реалізація функціонально-орієнтованих компонентів елементних баз, особливості використання фізично-різнорідного обладнання

Із використанням функціонально-орієнтованих компонентів елементних баз розроблено принципово нові невідомі раніше системи приводів, які використовують фізично-різнорідне обладнання. Зокрема на основі шлангових пневмодвигунів розроблене і апробоване обладнання для реалізації складних сферичних рухів (рис. 6.27).

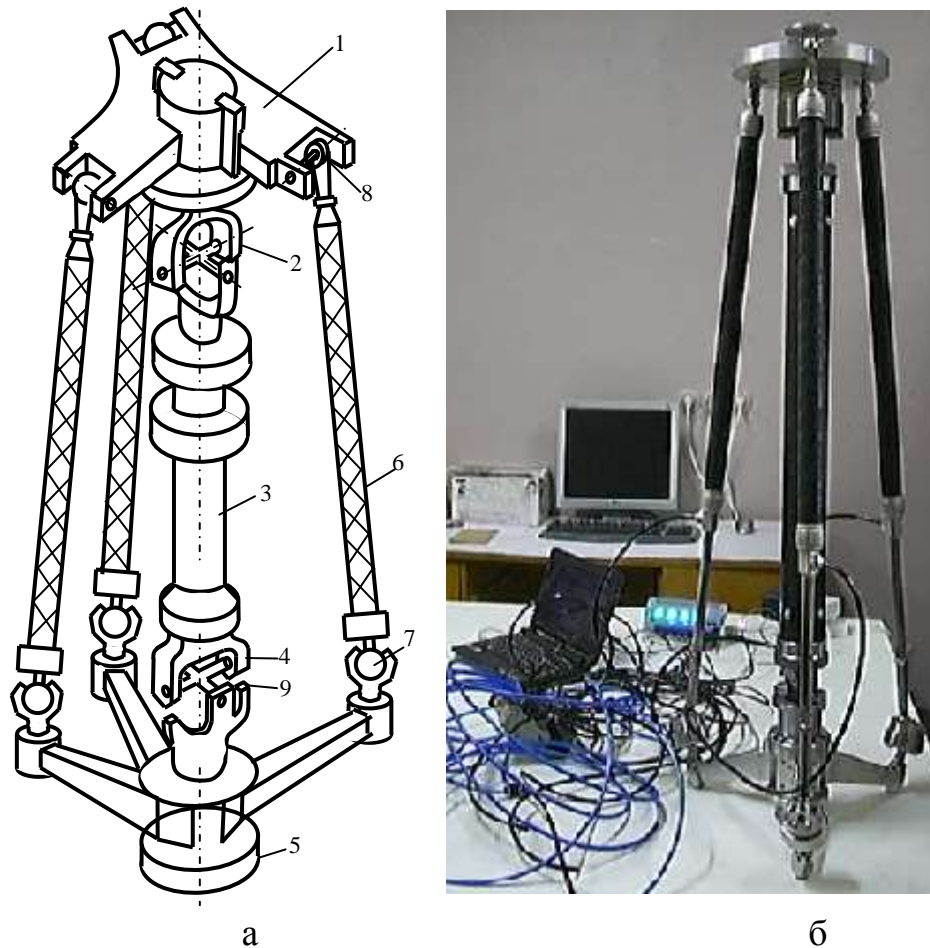


Рис. 6.27. Конструктивна схема (а) та дослідний зразок (б) розробленої просторової системи приводів із шланговими пневмодвигунами

Система має платформу 1, на якій встановлюється об'єкт маніпулювання. Платформу 1 з'єднано карданною опорою 2 із штангою 3, яка закріплена на карданному шарнірі 4, встановленому на нерухомій основі 5. Платформа переміщується шланговими пневмодвигунами 6, які мають на своїх кінцях сферичні опори 7 і 8. Кожна карданна опора має по чотири упори 9. Тому платформа системи приводів фіксується в чотирьох положеннях (рис. 6.28).

На рисунку пунктиром показані фіксовані положення платформи в позиціях O_1 , O_2 , O_3 , O_4 та траєкторія переміщення платформи (крива T). Розроблена система приводів призначена для забезпечення складного сферичного руху платформи. Динамічна модель системи подана у вигляді

двох динамічних парціальних підсистем сферичного руху, які з'єднані по ланцюговій схемі (рис. 6.28 б).

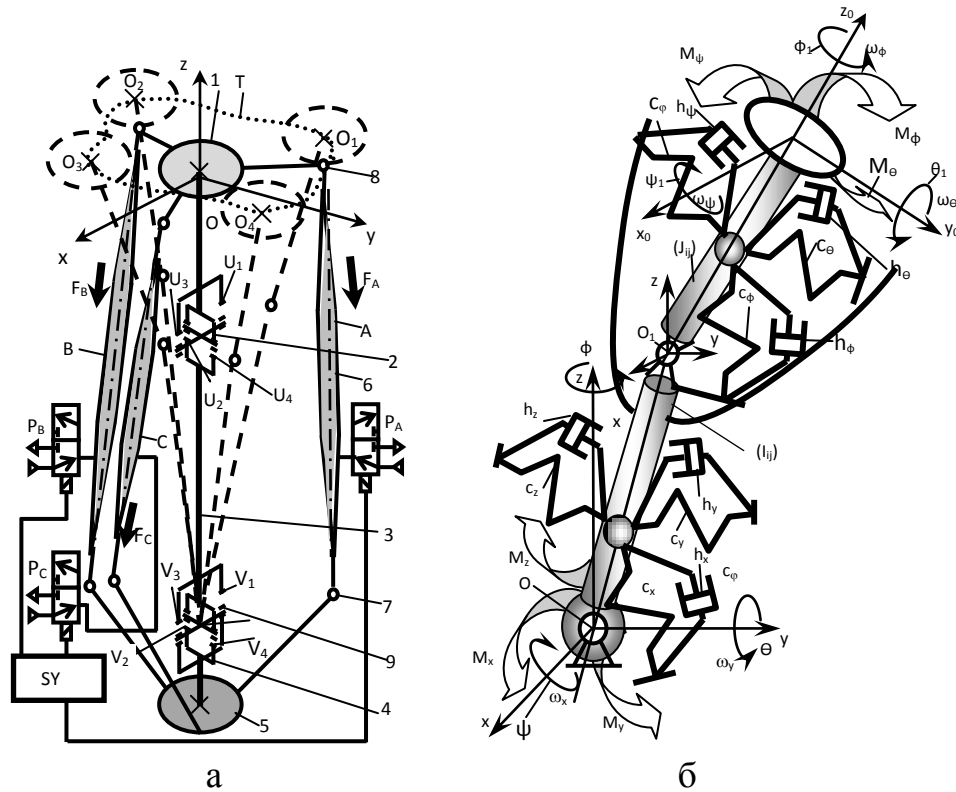


Рис. 6.28. Схема просторової системи приводів із шланговими пневмодвигунами (позиції на схемі відповідають рис. 6.27) (а) та динамічна модель просторової системи приводів у вигляді двох парціальних підсистем сферичного руху, з'єднаних по ланцюговій схемі (б)

Перша підсистема включає штангу з шарнірами, а друга платформу, яка знаходиться на шарнірній опорі.

Перша парціальна динамічна підсистема у вигляді штанги має нерухому точку O (шарнір). Кінець штанги (точка O_1) здійснює переміщення по сферичній поверхні. Для розрахунку просторових переміщень точки O_1 використано динамічну модель у вигляді твердого тіла із нерухомою точкою O , яке здійснює сферичний рух [31, 40].

Відхилення осі штанги OO_1 від номінального положення характеризується трьома кутами φ , θ , ψ . Інерційні властивості динамічної системи визначаються тензором інерції (I_{ij}) . Тензор інерції визначено у вигляді тензорного поля у відповідності з методикою викладеного в

підрозділі 6.1. Зміни компонент тензора, що утворює тензорне поле враховані в математичній моделі [61], яка наведена нижче. На штангу діють моментні навантаження з проекціями $M_x M_y M_z$. Для опису реакцій зв'язків введені еквівалентні жорсткості $c_x c_y c_z$ та еквівалентні коефіцієнти опору $h_x h_y h_z$.

Друга парціальна підсистема сферичного руху включає платформу, яка повертається навколо точки O_1 . Положення платформи визначається кутами $\psi_1, \theta_1, \varphi_1$. Інерційні властивості динамічної системи платформи описуються тензором інерції (J_{ij}). Даний тензор також подано у вигляді тензорного поля. Парціальні підсистеми сферичного руху з'єднані пружно-дисипативними зв'язками, які передають реактивні моментні навантаження в шарнірі O_1 . Реактивний момент визначається коефіцієнтами жорсткості $c_\varphi, c_\theta, c_\psi$ та коефіцієнтами опору $h_\varphi, h_\theta, h_\psi$. На платформу діють моментні навантаження з боку шлангових пневмодвигунів з проекціями моменту $M_\varphi, M_\theta, M_\psi$. Також наявний збурюючий момент зовнішніх сил.

Математичні моделі парціальних підсистем побудовані на основі диференціальних рівнянь сферичного руху твердого тіла [40]:

$$\frac{d\vec{L}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{L} = \vec{M}, \quad (6.86)$$

де \vec{L} – вектор кінетичного моменту системи; $\vec{\omega}$ – вектор кутової швидкості; \vec{M} – вектор головного моменту сил.

Кінетичний момент, який входить в формулу (6.86) дорівнює добутку тензора інерції (I_{ij}) на вектор кутової швидкості:

$$\vec{L} = I \cdot \vec{\omega}. \quad (6.87)$$

Із (6.86) в проекціях на осі координат маємо рівняння сферичного руху:

$$\frac{dL_x}{dt} + \omega_y L_z - \omega_z L_y = M_x, \quad \frac{dL_y}{dt} + \omega_z L_x - \omega_x L_z = M_y, \quad \frac{dL_z}{dt} + \omega_x L_y - \omega_y L_x = M_z \quad (6.88)$$

де M_x, M_y, M_z – проекції головного момента сил, які діють відносно точки O на осі координат x, y, z ; $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – проекції кутової швидкості.

Проекції моменту кількості руху L_x, L_y, L_z знаходяться із (6.87):

$$L_x = I_{xx}\omega_x - I_{xy}\omega_y - I_{zx}\omega_z, L_y = -I_{xy}\omega_x + I_{yy}\omega_y - I_{yz}\omega_z, L_z = -I_{zx}\omega_x - I_{zy}\omega_y + I_{zz}\omega_z. \quad (6.89)$$

Коефіцієнти даних формул є компонентами тензора інерції системи. В силу симетрії тензора:

$$(\mathbf{I}_{ij}) = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}, I_{yx} = I_{xy}, I_{yz} = I_{zy}, I_{zx} = I_{xz}. \quad (6.90)$$

Система рівнянь (6.88) шляхом інтегрування в часі зведена до системи інтегральних рівнянь [69, 101], що визначають проекції кінетичного моменту:

$$L_x = L_{x0} + \int_0^t (M_x - \omega_y L_z + \omega_z L_y) dt, L_y = L_{y0} + \int_0^t (M_y - \omega_z L_x + \omega_x L_z) dt, \quad (6.91)$$

$$L_z = L_{z0} + \int_0^t (M_z - \omega_x L_y + \omega_y L_x) dt.$$

де L_{x0}, L_{y0}, L_{z0} – початкові значення проекцій кінетичного моменту.

Величини в правих частинах формул (6.91) є вхідними параметрами обчислювальної процедури, а ліві частини формул є вихідними параметрами. Вхідні і вихідні параметри утворюють розімкнений причинно наслідковий зв'язок (прямий напрямок), який реалізується в математичній моделі. Інтегральні залежності (6.91) подані у вигляді структурної моделі (рис. 6.29 а).

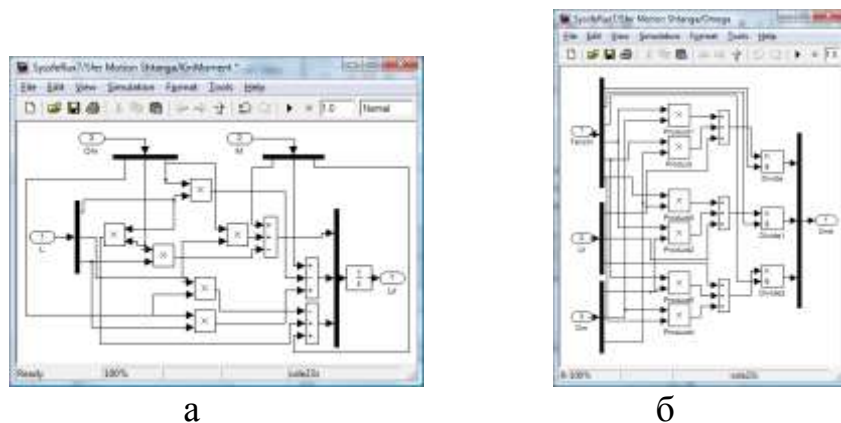


Рис. 6.29. Блок схема моделі для чисельного розв'язку системи інтегральних рівнянь сферичного руху (5.93) (а) та структура блока для обчислення вектора кутової швидкості (б)

Вхідні параметри моделі: проекції кінетичного моменту L_x, L_y, L_z та проекції кутової швидкості штанги $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ задаються введенням

рекурсивних (зворотніх) зв'язків. Вихідними параметрами є розраховані внаслідок інтегрування нові значення проекцій L_{x1} , L_{y1} , L_{z1} кінетичного моменту. Вектор кутової швидкості знаходиться із системи рівнянь (6.89):

$$\omega_x = \frac{[L_x + I_{xy}\omega_y + I_{zx}\omega_z]}{I_{xx}}, \omega_y = \frac{[L_y + I_{xy}\omega_x + I_{yz}\omega_z]}{I_{yy}}, \omega_z = \frac{[L_z + I_{zx}\omega_x + I_{zy}\omega_y]}{I_{zz}}. \quad (6.92)$$

Реалізація залежностей (6.92) здійснюється в блоці моделі (див.рис. 6.29 б). Вхідними параметрами є обчислений раніше вектор кінетичного моменту \vec{L} та попереднє значення вектора кутової швидкості штанги $\vec{\omega}$. Виходом моделі є розраховані уточнені значення вектора кутової швидкості $\Omega m1$.

Моделі, наведені на рис. 6.29 об'єднані в одну структурну модель парціальної динамічної системи сферичного руху. Математична модель призначена для розрахунку динамічних поперечно-кутових переміщень штанги при дії на неї моменту $M_{Shtanga}$ (рис. 6.30).

Блок *TensorInerc*, який формує компоненти тензора інерції. Вони подаються у вигляді вектора шостої розмірності, перші три складові якого визначають діагональні компоненти тензора (6.90), а останні три складових – поза діагональні компоненти тензора.

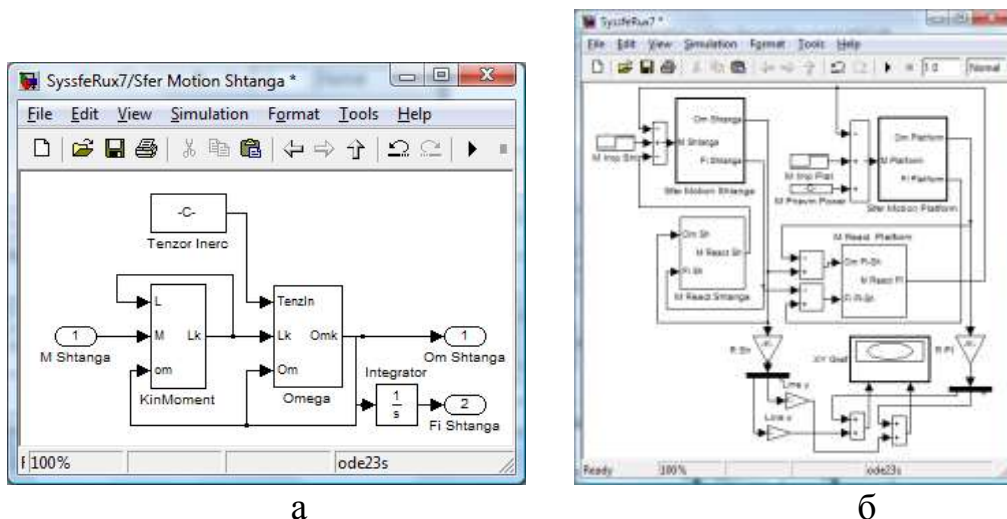


Рис. 6.30. Модель для обчислення кутової швидкості та кута повороту штанги (а) та модель загальної динамічної системи (б)

Виходами моделі є вектор кутової швидкості штанги та динамічний кут повороту штанги.

Парціальні динамічні системи сферичного руху мають пружно-дисипативні зв'язки (див. рис. 6.28 б). Моменти зв'язків обчислюються по наступним залежностям:

$$M_{Rx} = c_x \psi + h_x \omega_x, M_{Ry} = c_y \theta + h_y \omega_y, M_{Rz} = c_z \varphi + h_z \omega_z. \quad (6.93)$$

З боку парціальної підсистеми платформи на штангу діє реактивний момент, який визначається залежністю:

$$M_{R\psi} = C_\psi (\psi_1 - \psi) + h_\psi (\omega_\psi - \omega_x), \quad M_{R\theta} = C_\theta (\theta_1 - \theta) + h_\theta (\omega_\theta - \omega_y), \quad (6.94)$$

$$M_{R\varphi} = C_\varphi (\varphi_1 - \varphi) + h_\varphi (\omega_\varphi - \omega_z),$$

де $\psi_1, \theta_1, \varphi_1$ - поперечно-кутові переміщення платформи; $\omega_\psi, \omega_\theta, \omega_\varphi$ - проєкції кутової швидкості платформи.

Залежності (6.93), (6.94) використані для побудови структурних математичних моделей блоків MReactShtanga та MReactPlatformv. Дані блоки моделюють динамічні процеси в двох парціальних динамічних підсистемах сферичного руху. Об'єднання блоків формує загальну математичну модель системи приводів (рис.6.30 б).

По розробленій моделі проведено математичне моделювання динамічних сферичних рухів у просторовій системі приводів (рис. 6.31).

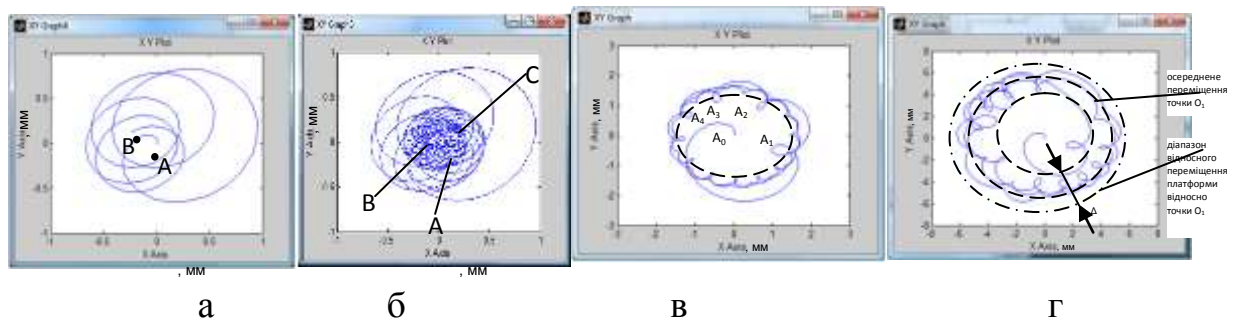


Рис.6.31.Результати математичного моделювання сферичного переміщення платформи: а – перша стадія перехідного процесу; б – переміщення на протязі всього перехідного процесу; в - переміщення при імпульсному навантаженні штанги; г - усталені переміщення платформи

Із результатів моделювання випливає, що перехідний процес переміщення полюса платформи має дві стадії. Перша відповідає проміжку часу $t=0..0,8c$ і характеризується плавним рухом платформи по траєкторії АВ (див. рис. 6.31 а). При цьому штанга і платформа рухаються як одне ціле,

обертаючись навколо нерухомої точки O . На другій стадії перехідного процесу окремі підсистеми розділяються і рухаються по різним законам. Штанга продовжує плавне обертання із затуханням, а платформа здійснює циклічні переміщення, розмах яких зменшується в часі до повного затухання.

Наявність різнорідних рухів обумовлена різницею масо-жорсткісних параметрів парціальних динамічних підсистем сферичного руху. Це проявляється при інтенсивному імпульсному навантаженні штанги (рис.6.31 в). Імпульсне навантаження штанги обумовлює спіралевидне переміщення платформи. Спочатку даний рух є плавним (ділянка A_0A_1), а потім ініціалізуються поперечно-кутові переміщення платформи, які проявляються у вигляді петель A_1A_2 , A_2A_3 , A_3A_4 .

В процесі математичного моделювання визначено складові усталеного переміщення платформи. Основний вклад в циклічний рух платформи забезпечує сферичний рух штанги (див. рис. 6.31 г). Ширина діапазону переміщень шарніра Δ складає близько 30% від середнього діаметра колової траєкторії. Частота циклічного руху платформи в 10..12 разів перевищує частоту циклічного руху штанги.

Для встановлення особливостей руху системи виконано розрахунок проєкцій переміщень центра платформи (рис. 6.32 а).

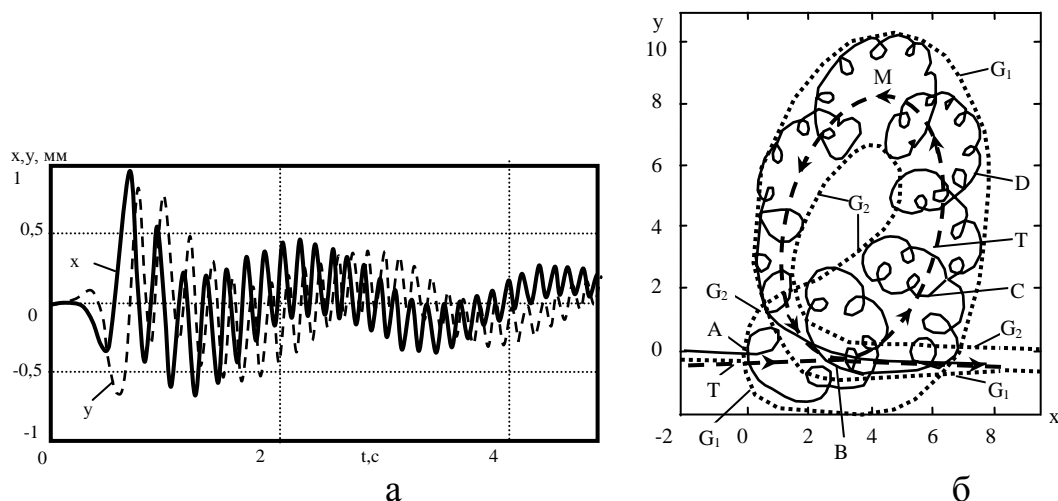


Рис. 6.32. Результати математичного моделювання проєкцій переміщень центра платформи (а) та траєкторія сферичного руху платформи, яка враховує наявність початкової швидкості переміщення (б)

Для розробленої системи запропоновані і апробовані різні алгоритми роботи інтелектуального блока керування. Система керування SY (див. рис. 6.28 а) забезпечує переключення електропневморозподільників P_A, P_B, P_C , які регулюють подачу повітря в шлангові пневмодвигуни. Типовим законом є почергове (циклічне) виключення одного із розподільників із відповідним зменшенням зусилля із шлангових пневмодвигунів (рис. 6.33 а).

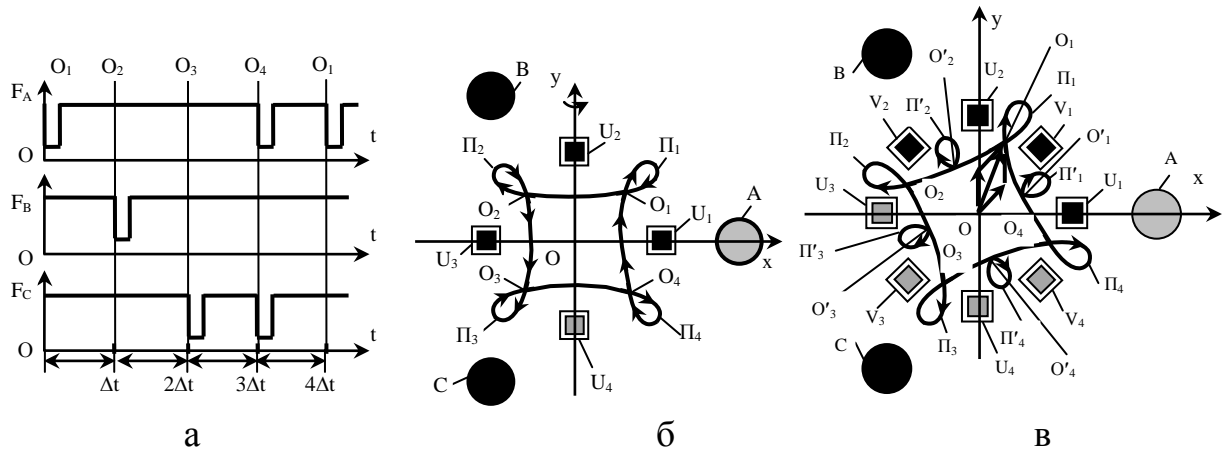


Рис. 6.33. Типова циклограма алгоритму зміни зусилля в шлангових пневмодвигунах (а), схема переміщення платформи при наявності лише верхнього шарніра (б) та схема сферичного руху платформи при наявності двох шарнірів (в)

Розглянемо закономірності сферичного руху платформи при наявності лише одного (верхнього) шарніра з упорами U_1-U_4 . В початковий момент часу платформи знаходилась на двох упорах – першому U_1 і другому U_2 , а центр платформи в точці O_1 . (рис. 6.33 б). В початковий момент часу ($t=0$) при включенні розподільника P_A зусилля F_A в пневмодвигуні А падає. За рахунок силової дії двох інших шлангових пневмодвигунів В і С платформа сходить із першого упора U_1 і переміщується повертаючись відносно вісі O другого упора U_2 до постановки на третій упор U_3 . Центр платформи переходить із положення O_1 в положення O_2 .

Після постановки на третій упор U_3 рух платформи не припиняється. Має місце сферичний рух платформи відносно деякої точки, яка є результуючої точок опирання OU_2U_3 . Сферичний рух відбувається по

траєкторії Π_2 , яка має складний петлеподібний характер. Сферичний рух по траєкторії Π_2 є нескінченно швидким процесом [94] у порівнянні з процесом переміщення платформи із точки O_1 в точку O_2 . Амплітудне значення сферичного руху Π_2 набагато менше, ніж переміщення платформи із точки O_1 в точку O_2 . Після гальмування сферичного руху платформа встановлюється в позицію O_2 на упори U_2, U_3 .

В момент часу $t=\Delta t$ (див. рис. 6.33 а) включається пневморозподільник P_B , який знижує тиск в шланговому пневмодвигуні В. За рахунок силової дії двох інших пневмодвигунів С і А платформа сходить із упора U_2 і переміщується, повертаючись відносно вісі, яка проходить через центр шарніра та точку контакту третього упора U_3 (див. рис. 6.33 б). Рух відбувається до постановки на упор U_4 . При цьому центр платформи переміщується із точки O_2 в точку O_3 . Після затухання петлеподібного нескінченно швидкого процесу Π_3 центр платформи зупиняється в точці O_3 .

В момент часу $t=2\Delta t$ включається пневморозподільник P_C , який знижує тиск в шланговому пневмодвигуні С (див. рис. 6.33 а). При цьому центр платформи переміщується із точки O_3 в точку O_4 (див. рис. 6.33 б). В подальшому здійснюється перехід платформи у початкове положення в точку O_1 . Для цього в момент часу $t=3\Delta t$ (див. рис. 6.33 а) одночасно знижується тиск в шлангових пневмодвигунах А і С. Під дією зусилля шлангового пневмодвигуна В забезпечується поворот платформи відносно вісі, яка включає точку O та точку контакту упора U_1 (див.рис.6.33б). Відповідно центр платформи переміщується із точки O_4 в точку O_1 і платформа встановлюється в початкову позицію (на упори U_1 та U_2).

Аналогічний рух платформи має місце при наявності двох шарнірів та центральної штанги, коли упори обох шарнірів, наприклад U_1 та V_1 , розташовані в радіальних відносно осі центральної штанги площинах.

Принципово інший характер руху платформи має місце при розташуванні упорів у різних радіальних площинах, зокрема коли кут між радіальними площинами упорів U_1V_1 складає 45° (рис. 6.33 в). В початковому

положенні штанга знаходиться на упорах V_1, V_2 нижнього шарніра, а платформа на упорах U_1, U_2 верхнього шарніра. При цьому центр платформи знаходиться в точці O_1 . Вектор переміщення центра платформи $\overline{OO_1}$ є сумою складовими якої є переміщення штанги на нижньому шарнірі та переміщення платформи при його повороті відносно верхнього шарніра. Якщо розташування всіх упорів та еквівалентні зазори в них однакові, то вектори переміщень направлені по діагоналям квадрата $O_1O_2O_3O_4$ причому діагональ квадрата розташована під кутом $\alpha=67,5^\circ$ до осі ox . Кут α може змінюватись в межах $45^\circ < \alpha < 90^\circ$. Більші значення кутів відповідають більшим зазорам в нижньому шарнірі та більшій довжині штанги.

При циклічному включенні електропневморозподільників відбувається переміщення платформи по кільцевій траєкторії. У початковому положенні $t=0$ центр платформи знаходиться в позиції O_1 , сама платформа знаходиться на упорах U_1U_2 , а штанга на упорах V_1, V_2 . При падінні тиску в шланговому пневмодвигуні А центр платформи переміщується в точку O_2 . При цьому платформа стає на упори U_2U_3 , а штанга на упори V_2V_3 . При постановці на упори мають місце динамічні збурення руху платформи в точках O_2' та O_2 . Постановка шарнірів на упори відбувається в різні моменти часу. Тому на траєкторії наявні дві петлеподібні ділянки Π_2 та Π_2' .

На другій ділянці траєкторії O_2O_3 рух відбувається при імпульсному падінні тиску в шланговому пневмодвигуні В. При цьому платформа стає на упори U_3, U_4 , а штанга на упори V_3, V_4 . На траєкторії наявне збурення Π_3' , яке відповідає проміжній постановці системи на упор та збурення Π_3 обумовлене виходом в кінцеву позицію.

Аналогічно відбувається переміщення платформи на ділянці траєкторії O_3O_4 . При падінні тиску в шланговому пневмоциліндрі С виконавчий орган сходять з упорів U_3, U_4 , а штанга з упорів V_3, V_4 . Переміщення динамічної системи відбуваються до постановки на упори U_4 та U_1 . За рахунок інерційних сил продовжується рух платформи до виходу в початкове положення з постановкою на упори U_1U_2 та V_1, V_2 .

6.5. Експериментальна перевірка та оцінка ефективності результатів дослідження

Визначення фактичних траєкторій здійснено експериментальними вимірами на дослідному зразку системи приводів (рис. 6.34 а).

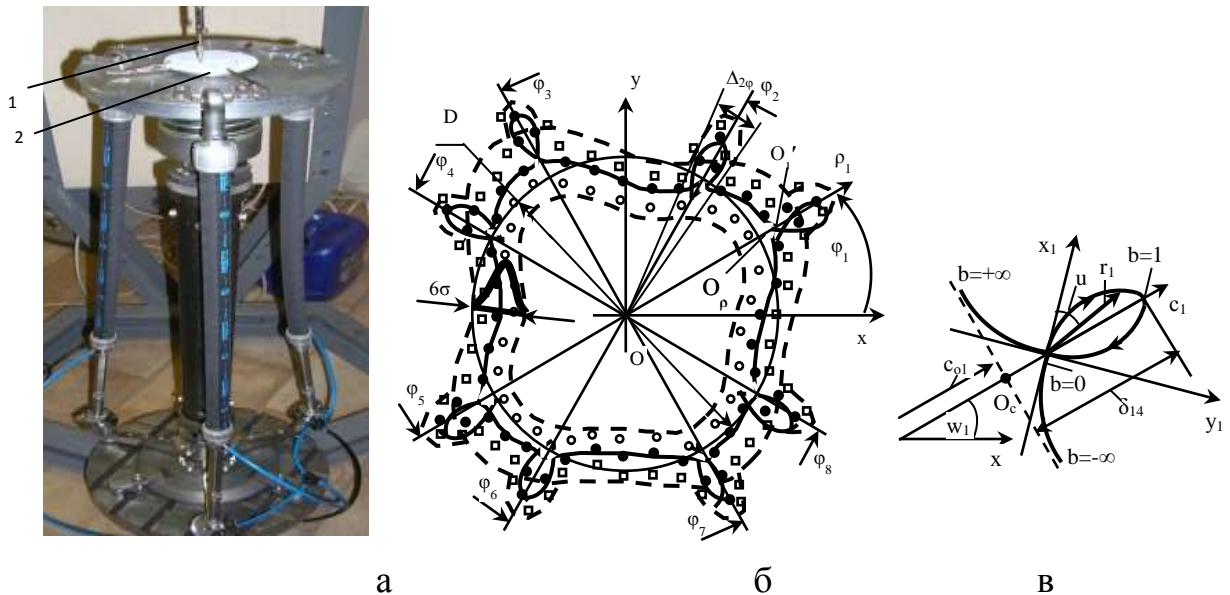


Рис. 6.34. Установка для вимірів траєкторій переміщень платформи (а), результати вимірів набору кільцевих траєкторій (б) та ділянка динамічного збурення траєкторії, обумовлена постановкою на упор (в)

Пристрій реєстрації траєкторії виконано у вигляді підпружиненого штока 1, на якому встановлено самописець, який притискається до диска 2, що розміщений на платформі. Проведено виміри траєкторій для кількох циклів переміщення платформи (рис. 6.34 б). Результати експериментальних вимірів оцифровані з одержанням масивів, які описують окремі кільцеві ділянки траєкторії. Проведено розділення опису траєкторії на різномірних ділянках. Ділянки динамічних петлеподібних збурень траєкторії відповідають постановці платформи на упори і розташовуються регулярно по кутовій координаті з кутами $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_8$. Для опису збурення траєкторії використано базовий петлеподібний процес, що описується кривою третього порядку [111]. Для кожного збурення вводиться відповідна локальна система координат $x_1 y_1$ повернута на кут $\pi/4$ відносно радіуса ρ_1 (див. рис. 6.34 в). Рівняння траєкторії подано в параметричному вигляді:

$$x_1 = \frac{3a_1\theta}{\theta^3 + 1}, \quad y_1 = \frac{3a_1\theta^2}{\theta^3 + 1}, \quad a_1 = \text{const}. \quad (6.95)$$

Параметр θ , що входить в формулу (6.95) визначає кут γ розташування радіуса вектора кривої $\gamma = \arctg\theta$. Центр координат Π_2' розташовано на відстані $O_p O'_1 = a_1 / \sqrt{2}$ від середнього значення траєкторії. Радіус вектор петлеподібної кривої виражається через параметр θ :

$$r_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} = \frac{3a_1\theta\sqrt{1+\theta^2}}{\theta^3+1}. \quad (6.96)$$

Максимальне значення радіуса вектора визначене формулою (6.96) має місце при значенні параметра $\theta=1$ і складає:

$$r_{1\max} = \frac{3a_1\sqrt{2}}{2} = \frac{3a_1}{\sqrt{2}}. \quad (6.97)$$

Відповідно вимірний експериментально максимальний розмір петлеподібної ділянки δ_{14} із врахуванням (6.97) і пов'язаний із параметром a_1 співвідношенням:

$$\delta_{14} = O_p O'_1 + r_{1\max} = a_1 \left(\frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{3}{\sqrt{2}} \right) = 2\sqrt{2}a_1. \quad (6.98)$$

Із співвідношення (6.98) знаходиться параметр кривої:

$$a_1 = \frac{\delta_{14}}{2\sqrt{2}}. \quad (6.99)$$

Радіус вектор траєкторії із врахуванням динамічного збурення складе:

$$\rho = \rho_0 + \frac{a_1}{\sqrt{2}} + r_1 \cos\left(\frac{\pi}{4} - \gamma\right). \quad (6.100)$$

Поточна ширина петлі визначена формулою:

$$\delta_{14} = 2r_1 \sin\left(\frac{\pi}{4} - \gamma\right) = \frac{3a_1\theta\sqrt{1+\theta^2}}{\theta^3+1} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4} - \arctg\theta\right). \quad (6.101)$$

Максимальна на півширина петлі визначиться із умови $\partial\rho/\partial\theta=0$. Після диференціювання (6.101) та наближеного розв'язку рівняння встановлено:

$$\delta_{1\max} = 1,2a_1, \quad \text{при } \theta \approx 0,7, \quad (6.102)$$

Відповідно кутовий розмір петлі визначено у виді:

$$\Delta_4 = \delta_{1\max} / \rho_{01}. \quad (6.103)$$

Основна ділянка траєкторії (див. рис. 6.34 б) має випадкові флуктуації.

Визначено математичне сподівання набору траєкторій у вигляді:

$$m(\varphi) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n C_p \rho_i(\varphi), \quad (6.104)$$

де ρ_i - реалізація траєкторії в точці з кутовим положенням φ ; n - число вимірних кільцевих траєкторій; c_p - розсіяння траєкторії.

Для аналітичного опису математичного сподівання застосовані ряди Фур'є. Для знаходження коефіцієнтів ряду Фур'є використано згладжений набір десяти траєкторій з періодом 2π . Одержана близька до періодичної залежність математичного сподівання від кута продовжена на два додаткових періода в інтервалах $[-2\pi, 0]$ та $[2\pi, 4\pi]$ та згладжена кубічними сплайнами.

Середній період залежності використано для знаходження коефіцієнтів ряду Фур'є по формулам Коші [35]:

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} m(\varphi) \cos k\varphi d\varphi, \quad a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} m(\varphi) d\varphi, \quad b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} m(\varphi) \sin k\varphi d\varphi. \quad (6.105)$$

Коефіцієнти описують $m(\varphi)$ відрізком ряду Фур'є:

$$m(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^N a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi = \sum_{k=0}^N A_k \sin(k\varphi + \psi_k), \quad (6.106)$$

де $A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$ - амплітуда; $\psi_k = \arctg \frac{b_k}{a_k}$ - початкова фаза; N - число гармонік.

Опис математичного сподівання відрізком ряду Фур'є з похибкою не більше 0,1% відповідає експериментальній залежності (рис. 6.35 а).

Подання математичного сподівання траєкторії у вигляді відрізка ряду (6.106) послужило основою її спектрального аналізу, зокрема знайдено спектр амплітуд (рис. 6.35 б). В спектрі простежується дві основні гармоніки третя і четверта. Суттєвими гармоніками є кратні їм шоста, восьма, дванадцята, шістнадцята та 24 гармоніки.

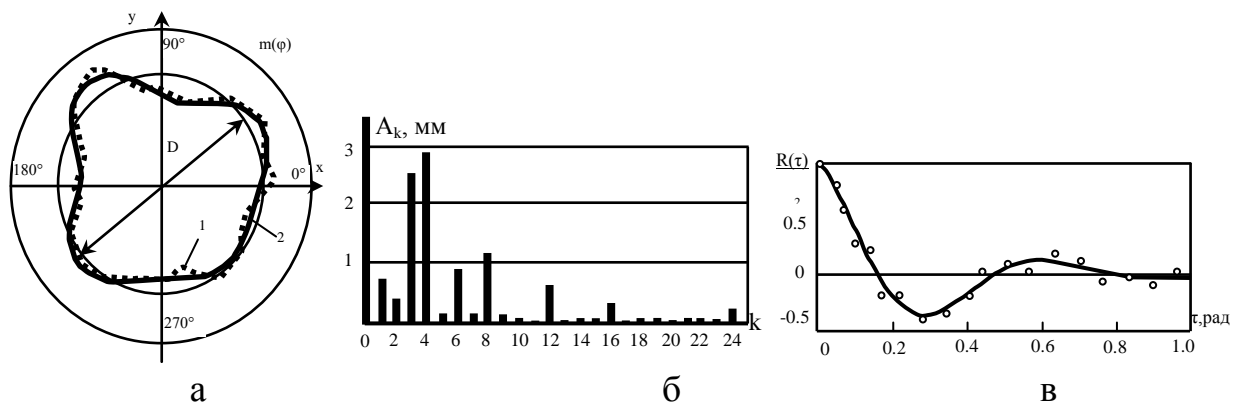


Рис. 6.35. Графічне зображення математичного сподівання траєкторії (крива 1) та її 3-ї і 4-ї гармонік (крива 2) (а), спектр амплітуд математичного сподівання (б) та кореляційна функція випадкових змін радіуса траєкторії

Для наближеного опису математичного сподівання доцільно використано формулу:

$$m(\varphi) = r_0 + A_3 \sin(3\varphi + \psi_3) + A_4 \sin(4\varphi + \psi_4).$$

При цьому похибка розрахунку не перевищує 5...8%.

В результаті статистичної обробки вимірних траєкторій визначені закономірності розсіяння вимірних значень. Оцінка дисперсії радіуса вектора траєкторій у функції полярного кута визначена за формулою:

$$\delta^2(\varphi) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n [p_i(\varphi) - m(\varphi)]^2. \quad (6.107)$$

Встановлено, що зміни дисперсії по куту (6.107) є незначними. Тому прийнято постійне по куту значення дисперсії та середньоквадратичного відхилення, яке складає $\sigma = (2,5...3\%)D$, де D - середній діаметр траєкторії.

Для встановлення ступеню кореляційного зв'язку між сусідніми по куту значеннями радіуса траєкторії проведено кореляційний аналіз набору реалізації траєкторій [10]. Для цього використані центровані значення радіусів траєкторій у вигляді відхилень від середнього значення:

$$\bar{\rho}_j(p) = \rho_j(\varphi) - m(\varphi). \quad (6.108)$$

Центроване значення відхилень (6.108) згладжене кубічними сплайнами із одержанням неперервної залежності для десяти вимірних періодів випадкових змін положення платформи. Одержане згладжене значення випадкових відхилень траєкторії $\delta(\varphi)$ використано для знаходження кореляційної функції випадкового процесу відхилення траєкторії від середнього значення. Прийнята гіпотеза про стаціонарність та ергодичність випадкового процесу відхилення траєкторії від середнього значення [35]. При цьому кореляційна функція обчислена за формулою:

$$R(\tau) = \frac{1}{\Phi} \int_0^{\Phi} \delta(\varphi) \cdot \delta(\varphi + \tau) d\varphi, \quad (6.109)$$

де $\Phi = 2\pi \cdot 10$ – загальний інтервал вимірів випадкових траєкторій відповідний десяти циклам переміщення платформи.

Одержане значення кореляційної функції (6.109) має властивість коливальності період якої близький до $\pi/4$ (рис. 6.35 в).

Значення кореляційної функції апроксимовано залежністю:

$$R_f(\tau) = \sigma^2 e^{-\alpha\tau} \cdot \cos \beta\tau, \quad \text{де } \alpha=3,55, \beta=10,2. \quad (6.110)$$

Відхилення даної кривої (6.110) від фактичних значень (6.109) кореляційної функції знаходиться в межах 5...12%. Гармонічний характер змін кореляційної функції (6.110) підтверджує властивість коливальності випадкових переміщень платформи.

Розроблені та вдосконалені в даному 6-му розділі методи визначення динамічних характеристик систем приводів завершують основну частину досліджень у відповідності з поставленими задачами. Запропонована концепція теорії проектування систем приводів, яка реалізована в розроблених методах синтезу схемних рішень та проектних розрахунків систем приводів, побудованих на розробленій інноваційній елементній базі, завершена методами вдосконалення динамічних властивостей систем. Для підтвердження запропонованих положень розвитку теорії проектування здійснена розробка та апробація ряду дослідних зразків просторових систем приводів. В результаті апробації дослідних зразків систем приводів підтверджена їх працездатність та надійність роботи. Встановлено, що системи приводів реалізують необхідні закони руху виконавчого органу.

Позитивні результати апробації розроблених інноваційних просторових систем приводів підтверджують правильність розроблених в рамках дисертаційного дослідження наукових положень, методів висновків і рекомендацій. Тому вони оформлені у вигляді технічних пропозицій і впроваджені у виробництво. Використання на підприємствах технічних пропозицій підтверджено актами впровадження (додаток D2).

З метою встановлення перспективності запропонованих положень теорії проектування вони застосовані при розробці принципово нових систем приводів невідомих в світовій практиці (додаток D1), зокрема інноваційних пластично-деформованих систем приводів на основі сплавів з пам'яттю форми [76] та систем приводів, які в процесі свого функціонування можуть змінювати своє число приводів, ускладнюючи або спрощуючи свою схему, структуру або склад [84].

Висновки до розділу 6

1. Запропонований метод визначення інерційних властивостей систем приводів у вигляді тензорного поля тензорів моментів інерції дає можливість з високою точністю розраховувати динамічні інерційні навантаження в система приводів. Підвищення точності може сягати 40...60% від номінальних (статичних) значень. Опис змін компонент тензора з використанням введеного тензора-градієнта тензора моментів інерції забезпечує можливість врахування випадкових змін центра мас рухомої системи приводів та компонент тензора визначених в абсолютній системі координат.

2. Доведено, що динамічні характеристики просторових систем приводів з достатньою для практики точністю визначаються спрощеними моделями на основі планарних систем, що є проєкціями просторових динамічних систем на деякі характерні площини. При цьому характеристики систем описуються передавальними функціями у вигляді паралельного з'єднання 2-3 коливальних ланок.

3. Встановлено, що нелінійні поперечні коливання окремих приводів обумовлюють складні просторові рухи платформи, які мають вигляд складних полігармонічних або імпульсних процесів і є близькими до переміщень відповідних першим трьом нормальним формам поперечних коливань приводів як пружних балок на шарнірних опорах. Для поліпшення динамічних характеристик рекомендовано використати спеціальні інерційні демпфери, які змінюють тензорні поля тензорів моментів інерції окремих приводів та системи приводів у цілому.

4. Розробка інноваційної системи приводів із шланговими пневмодвигунами підтвердила правильність основних положень розвитку теорії проектування систем приводів для складних просторових переміщень об'єктів машинобудування. Встановлено закономірності переміщень ланцюгових парціальних динамічних підсистем сферичного руху, які складають просторову систему приводів. Знайдені статистичні закономірності просторового переміщення виконавчого органу підтверджують наявність випадкових змін інерційних властивостей системи та можливість їх оцінки з використанням стохастичних тензорних полів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті проведених досліджень вирішена крупна і важлива науково-технічна проблема, яка полягає у створенні інноваційної функціонально-орієнтованої елементної бази проектування систем гідро- і пневмоприводів.

Основними науковими результатами роботи є:

1. Встановлена роль функціонально-орієнтованих елементних баз в задачах проектування систем гідро- і пневмоприводів, що дозволяє проектувати нові системи із особливими властивостями. Дослідженням архітектури елементних баз встановлено шар основної функціональної спрямованості, до якого віднесені комплектні приводи агреатовані з приводами мікропереміщень, пружно-деформовані шарніри та приводи, шарніри рідинного тертя і пластично-деформовані шарніри та приводи. Шар додаткової функціональної спрямованості включає елементні бази спеціального виду, фізично-різномірні системи, спеціальні системи просторового руху та допоміжні пристрої побудовані з використанням сучасних матеріалів та комп'ютерно-інтегрованих технологій.

2. Розроблене підґрунтя елементної бази проектування гідро- і пневмоприводів, яке забезпечує експлуатаційні властивості систем, шляхом інтегрування функцій складових елементної бази в функції системи приводів. Обґрунтовано комплект параметричних показників компонента елементної бази та вимоги до представлення елементів, схемних та системних рішень, які включають умову статичної визначеності системи, відсутність сингулярних положень та забезпечення необхідної точності із врахуванням невизначеності (розмитості) похибок. Запропоновано набір допоміжних пружних пристроїв для забезпечення параметричних показників елементної бази пневмоприводи, що включає сильфонні та шлангові пневмодвигуни із нелінійними характеристиками та особливими властивостями.

3. Підтверджена ефективність розробленої інноваційної елементної бази, що включає комплектні багатопозиційні дискретні приводи у вигляді пневмо- та гідроциліндрів, шлангових пневмодвигунів, сильфонних приводів, агрегованих із приводами мікропереміщень торсіонного і рамного типу, сферичні безконтактні регульовані гідростатичні та аеростатичні шарніри з точністю 0,2-0,4 мкм і діапазоном регулювання до 100 мкм, широкодіапазонні магнітні шарніри з кутовими переміщеннями до 240°, багатоважільні (до 12 важелів на магнітній сфері) шарніри із феромагнітною рідиною, вакуумно-аеростатичні опори та інерційні демпфери коливань. При цьому використані сучасні матеріали: фотополімери, феромагнітні металполімерні композити, вуглепластик, кераміка, потужні постійні магніти (неодим), феромагнітна композитна рідина, сплави з пам'яттю форми (нікелід титану) і застосовані комп'ютерно-інтегровані технології, струменевої гідроабразивної та лазерної обробки матеріалів.

4. Встановлені особливості гідродинамічних процесів в щілинах шарнірів виготовлених методом лазерної стереолітографії, які описуються тензорними характеристиками, що обумовлено наявністю на поверхні фотополімера канавок і виступів шириною 0,1-0,15 мм і глибиною 0,05-,01 мм, орієнтованих в напрямку руху лазерного променя при виготовленні деталі. Встановлено причини високої точності та несучої здатності шарнірів із феромагнітного металполімерного композиту, які полягають у формуванні областей високого тиску на мікровиступах поверхні композиту пов'язаних із наявністю металевих кульок діаметром 1-15 мкм в приповерхневому шарі металполімера. Встановлено вплив переносних рухів у просторових системах приводів на течію рідкого середовища у щілинах підшипників та турбінних приводах, що обумовлює перерозподіл тиску в підшипниках та виникнення вихрових циркуляційних течій в турбінах.

5. Доведена можливість реалізації ефективних магнітних шарнірів з феромагнітною рідиною і постійними магнітами, встановлено параболічний закон зміни магнітної індукції в шарі феромагнітної рідини та відповідні

зміни профілей швидкостей в зазорах між хвостовиками шарнірів і магнітною сферою. Визначено закономірності течії рідини в системі лабіринтних каналах між хвостовиками шарнірів, зокрема встановлено, що напрямки потоків визначаються тензорними характеристиками гідравлічного опору каналів і залежать від напрямку миттєвої вісі обертання сфери та від модуля кутової швидкості обертання і формують циркуляційні течії в середовищі феромагнітної рідини, які поєднуються із циркуляційною течією, викликаною вібрацією шарніра.

6. Розроблені рекомендації по використанню функціонально-орієнтованої елементної бази проектування систем гідро- і пневмоприводів, зокрема рекомендації по визначенню інерційних властивостей просторових систем приводів. Встановлено, що компоненти тензорів інерції суттєвим чином змінюються в часі до 40...60%. Для врахування змін інерційних властивостей приводів запропоновано ввести нестационарне стохастичне тензорне поле тензора інерції, тензор градієнт якого описує зміни тензорів інерції приводів.

7. Для визначення динамічних властивостей систем приводів побудованих на новій елементній базі доцільно ввести планарну парціальну динамічну систему, яка є проекцією динамічних параметрів просторової системи приводів на характерну площину. Встановлено, що в просторовій системі виникають поперечні коливання приводів. При врахуванні розподіленості маси по довжині привода поперечні коливання відповідають трьом першим основним формам. Коливання обумовлюють переміщення шарнірів визначаються рядом, складеним із повних еліптичних інтегралів Лежандра, аргументи яких залежать від номера форми коливань. В просторовій системі приводів, яка має люфти і зазори в з'єднаннях, під дією динамічних збурень виникають нелінійні коливальні рухи які приводять до імпульсного навантаження та виникнення випадкового просторового вібраційного поля системи. Для поліпшення динамічних властивостей систем

рекомендовані інерційні демпфери з феромагнітною рідиною, які є ефективною елементною базою гідроприводу.

8. Проведені дослідження підтвердили працездатність розроблених систем приводів побудованих на новій елементній базі та виявили основні закономірності просторових рухів систем, які відповідають динамічній моделі у вигляді послідовно з'єднаних парціальних підсистем сферичного руху, зв'язаних пружно-дисипативними зв'язками. Показано, що система сферичного руху здійснює рух по траєкторії, близькій до колової, на яку накладається спіралевидний рух. Переміщення складається із повільної складової із траєкторією петлеподібного виду та циклічної високошвидкісної складової. Частоти даних рухів різняться в 2...5 разів.

9. Розроблені наукові положення апробовані створенням принципово нових (інноваційних) приводів, що підтверджує правильність прийнятих гіпотез та висновків із результатів досліджень. Вибраний напрямок, що включає розробку інноваційної елементної бази дає можливість створити невідомі раніше системи приводів для роботи в екстремальних умовах. Можливе створення автономних систем приводів, які хвилеподібно змінюють свою форму переміщуючись в просторі або динамічні системи, які раптово змінюють свою форму і положення, шляхом кантування за допомогою запропонованих інерційних приводів. Розроблені автономні системи можуть повзати, котитись, стрибати та переміщуватись по стінкам або склепінню. Дані схемні рішення рекомендуються для використання в системах подвійного призначення.

Перелік посилань:

1. Адлер О.П. Введение в планирование эксперимента / О.П.Адлер– М.: Металлургия, 1969. – 156 с.
2. Анго А. Математика для электро и радиоинженеров / А.Анго– М.: Наука, 1965. – 779 с.
3. Андренко П.М. Гідравлічні пасивні гасителі пульсацій тиску / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко // Видавництво ФОП Панов. – Х., 2016. – 147 с.
4. Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М.Башта – М: Машиностроение, 1971. – 672с.
5. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического регулирования / В.А.Бесекерский, Е.П.Попов – М.: Наука, 1972. – 767 с.
6. Борисенко А.И. Векторный анализ и начала тензорного исчисления / А.И.Борисенко, И.Е. Таранов– Харьков: Вища шк., 1986.– 216 с.
7. Брановер Г.Г. Магнитная гидродинамика несжимаемых сред / Г.Г.Брановер, А.Б.Цинобер- М.: Наука, 1979. – 379 с.
8. Бусленко В.Н. Автоматизация имитационного моделирования сложных систем. – М.: Наука. – 1977. -240 с.
9. Буч Г. Объектно-ориентированное проектирование с примерами применения.- М.: Конкорд 1992, - 512 с.
10. Введение в мехатронику: Учеб. пособие для студентов спец. «Гидравлические и пневматические машины», «Прикладная механика» / О.М. Яхно, А.В. Узунов, А.Ф. Луговской, В.А. Ковалев, Ю.А. Пыжиков, А.П. Губарев //НТУУ «КПИ»- К.:, 2008. - 528 С.ил. – Библиогр. в конце разд. ISBN 966-8454-19-7.
11. Воскресенский В.А.Расчет и проектирование опор жидкостного трения / В.А.Воскресенский, В.И. Дьяков, А.З.Зиле – М.: Машиностроение, 1983. – 232с.
12. Герасун В.М. Исследование оптимальных конфигураций манипулятора-трипода с поворотным основанием/В.М.Герасун, В.В.Жога,

И.А.Несмиянов, Н.С.Воробьева, В.С. Дяшкин, Титов В.В.// Мехатроника, автоматизация, управление -К.: 2013. - №6. - С.21-26.

13. Герц Е.В. Расчет пневмоприводов /Е.В. Герц,Г.В.Крейнин// Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975р. – 272 с.

14. Гідрогазотермодинаміка: навч. посіб. / Бадах В.М., Глазков М.М., Головка Ю.С. та ін. за ред.. Г.Й. Зайончковського. – К.: Вид-во Нац. Авіа. Ун-ту «Нау-друк», 2009. – 352с. ISBN 978-966-598-520-4.

15. Глазунов В.А. Манипулятор параллельной структуры с четырьмя степенями свободы / В.А.Глазунов, С.В.Хейло, М.А.Ширинкин, П.А. Ларюшкин, А.В.Ковальчук // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского.–Нижний Новгород, 2011. - №4-2. - С.92-93.

16. Грабченко А.І. Робочі процеси високих технологій у машинобудуванні / А.І.Грабченко, М.В.Верезуб, Ю.М.Внуков, П.П. Мельничук, Г.М.Виговський// ЖДТУ – Житомир, 2011.- 507с.

17. Григорьева Г.С.Механотроника: от структуры системы к алгоритму управления: учебн. пособие / Г.С.Григорьева, А.П.Губарев, О.В.Левченко //НТУУ «КПИ»– К.:, 2007.-180с. Библ. ISBN 978-966-646-088-5. Накл. 300.

18. Дащенко А.Ф., Коломиец Л.В., Свиначев Ю.Н.Теоретические основы инженерной механики / А.Ф.Дащенко, Л.В.Коломиец, Ю.Н. Свиначев // ООО «Плутон»–Одесса, 2015.- 656с.

19. Душинський В.В. Оптимізація технологічних процесів в машиностроєнні / В.В. Душинський, Е.С. Пуховський, С.Г.Радченко. – К.: Техніка, 1977. – 176 с.

20. Дейли Дж. Механика жидкости / Дж. Дейли, Д. Харлеман. – М: Энергия, 1971. – 480с.

21. Дмитриев Д. А.Кинематика, компоновка и формообразующие движения токарных многоцелевых станков с механизмами параллельной структуры / Д. А.Дмитриев, Ю. Н.Кузнецов // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. – 2008. – Вип. 2 (49). – Частина 2. – С. 66-76.

22. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: Учебник для ВУЗов. / Б.Т. Емцев– М.: Машиностроение, 1978. – 463 с.
23. Ищенко А. А. Технологические основы восстановления промышленного оборудования современными полимерными материалами: Учебное пособие / А. А.Ищенко – Мариуполь: ПГТУ, 2007. – 250 с. ISBN 966– 604 – 103 – 0
24. Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
25. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г.Корн, Т.Корн.-М.: Наука,1973. -831 с.
26. Кириченко А.М. Наукові основи створення мехатронних систем просторового переміщення шпинделя багатокординатних верстатів: Дис.Докт.Техн.Наук. – К.
27. Козлов Л.Г. Оптимізація конструктивних параметрів мехатронного гідропривода з насосом змінного робочого об'єму / Л.Г. Козлов, А.О.Товкач // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» серія Машинобудування. – 2006. - №78. – С 46-51.
28. Kozlov L. Determination of hydrodynamic force and improvement of the design of directional control valve for the mechatronic drive based of on computer simulation of hydrodynamic processes / Y. Burennikov, L. Kozlov, A. Petrov // Buletinul in stitutului politehnic Din Jasi. – м. Яси, Румунія, 2014. – р.89-97.
29. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования / А.Ф.Крайнев– М.: Машиностроение, 2003. – 385с.
30. Кузнєцов Ю.М. Компоновка верстатів з механізмами паралельної структури. Монографія / Ю.М. Кузнєцов, Д.О.Дмитрієв, Г.Ю.Діневич //ПП Вишнемірський В.С.– Херсон, 2009. – 456 с. ISBN 978-966-8912-44-3.

31. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики: в 2-х томах. Т. II. Динамика. 6-е изд. перераб. и доп. / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье – М.: Наука, 1983. – 640 с.
32. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский – М.: Наука, 1973. – 847 с.
33. Лурье З. Я. Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания / З. Я. Лурье, А. Н. Складчиков, В. В. Татков // Вісник НТУ «ХП». – Харків, 2005. - №28. – С.105-116.
34. Мехатроніка: Пер. с япон. / Т. Иши, И. Симояка, Х. Иноуэ и др. – М.: Мир, 1988. – 318 с.
35. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний / Р. Мэнли – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.
36. Назаренко І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії / І. І. Назаренко – К.: КНУБА, 2007. – 230 с.
37. Назаренко І. І. Оцінка вкладу вищих гармонік в робочий процес машин різного технологічного призначення / І. І. Назаренко, А. Т. Свідерський, М. М. Ручинський, О. П. Дедов // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукраїнський науково-технічний журнал - 2011. - №1(61). – С.41-45.
38. Оборський Г. О. Надійність верстатів-роботів і промислових платформ на основі механізмів паралельної структури / Г. О. Оборський, С. С. Гутиря, В. П. Ягліньський // Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла. — Дніпропетровськ: Ліра, 2011. — Вип. 12. — С. 246 — 254.
39. Павленко І. І. Промислові роботи: Основи розрахунку та проектування / І. І. Павленко – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
40. Павловський М. А. Теоретична механіка / М. А. Павловський – Київ: «Техніка», 2002. – 510 с.
41. Патент України на винахід № 105565. МПК (2014.01) B25J11/00/ Маніпулятор для просторових переміщень / Струтинський С. В. (UA). - №а201211479; заявл. 04.10.2012; опубл. 26.05.2014, Бюл. № 10.

42. Патент України на корисну модель №71154. МПК (2006) F16C32/06/ Регульований гідро аеростатичний підшипник / Яхно О.М., Струтинський С.В. (UA). – №u201113269; заявл. 10.11.2011; опубл. 10.07.2012, Бюл. №13 – 3с.

43. Патент України на корисну модель №73308. МПК (2006) F16H25/22/ Привід точних лінійних переміщень для механізму паралельної кінематики / Струтинський С.В., Юрчишин О.Я. (UA). – №u201115661; заявл.30.12.2011; опубл. 25.09.2012, Бюл. №18. – 3с.

44. Патент України на корисну модель №73729. МПК (2012) B21D5/00/ Механізм-гексапод / Струтинський С.В., Гуржій А.А. (UA). – №u201202093; заявл. 23.02.2012; опубл. 10.12.2012, Бюл. №19. – 3с.

45. Пашков Е.В. Промышленные мехатронные системы на основе пневмопривода. Учеб.пособие / Е.В.Пашков, Ю.А. Осинский– Севастополь Изд. СевНТУ, 2007. – 401 с. ISBN 966-7473-97-х

46. Повх И.Л. Техническая гидромеханика / И.Л. Повх– Л.: Машиностроение, 1969. – 524с.

47. Подураев Ю. В. Мехатроника. Основы, методы, применение. 2-изд., перераб и доп. / Ю.В. Подураев– М.: Машиностроение, 2007. – 256 с

48. Пугачев В.С. Введение в теорию вероятностей / В.С.Пугачев – М.: Наука, 1968. – 368 с.

49. Радионов А.В. Комбинированные магнитожидкостные герметизаторы – эффективная альтернатива бесконтактным уплотнениям подшипниковых узлов с жидкой смазкой [Текст] / А.В. Радионов, А.Н. Виноградов // Збагачення корисних копалин: Наук.техн.зб. – 2009. – Вип. 35(76). – С.148-155.

50. Радченко С.Г. Методология регрессионного анализа. Монография / С.Г.Радченко – К.: «Корнійчук», 2011. – 376 с.

51. Рыбак Л.А. Эффективные методы решения задач кинематики и динамики работа-станка параллельной структуры / Л.А. Рыбак, В.В.Ержуков, А.В.Чичварин– Москва: Физматлит, 2011. – 148с.

52. Саленко О.Ф. Об опыте применения функционального подхода к получению гидроабразивным методом глухих резов в сверхтвердых спеченных материалах. / О.Ф.Саленко, С.В.Струтинський, О.В.Фомовська // Вісник СевНТУ Збірник наукових праць Серія:Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь 2012. - Випуск 129/2012.–С.188-193.

53. Самі (Мох'д Амін) Мох'д Іхміш. Підвищення статичної та динамічної точності просторових механізмів паралельної кінематики із сферичними опорами. Дис. канд. техн. наук / Самі (Мох'д Амін) Мох'д Іхміш // НТУУ “КПІ” – Київ, , 2005. – 24 с.

54. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера / В.П. Сигорский– К.: Техніка, 1975. – 768 с.

55. Спину Г. О. Робототехника: Монография. / Г.О. Спину, В. Е.Юмашев // ЖДТУ – Житомир, 2007. – 332 с.

56. Струтинский С.В. Использование нечетких множеств для математического описания гистерезисных характеристик сферических шарниров пространственной системы приводов / С.В.Струтинський // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого ISSN 1819-5245 – 2014.-№3(58) – С. 9-16.

57. Струтинський С.В. Газодинамічні процеси у вузлах високообертового пневмошпинделя на аеростатичних опорах із турбінним приводом, призначеного для застосування в багатокординатному технологічному обладнанні з паралельними кінематичними структурами / С.В.Струтинський // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати.– Х., 2015.- №3(1112) – с. 100-111.

58. Струтинський С.В. Дослідження динаміки просторової системи приводів із врахуванням розподіленості її параметрів / С.В.Струтинський // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». - Вінницький національний аграрний університет - м. Вінниця, 2013 - №1(69)– С. 51-58.

59. Струтинський С.В. Застосування металполімерних композитів в

конструкціях сферичних шарнірів просторової системи приводів / С.В. Струтинський // КНТУ: Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник.– Кіровоград, 2013. – Вип. 43, част. I - С. 345-353.

60. Струтинський С.В. Концептуальні принципи теорії проектування інноваційних мехатронних просторових систем приводів / С.В.Струтинський// Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Збірник наукових праць. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Х., 2015. - №41(1150) – с. 119-129.

61. Струтинський С.В. Математичне моделювання динамічних сферичних рухів у просторових системах приводів із шланговими пневмодвигунами / С.В.Струтинський// Вісник НТУУ «Київський політехнічний інститут», серія Машинобудування – Київ, 2013– № 2 (68)– С.139-147.

62. Струтинський С.В. Обґрунтування розробки рухомої мехатронної планарної пружно-деформованої системи приводів із сильфонними пневмодвигунами / С.В.Струтинський// Вісник НТУУ «Київський політехнічний інститут», серія Машинобудування– Київ, 2014.– № 2 (71)– С.57-65. ISSN 2305-9001.

63. Струтинський С.В. Просторові системи пластично-деформованих приводів на основі сплавів із пам'яттю форми / С.В.Струтинський // КНТУ:Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація»– Кіровоград, 2015. -вип. 28– с.106-117.

64. Струтинський С.В. Просторові системи приводів: Монографія / ав. Струтинський С.В., Гуржій А.А. – К.: Педагогічна думка, 2013. – 492 с.

65. Струтинський С.В. Розробка динамічних інерційних магнітних приводів із феромагнітною рідиною для переміщення рухомого просторового механізму октаедричного типу / С.В.Струтинський// Технологічні комплекси. Науковий журнал. – Луцьк, 2014 - №1(9). – С. 132-139.

66. Струтинський С.В. Схемна реалізація просторової системи приводів для маніпулювання об'єктами машинобудування / С.В. Струтинський // Технологічні комплекси. Науковий журнал. – Луцьк. - №1,2(5,6). – 2012. – С. 97-103.

67. Струтинський С.В. Експериментальне визначення динамічних характеристик та побудова на їх основі математичної моделі просторової системи приводів / С.В.Струтинський, А.А.Гуржій// Технологічні комплекси. Міжнародний науковий журнал - 2013.-№1 (7)– С.10-18. ISSN: 2304-4519.

68. Струтинський С. Технології розроблення інноваційної елементної бази у вигляді сферичних шарнірів просторових систем приводів / С.Струтинський, А.Гуржій//ТНТУ:Вісник Тернопільського національного технічного університету – Тернопіль, 2015. - вип. №4 (80). – с. 136-145.

69. Струтинський С.В. Розробка та дослідження низькочастотних вібраційних механізмів із системою приводів у вигляді шлангових пневмодвигунів (пневмом'язів) / С.В.Струтинський, І.В.Ночніченко, О.С. Галецький //ВНАУ:Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях» - м. Вінниця, 2015 –№4(80).-с. 69-81.

70. Струтинський С.В. Математичне моделювання перехідних динамічних характеристик просторої системи приводів на основі планарної парціальної динамічної системи / С.В.Струтинський, Л.О.Рибак //Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць, серія «Машиноприладобудування та транспорт».-2013.-вип.140.–С.158-164.

71. Струтинський С.В. Магнітні опори рідинного тертя з феромагнітною рідиною призначені для просторових механізмів / С.В.Струтинський, О.Д.Коваль // Вісник НТУУ «Київський політехнічний інститут», серія «Машинобудування».– Київ, 2015. - №1(73) – с. 84-95.ISSN 2305-9001.

72. Струтинський С.В. Математичне моделювання нечітко визначених вібропереміщень просторової системи приводів позиційного шестикоординатного стола / С.В.Струтинський// Всеукраїнський науково-

технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях» – 2016. - №3(83).– С. 59-67.

73. Сяньвень Кун Структурный синтез параллельных механизмов / Сяньвень Кун, Клемент Госселин - М.: Физматлит, 2012. – 275 с.

74. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов / С.П.Тимошенко – М.: Наука, 1960. – 379 с.

75. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. Пер. с англ. Л.Г.Корнейчука / С.П.Тимошенко, Д.Х.Янг, У.Уивер-М.: Машиностроение, 1985.-472 с.

76. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента / В.Б. Тихомиров. – Москва: Легкая индустрия, 1974. – 262 с.

77. Триангуляционные лазерные датчики. Серия РФ603. Руководство по эксплуатации. – Мн.: ООО «РИФТЕК», 2011. – 46 с.

78. Черкашенко М.В. Позиционные гидропневмоагрегаты / М.В. Черкашенко, А.Д. Сериков, Т.С. Салыга, А.Н. Фатеев, Н.Н. Фатеева, Л.Р. Радченко /Под ред. Савельева К.В.– Х.: НТУ «ХПИ». - 2015. – 115с.

79. Черкашенко М.В. Синтез минимальных схем гидропневмоагрегатов / М.В.Черкашенко– М.: Пневмогидромашины, 2013. - 265 с.

80. Шерклиф Дж. Курс магнитной гидродинамики / Дж.Шерклиф– М.: Мир, 1967. – 319 с.

81. Шепелев А.А. Технология изготовления керамических шаров для применения в агрессивных средах / А.А.Шепелев, В.Г.Сороченко, А.А.Шепелев, Б.Б. Гржибовский, Е.П. Поладько// Металлообработка. Оборудование и инструмент для профессионалов. - 2010.- №6(131). – 64-65с.

82. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г.Шлихтинг– М.: Наука, 1974.–712 с.

83. Яглинский В.П. Кинематика оборудования на основе механизмов параллельной структуры: Монография / В.В. Ержуков, А.Г. Ивахненко, А.В. Киричек, В.В. Куц, А.В. Морозова, Л.А. Рыбак, Д.Л. Соловьев, М.А.

Федоренко, А.В. Чичварин, В.П. Яглинский // Прогрессивное машиностроительное оборудование. Коллективная монография — Орел, Изд. дом. Спектр, 2011. — 455 с.

84. Яхно О.М. Основы гидродинамической теории смазки / О.М.Яхно, В.А. Ковальов; Н.В. Семинская, Ф. Разава/ - Харків: Вид-во НТМТ, 2015. – 196 с.

85. Яхно О.М. Гідродинамічні аспекти течії феромагнітної рідини в інерційному демпфері коливачів просторового механізму / О.М.Яхно, С.В.Струтинський // ВНАУ: Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика» - 2014. – №1(43). – С. 27-34.

86. Яхно О.М. Гідродинамічні процеси магнітних сферичних шарнірів просторових систем приводів у вигляді рухомих октаедричних структур / О.М.Яхно, С.В.Струтинський // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. - №1(1044). – С.88-97.

87. Abtahi M. Calibration of parallel kinematic machine tools using mobility constraint on the tool center point / M. Abtahi, H. Pendar, A. Alasty, G.H. Vossough // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2009. – Vol. 45 (5-6). – P. 531-539.

88. Amin Ghadami Bifurcation Forecasting for Large Dimensional Oscillatory Systems: Forecasting Flutter Using Gust Responses/ Amin Ghadami, Bogdan I. Epureanu // Journal of Computational and Nonlinear Dynamics - Volume 11(6), 061009 (Jul 22, 2016) (8 pages)

89. Andreas Müller, Zdravko Terze The significance of the configuration space Lie group for the constraints at is faction in numerical time integration of multibody systems // Mechanism and Machine Theory, Volume 82, December 2014, Pages 173–202

90. Arifur-Rahmana, A.K.M.; Feng, H.-Y. Effective corner machining via a constant feed rate looping tool path. Int. J. Prod. Res. 2013, 51, 1836-1851.

91. Baoquan Li ; Yongchun Fang ; Guoqiang Hu ; Xuebo Zhang Model-Free Unified Tracking and Regulation Visual Servoing of Wheeled Mobile Robots// Journal Sensors and Actuators A: Physical,IEEE Transactions on Control Systems Technology (Volume:24 , Issue: 4), 2016 pp. 1328 – 1339.
92. Bishop R. Mechatronics: an introduction / Edited by R. Bishop. – NY:CRC Press Taylor & Francis Group, 2006. – 285 p.
93. Bonev I.A. A new approach to orientation workspace analysis of 6-DOF parallel manipulators/ I.A. Bonev, J. Ryu //Mechanism and Machine Theory. –2001. – Vol. 36. – No. 1. –P. 15–28.
94. Briot S., Arakelian V., Guégan S. PAMINSA: A new family of partially decoupled parallel manipulators // Mechanism and Machine Theory. – Volume 44, Issue 2. – February 2009. – P. 425-444.
95. Briot, S. & Martinet, P. (2013). Minimal representation for the control of Gough-Stewart platforms via leg observation considering a hidden robot model. In Proceeding of the 2013 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 2013), Karlsruhe, Germany.
96. Cammarata, A., Condorelli, D. & Sinatra, R. (2013). An algorithm to study the elastodynamics of parallel kinematic machines with lower kinematic pairs. ASME Transactions Journal of Mechanisms and Robotics, 5(1).
97. CapuaA., ShapiroA., Shoval S.Spider Bot: acable-suspended walking robot // Mechanism and Machine Theory, Volume 82, December 2014, Pages 56–70
98. Cheng, G, Xu, P., Li, H., Liu, H. (2013) . Analyzing kinematics of a novel 3CGPS parallel manipulator based on Rodrigues parameters. Strojniški vesnik / Journal of Mechanical Engineering, vol. 59, no. 5, p. 291-300.
99. Chundong Xu and Shuyun Jiang¹, Analysis of the Static Characteristics of a Self-Compensation Hydrostatic Spherical Hinge/ Journal of Tribology, Volume 137, Oct 01, 2015-5 pages
100. Coppola, G., Zhang, D., and Liu, K., 2014. “A 6-DOF Reconfigurable Hybrid Parallel Manipulator”, Rob. Comput. Integr. Manuf., 30(2), pp. 99-106.

101. D. Tina, L. Carbonari, and M. Callegari, "Design and experimentation of a neural network controller for a spherical parallel machine," in *Proceedings of the 9th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics (ICINCO '12)*, vol. 1, pp. 250-255, Rome, Italy, 2012.
102. Daisuke Kono, Syuya Nishio, Iwao Yamaji, Atsushi Matsubara
A method for stiffness tuning of machine tool supports considering contact stiffness
// *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 90, March 2015, Pages 50–59
103. Dieter Bergemann, Bernd Lorenz, Axel Thallemer. Actuating Means /
Патент США US N 6349746 B1 МПК F16 L55/12 заявл. 4.03.2000, опубл.
21.11.2000.
104. Eckart Meiburg, Senthil Radhakrishnanand Mohamad Nasr-Azadani.
Modeling Gravity and Turbidity Currents: Computational Approaches and
Challenges // *Appl. Mech. Rev* 67(4), 040802 (Jul 27, 2015) (23 pages)
105. Firdaus E. Udwadia Inverse Problem of Lagrangian Mechanics for
Classically Damped Linear Multi-Degrees-of-Freedom Systems // *Journal of
Applied Mechanics* | Volume 83(10), 104501 (Jul 25, 2016) (4 pages)
106. Francesco Meoni and Marco Carricato. Design of Nonovercon
strained Energy-Efficient Multi-Axis Servo Presses for Deep-Drawing
Applications // *Journal of Mechanical Design* , Volume 138 ,(6), 2016)(9 pages)
107. G. Palmieri, M. C. Palpacelli, M. Battistelli, and M. Callegari, "A
comparison between position-based and image-based dynamic visual servoings in
the control of a translating parallel manipulator," *Journal of Robotics*, vol. 2012,
Article ID 103954, 11 pages, 2012.
108. Gallardo-Alvarado J. Jerk analysis of a six-degrees-freedom three-
legged parallel manipulator. *Rob Comput-Integr.Manuf.*2012;28(2):220-6.
109. Georg Nawratil and Josef Schicho Self-motions of pentapods with
linear platform // *Robotica* , *First View Article* Copyright © Cambridge University
Press 2015 DOI: <http://dx.doi.org/10.1017/S0263574715000843> (About DOI), 29
pages. Published online: 02 December 2015

110. Gurzhij A.A. Dynamic characteristics of the technological complex based on parallel mechanisms of kinematics /A.A.Gurzhij, S.V. Strutins'kij // Problemy eksploatacji - Maintenance problems. – 2014. – no 1/2014. - P. 57-69.

111. Gurzhij A.A. Features of the dynamic process of the formation of surface parallel on machine kinematics / A.A.Gurzhij, S.V.Strutins'kij // Problemy eksploatacji - Maintenance problems. – 2013. – no 2/2013. - P. 153-166.

112. Heisel U. Development of controllable spherical fluid friction hinges for exact spatial mechanisms / U. Heisel, S. Strutinskiy, V. Sidorko, Yu. Filatov, M. Storchak // Production Engineering - 2011 - Vol. 5 - p. 241-250.

113. Ho-Seung Jeong, Jong-Rae Cho Optimal design of head expander for a lightweight and high frequency vibration shaker // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing , July 2016, Volume 17, Issue 7, pp 909-916.

114. Hui Cheng. Dynamics and control of parallel manipulators with actuation redundancy// Department of Electrical and Electronic Engineering, The Hong Kong University of Science and Technology, May, 2001. [http: / www.ee.ust.hk/~atc/pubs/mthesis4.pdf](http://www.ee.ust.hk/~atc/pubs/mthesis4.pdf)

115. Jachno O., Strutins'kij S. Characteristic parameters of spherical motions in the spatial drive system / International scientific conference “Unitech 2013 Gabrovo” – Proceedings, vol. III, pp. 295-303.

116. Jachno O., Strutinsky S. Spatial drive systems for manipulating engineering objects in limited volumes / International scientific conference “Unitech 2014 Gabrovo” 21-22 November 2014, Gabrovo, vol. III, pp. 386-392.

117. Jachno O., Strytinsky S.The mechanism of formation of microscopic stochastic hydrodynamic wedges in the gap of the spherical hinge which is made of a metal polymer composite /12 Anniversary international scientific conference Unitech'12. Proceedings / 16-17 November 2012, Gabrovo, Bulgaria. P.II-217 – II-224.

118. Jaime Gallardo-Alvarado, Ramon Rodriguez-Castro, Martin Caudillo-Ramirez and Luciano Perez-Gonzalez. An Application of Screw Theory to the

Jerk Analysis of a Two-Degrees-of-Freedom Parallel Wrist / Robotics, 2015, 4. - 50-62 pp.

119. Jiantao Yao, Hongyu Zhang, Ximei Xiang, Huidong Bai, Yongsheng Zhao A 3-D printed redundant six-component for sensor with eight parallel limbs // Journal Sensors and Actuators A: Physical, Volume 247, 15 August 2016, Pages 90–97

120. Jing-Shan Zhao', Zheng-Fang Yan, Li Ye Design of planar four-bar linkage with n specified positions for a flapping wing robot // Mechanism and Machine Theory Volume 82, December 2014, Pages 33–55

121. Joao Marcus Teixeira Pego, Rogerio Sales Goncalves, Joao Carlos Mendes Carvalho, Giuseppe Carbone, Marco Ceccarelli Stiffness analysis of capaman-2bis using finite element analysis // 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013) November 3-7, 2013, Ribeirao Preto, SP, Brazil 4560-4568

122. Joubair, A., Slamani, M., & Bonev, I. (2012). A novel XY-Theta precision table and a geometric procedure for its kinematic calibration. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 28(1), pp. 57-65.

123. István Kecskés, Ervin Burkus, Fülöp Bazsóand Péter Odry Model validation of a hexapod walker robot // Robotica / *First View* Article Copyright © Cambridge University Press 2015, 44 pages. Published online: 17 August 2015

124. Kefei Wen, Tae Won Seo and Jeh Won Lee A geometric approach for singularity analysis of 3-DOF planar parallel manipulators using Grassmann–Cayley algebra // Robotica / *FirstView* ArticleCopyright © Cambridge University Press 2015 DOI: <http://dx.doi.org/10.1017/S0263574715000661> (About DOI), 10 pages. Published online: 17 August 2015

125. Ketao Zhang, JianS.Dai. Screw-System-Variation Enabled Reconfiguration or the Bennett Plato-Spherical Hybrid Linkage and Its Evolved Parallel Mechanism/ Journal of Mechanical Design, 2015, vol. 137, 10p.

126. Kosmopoulos, D.I. Robust Jacobian matrix estimation for image-based visual servoing. *Robot. Comp. Integr. Manufac.* 2011, 27, 82-87.

127. Kristan Marlow, Mats Isaksson, Jian S. Dai and Saeid Nahavandi Motion Force Transmission Analysis of Parallel Mechanisms With Planar Closed-Loop Subchains // *Journal of Mechanical Design* , Volume 138,(6), 2016, p. 21-32
128. L. Bruzzone and M. Callegari, "Application of the rotation matrix natural invariants to impedance control of purely rotational parallel robots," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 2010, Article ID 284976, 9 pages, 2010.
129. L. Carbonari, L. Bruzzone, and M. Callegari, "Impedance control of a spherical parallel platform," *International Journal of Intelligent Mechatronics and Robotics*, vol. 1, no. 1, pp. 40-60, 2011.
130. Li, C.; Wu, Y.; Wu, J.; Shi, W.; Dai, D.; Shi, J.; Li, Z. Cartesian stiffness evolution of a novel linebreak 2 DoF parallel wrist under redundant and antagonistic actuation. In *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Tokyo, Japan, 3-7 November 2013; pp. 959-964.
131. Luheng Wang Non-contact gap sensor system completely made of conductive polymer composite // *Journal Sensors and Actuators A: Physical*, Volume 247, 15 August 2016, Pages 199–205
132. M. Callegari, L. Carbonari, G. Palmieri, and M. C. Palpacelli, "Parallel wrists for enhancing grasping performances," in *Grasping in Robotics*, G. Carbone, Ed., pp. 189-219, Springer, New York, NY, USA, 2013.
133. Mansoor Alghooneh; Christine Qiong Wu; Masoumeh Esfandiari A Passive-Based Physical Bipedal Robot With a Dynamic and Energy-Efficient Gait on the Flat Ground // *Journal Transactions on Mechatronics* (Volume:21 , Issue: 4). 2016. Page(s):1977 – 1984.
134. Massimo Callegari, Luca Carbonari, Giacomo Palmieri, Matteo-Claudio Palpacelli, and Donatello Tina. Position Control of a 3-CPU Spherical Parallel Manipulator Hindawi Publishing Corporation *Journal of Control Science and Engineering*. Vol. 2013, Article ID 136841, 12 pages
135. Merlet J.P. *Parallel Robots (Solid Mechanics and Its Applications /J.P. Merlet/ - Berlin: Springer, 2006. – 394 p.*

136. Min Wang', Tao Zan, Xiangsheng Gao, Songwei Li Suppression of the time-varying vibration of ball screws induced from the continuous movement of the nut using multiple tuned mass dampers //International Journal of Machine Tools and Manufacture, Volume 107, August 2016, Pages 41–49

137. Minh-Duc Tran, Hee-Jun Kang. A novel adaptive finite-time tracking control for robotic manipulators using nonsingular terminal sliding mode and RBF neural networks // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing , July 2016, Volume 17, Issue 7, pp 863–870.

138. Nina Robson and Shramana Ghosh. Geometric design of planar mechanisms based on virtual guides for manipulation // Robotica / *First View Article* Copyright © Cambridge University Press 2015 DOI: <http://dx.doi.org/10.1017/S0263574715000272> (About DOI), 16 pages. Published online: 29 April 2015

139. P. Huang, W.B. Lee', C.Y. Chan. Investigation on the position drift of the axis average line of the aerostatic bearing spindle in ultra-precision diamond turning // International Journal of Machine Tools and Manufacture, Volume 108, September 2016, Pages 44–51

140. 张敏 王文 赵鼎成 程林 袁科杰 诸丽燕 卢科青 范宗尉 授权公告号
CN204327745 U 201420743323.5 *F16C 11/06*(2006.01)

141. 刘松涛 实用新型专利 CN204186791 U 143057446/1
F16C 11/06(2006.01)

142. Пат. US20130114995 A1, МПК 13/664,960. Ball-joint mechanism between a clevis and a connecting rod, in particular for control apparatus of rotorcraft.

143. Пат. US8251605 B2, МПК 12/295, 098. Ball and socket joint.

144. Se-Kyong Song, Dong-Seo Kuon, Wun Seo Kim US 2001/0002964A1 Spherical joint for coupling three or more links together at one point

145. Patentan wälte HANSMANN-KLICKOW-HANSMANN, 22767 Hamburg DE 10106938A1 F 16D 3/16, Die folgenden Angabensind den vom Anmel dereingereich ten Unter lagenen tnom men F 16D 3/16.

146. 张敏 王文 袁科杰 诸丽燕 赵鼎成 卢科青 范宗尉
CN 204553533U *F16C 11/06*(2006. 01)

147. Radial spherical plain bearing for coupling articulated trains
15163906.9 F 16C 11/06

148. Ching-Pao Chuang, No 120-18, Yu Che, Yu Che Li, Ma Tou Chen, Tainan Hsien, Taiwan US5280871.

149. Paul Ritzen, Erik Roebroek, Nathan van de Wouw, Zhong-Ping Jiang. Trailer Steering Control of a Tractor–Trailer Robot // IEEE Transactions on Control Systems Technology (Volume:24 , Issue: 4), 2016.pp. 1240 – 1252.

150. Peng Qi, Chen Qiu, Hongbin Liu, Jian S. Dai. A Novel Continuum Manipulator Design Using Serially Connected Double-Layer Planar Springs // Journal Transactions on Mechatronics (Volume:21 , Issue: 3)2015. Page(s):1281 – 1292.

151. Pouya Tavousi, Kazem Kazerounian and Horea Ilies Synthesizing Functional Mechanisms From a Link Soup // Journal of Mechanical Design, Volume 138 ,(6), 2016) (13 pages)

152. Robert C.P. Monte Carlo Statistical Methods./ C.P. Robert, G.Casella. – 2end edition, Springer, 2004. – 683 p.

153. Robert M., Fowler, Alex Maselli, Pieter Pluimers, Spencer P. Magleby, Larry L. Howell. Flex-16: A large-displacement monolithic compliant rotational hinge // Mechanism and Machine Theory, Volume 82, December 2014, Pages 203–217

154. Rubinstein R. Y. Simulation and the Monte Carlo Method./ R.Y. Rubinstein, D.P. Kroese – 2nd edition, Wiley, 2007. – 345 p.

155. Salerno, M., Zhang, K., and Dai, J.S., 2014. “A Novel 4-DOFs Origami Enabled, SMA Actuated, Robotic End Effector for Minimally Invasive

Surgery”, Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA2014), Hong Kong, pp. 2844-2849.

156. Sebastien Briot, Wisama Khalil. Dynamics of Parallel Robots: From Rigid Bodies to Flexible Elements. - Springer International Publishing Switzerland, 2015. - 341p.

157. Song Se-Kyong, Kwon Dong-Soo. New methodology for the forward kinematics of 6-dof parallel manipulators using tetrahedron configurations // Proceedings of the 2001 IEEE International Conference of Robotics & Automation, Seoul, Korea, May 21-26, 2001

158. Steven L. Brunton and Bernd R. Noack Closed-Loop Turbulence Control: Progress and Challenges // *Appl. Mech. Rev* 67(5), 050801 (Aug 26, 2015) (48 pages). 2015.

159. Strutynsky S. Assessing the impact of transverse vibrations of pneumatic building on the parameter soft he spatial vibration field of the drive system/ S.Strutynsky, A.Gurzhiy // Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», серія «Машинобудування» №67 . – Київ, 2013 – С. 101-109.

160. StrutinskyS., Frecarea hidrodinamică a articulațiilor sferice, realizate în compozite metal-polimer, cuspate și teledelucru (engl.rez. rom) / Buletinul Institutului politehnic din Iași, publicat de Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași, Tomul LX (LXIV), Fasc. 3-4, 2014. - pp. 99-111. ISSN 1453-1690.

161. S. Strutinsky, Îmbunătățirea repreciziei unui sistem de acționare spațială folosind un sistem de micro deplasare în șase coordonate (engl.rez. rom) / Buletinul Institutului politehnic din Iași, publicat de Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași, Tomul LX (LXIV), Fasc. 3-4, 2014.-pp.113-128.ISSN1453-1690.

162. Strutinsky S.V. Mechatronic modular spatial drive systems of triangular type for object manipulator in extreme conditions / S.V. Strutinsky // Buletinul institutului politehnic din Iași. Publicat de Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași. –2015. - Fasc. 1-2, Tomul LXI (LXV)– pp.– 131-149.

163. Suseong Kim, Hoseong Seo, Seungwon Choi, H. Jin Kim. Vision-Guided Aerial Manipulation Using a Multicopter With a Robotic Arm // *Journal Transactions on Mechatronics* (Volume:21 , Issue: 4), pp.1912 – 1923.
164. Taghvaeipour A., Angeles J., Lessard L., 2010. “Online Computation of the Stiffness Matrix in Robotic Structures Using Finite Element Analysis”, Department of Mechanical Engineering and Centre for Intelligent Machines, McGill University, Canada.
165. Tao Liang, Dun Lu, Xiaojun Yang, Jun Zhang, Xiaobo Ma, Wanhua Zhao. Feed fluctuation of ball screw feed systems and its effects on partsur face quality // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 101, February 2016, Pages 1–9
166. Vijay Sekar, K.S., Pradeep Kumar, V. (2012). Optimizing flow street input for machining simulation using taguchi methodology. *International Journal of Simulation Modeling*, vol. 11, no. 1, p. 17-28.
167. Wang J., Wu C., Liu X.-J. Performance evaluation of parallel manipulators: motion/force transmissibility and its index. *Mechanism and Machine Theory*. 2010. T. 45. №10. pp. 1462-1476. Weixing Xu, Dandan Cui, Yongbo Wu. Sphere forming mechanisms in vibration-assisted ball centreless grinding// *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 108, September 2016, Pages 83–94
168. Xiaogeng Jiang, Robert J. Cripps A method of testing position independent geometric errors in rotary axes of a five-axis machine tool using a double ball bar // *International Journal of Machine Tools and Manufacture* Volume 89, February 2015, Pages 151–158
169. Yahui Xue, Pengyu Lu, Hao Lin and Huiling Duan Underwater Super hydrophobicity: Stability, Design and Regulation, and Applications // *Applied Mechanics Reviews*, Volume 68 (3), (38 pages)
170. Yang Y., O'Brien J.F. A sequential method for the singularity-free work space design of a three legged parallel robot// *Mechanism and Machine Theory*. 2010. T. 45. № 11. pp. 1694-1706.

171. Ye, W., Fahg. Y., Zhang, K., and Guo, S., 2014. "A New Family of reconfigurable Parallel Mechanisms With Diamond Kinematotropic Chain, *Mech. Theory*, 74, pp. 1-9.
172. Yongjie Zhao, KeQiu, Shuangxi Wang, Ziqiang Zhang. Inverse Kinematics and rigid-body dynamics for a three rotational degrees of freedom parallel manipulator/ *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* No31 (2015). 40-50 pp.
173. Zhang LM, Mei JP, Zhao XM, Huang T. Dimensional synthesis of the Delta robot using transmission angle constraints. *Robotica* 2012; 30(3):343-9.
174. Zhao Yj, Gao F. The joint velocity tongue and power capability evaluation of a redundant parallel manipulator. *Robotica*, 2011: 29(3):483-93.
175. ZhaoYj. Dynamic optimum design of a three translational degrees of freedom parallel robot while considering anisotropic property. *Robot Comput-Integr. Manuf.* 2013; 29(4):100-12.
176. Zhen Hu, Sankaran Mahadevan and Xiaoping Du Uncertainty Quantification of Time-Dependent Reliability Analysis in the Presence of Parametric Uncertainty// *ASME J. Risk Uncertainty Part B* 2(3), 031005 (Jul 01, 2016) (11 pages).
177. Zoran, M.; Marko, M.; Mihailo, L.; Bojan, B. Neural network reinforcement learning for visual control of robot manipulators. *Exp. Syst. Appl.* 2013, 40, 1721-1736.

**Додаток D1. РОЗРОБКА ТА АПРОБАЦІЯ ДОСЛІДНИХ ЗРАЗКІВ
СИСТЕМ ПРИВОДІВ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ
ЗАПРОПОНОВАНОЇ ТЕОРІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ІННОВАЦІЙНОЇ
ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ**

**D 1.1. Застосування розроблених методів теорії проектування при
розробці інноваційних систем приводів на основі сплавів із пам'яттю
форми**

Запропонований в рамках дисертаційного дослідження розвиток наукових основ теорії проектування систем приводів перевірено на прикладах його застосування до проектування невідомих раніше систем приводів, які відрізняються від традиційних систем приводів. Методи використані при розробці інноваційних мехатронних систем пластично-деформованих приводів на основі сплавів із пам'яттю форми систем з автоматичною зміною схемного і конструктивного рішення (само формуючих систем приводів). Дані системи можуть бути розроблені лише з використанням розроблених положень теорії проектування та запропонованої нової елементної бази систем приводів.

Застосування пластично деформованих систем приводів невідоме у світовій практиці. Основою таких систем є запропоновані інноваційні пластично деформовані приводи на основі сплавів з пам'яттю форми.

Сплави з пам'яттю форми, наприклад нікелід титана, при нагріванні, після попередньої деформації, демонструють явище повернення до початкової форми. Сплави з пам'яттю форми дають можливість реалізувати компактні приводи поступальних або поворотних переміщень. Привід являє собою стрижень із сплаву, що має пам'ять форми, який може пластично деформуватись зовнішньою силою. У початковому стані в матеріалі стрижня існує певна визначена структура. При деформації (згині) зовнішні шари матеріалу стрижня витягуються, а внутрішні стискаються (середні шари залишаються без змін). Витягнуті шари металу включають мартенситні пластини, орієнтовані відповідним чином. В матеріалах з пам'яттю форми

наявний мартенсит має властивості термопружності. При нагріванні починає проявлятися термопружність мартенситних пластин. В них виникає внутрішній напружений стан, який прагне повернути структуру матеріалу в початкове положення – стиснути витягнуті пластини та розтягти стиснені. Оскільки зовнішні витягнуті шари привода стискаються, а внутрішні стиснені розтягуються, матеріал стрижня в цілому проводить автодеформацію в зворотню сторону і привід відновлює свою початкову форму [9].

Пластично деформовані приводи на основі сплавів з пам'яттю форми є принципово новим (інноваційним) видом приводів. Для перевірки особливостей їх роботи проведено макетування приводів. Типовий базовий макетний варіант привода має вигляд пластично-деформованого стрижня, який змінює відстань між точками свого закріплення (рис. 6.15).

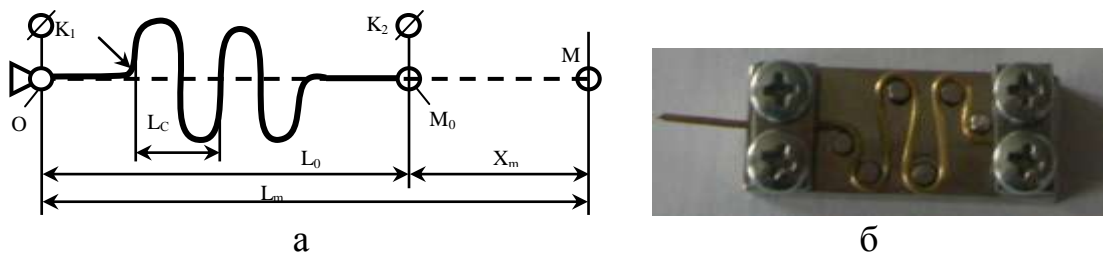


Рис. D 1.1. Схема макета привода на основі сплаву із пам'яттю форми (а) та оправка для початкової деформації привода (б)

Початковапластична деформація привода здійснюється в спеціальній оправці (рис. D 1.1 б). Після деформації стрижень набуває хвилястої форми. В деформованому стані відстань між точками закріплення криволінійного стрижня складає $OM_1 = L_0$. Привід працює при зміні температури стрижня. Нагрівання здійснюється зовнішнім джерелом тепла. При нагріванні стрижень відновлює свою форму і видовжується. Довжина привода після нагрівання складає $OM = L_m$, а приріст довжини x_m залежить від початкової деформації привода.

Розглянутий привід використано в макеті просторової системи приводів побудованої по схемі механізма-гексапода. Просторова система

являє собою стрижневу конструкцію типу октаедра W_0, W, U, u, v, w (рис.D1.2а).

В системі використано стрижень uw_0 із сплаву із пам'яттю форми. В початковому положенні привід має хвилясту форму (рис. D1.2 б).

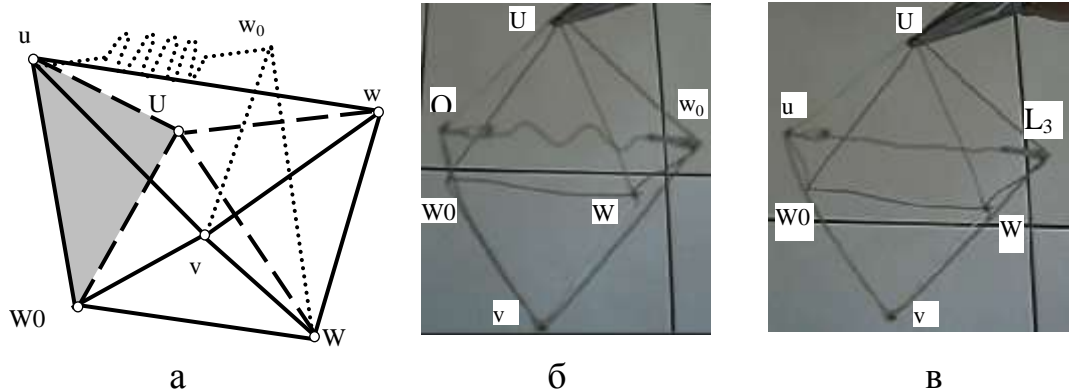


Рис.D 1.2. Схема просторової пластично-деформованої системи приводів (а), початкове положення макета системи (б) та система після нагрівання (в)

Макетування підтвердило надійну роботу привода. При нагріванні до температури $70...90^{\circ}\text{C}$ привід практично повністю відновлює прямолінійну форму (див. рис. D 1.2 в).

З використанням приводів хвилястої форми (див. рис. D 1.1 а) розроблено макет механізма-гексапода, який має шість приводів виготовлених із сплаву з пам'яттю форми. Механізм має нерухому основу 1 та рухому платформу 2 з'єднану приводами 3 (рис. D 1.3).

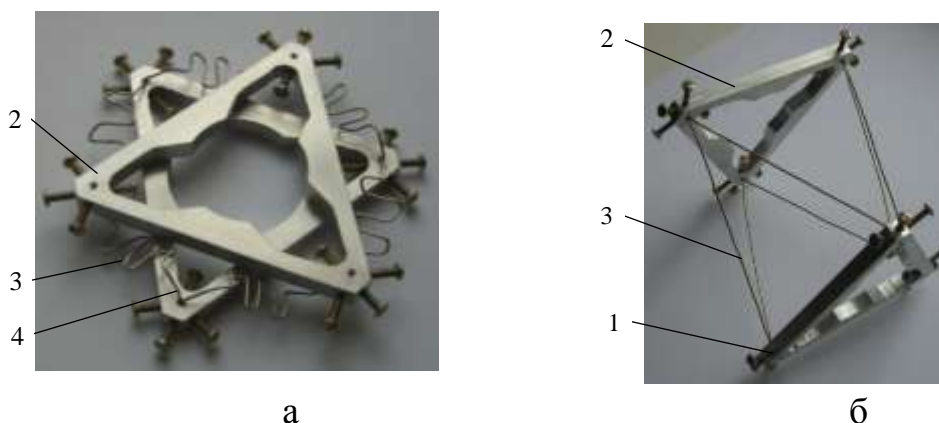


Рис. D 1.3. Макет механізма-гексапода, який має шість приводів виготовлених із сплаву з пам'яттю форми: а – механізм, в якому всі приводи знаходяться в початковому деформованому стані; б – механізм після нагрівання, в якому всі приводи вирівнялись

При нагріванні одного або кількох приводів платформа встановлюється відповідним чином, займаючи певне положення відносно нерухомої основи (рис. D 1.4).

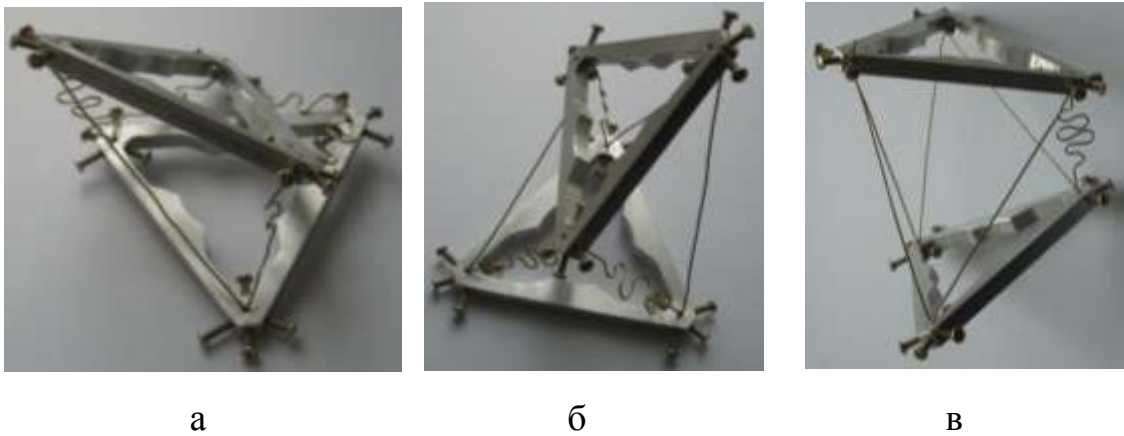


Рис.D 1.4. Макет механізму-гексапода, в якому вирівнявся один привод (а), три приводів (б) та п'ять приводів (в)

Розроблений механізм із пластично-деформованими приводами забезпечує періодичне переміщення платформи. Нагрівання приводів здійснюється різними методами. В розглянутих макетних зразках нагрівання приводів здійснювалось струменями гарячого повітря.

Більш перспективним є нагрівання приводів пропусканням через нього постійного струму. В літературних джерелах вказано, що пропускання струму приводить до нагрівання і відповідної зміни форми приводу [9]. В окремих публікаціях [43] вказано, що процес зміни форми при певних умовах має періодичний характер. Тобто при пропусканні струму привід, що має хвилясту форму вирівнюється збільшуючи свою довжину в певних межах, а при відключенні струму привід скорочується відновлюючи початкову хвилясту форму. Це дає можливість реалізувати ефективні мехатронні системи приводів на основі сплавів з пам'яттю форми.

Для перевірки працездатності систем приводів даного типу розроблено макетні зразки просторових систем приводів із мехатронними системами керування. Система дозволяє змінювати струм і в окремому приводі виготовленому із сплаву із пам'яттю форми і підключеному до системи

керування. Для привода виготовленого із стрижня діаметром 0,5 мм для нагрівання необхідний струм 2-3 А при напрузі 2-2,5 В.

При подачі електричного струму реалізується як безповоротна зміна форми привода, так і періодична зміна форми, яка повторюється при повторному пропусканні електричного струму. Безповоротна зміна форми привода дозволяє в значній мірі (на 50...70%) змінювати довжину привода, а періодичне підведення струму змінює довжину привода на 10...20%, чого також достатньо для реалізації ефективних просторових систем приводів.

Розроблена мехатронна система і проведено макетування приводів із сплаву з пам'яттю форми, побудованих по схемі механізму-трипода[9]. Макетний зразок мехатронної просторової системи приводів має нерухому основу 1 трикутної форми виготовлену із ізоляційного матеріалу (рис D 1.5).

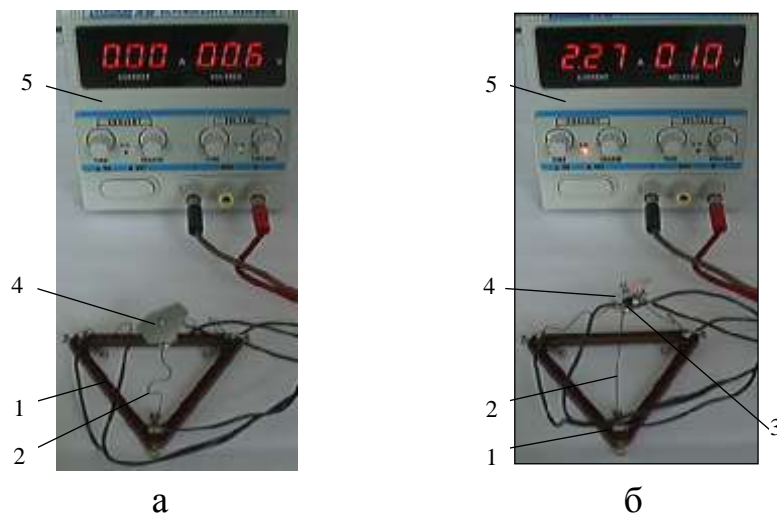


Рис. D 1.5. Мехатронна система трьох приводів на основі сплавів із пам'яттю форми, які з'єднані по схемі механізму-трипода: а – приводи у деформованому стані; б – вирівнювання привода 2 при підведенні електричного струму

По краям основи закріплені приводи 2, які мають вигляд стрижнів із сплаву з пам'яттю форми. Початкова пластична деформація стрижнів здійснюється в оправці (див. рис. D 1.1 б). При цьому привід 2 набуває хвилеподібної форми (див. рис. D 1.5 а). Три приводи з'єднуються на сфері 3 на якій закріплена платформа 4. Приводи 2 підключені до регульованого

джерела постійного струму 5. Включення струму приводить до зміни форми привода. Макетування системи трьох приводів побудованих по схемі механізма-трипода підтвердило надійність роботи мехатронної системи приводів.

Недоліком системи приводів побудованої по схемі механізма-трипода є низька стабільність поперечно-кутового положення платформи.

Запропонована мехатронна система приводів на основі механізма-гексапода має більш стабільне поперечно-кутве положення платформи. Система приводів має нерухому основу 1 та рухоми платформу 2 з'єднану приводами 3 (рис. D 1.6).

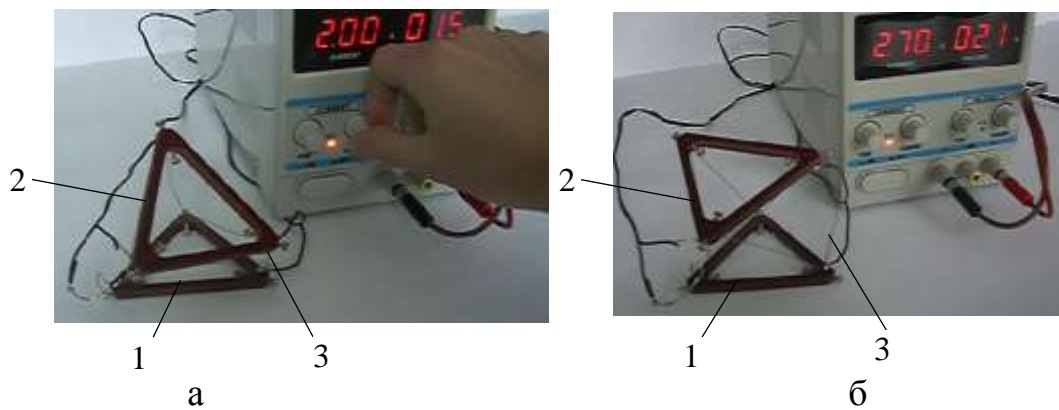


Рис. D 1.6. Зміни конфігурації макетного зразка механізма-гексапода при пропусканні постійного струму через приводи з приводами із сплаву із пам'яттю форми: а – деформовані приводи; б – вирівнювання приводів

Підведення струму до приводів в широких межах змінює положення рухомої платформи. При розмірах платформи 90 мм, її переміщення сягає 40...60 мм при змінах кутового положення на 20...60°.

Проведене макетування підтвердило ефективність роботи пластично-деформованих систем приводів виготовлених із сплаву з пам'яттю форми.

Також встановлено, що пластично-деформований привід на основі сплаву із пам'яттю форми має ряд недоліків. Один із них - це не зовсім повне відновлення форми привода при нагріванні. Другим недоліком є зниження робочого зусилля привода при його видовженні внаслідок втрати стійкості стрижня привода. Ці недоліки враховані в розробленому приводі

застосуванням додаткового обмежувача у вигляді струни або стрижня. Привід із обмежувачем (рис. D 1.7) має деформовану пластину із сплаву з пам'яттю форми 1.

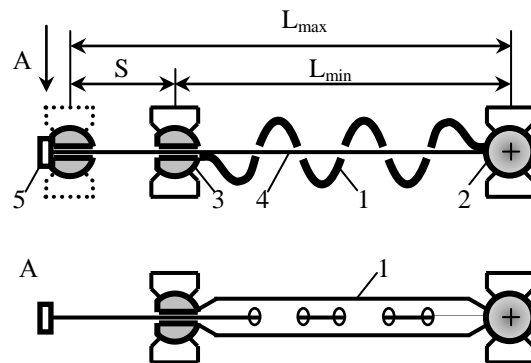


Рис. D 1.7. Конструктивна схема привода на основі сплаву із пам'яттю форми, який має обмежувач ходу у вигляді струни

Кінці пластини 1 жорстко зв'язані із опорами у вигляді сфер 2 і 3. Обмежувач у вигляді струни 4 проходить через отвір у сфері 3 та через ряд отворів у пластині 1. Мінімальна довжина привода L_{\min} має місце при деформації пластини 1, яка набуває хвилеподібної форми. При нагріванні пластини 1 вона видовжується і випрямляється. Відповідно відстань між сферами 2 і 3 збільшується, досягаючи максимуму (L_{\max}). На кінці струни встановлено упор 5, який опирається на сферу 3 при максимальному ході привода. Зусилля, яке розвивається пластиною сприймається струною 4 і вона натягується. При цьому встановлюється точна довжина привода L_{\max} . Натягнута струна, яка розміщена в отворах пластини підвищує її стійкість, створюючи стабілізуючі бокові зусилля на пластину в кінці ходу.

Таким чином шляхом макетування підтверджена можливість реалізації просторових систем пластично-деформованих мехатронних приводів на основі сплавів із пам'яттю форми.

Розроблені і апробовані системи приводів підтверджують можливість розширення запропонованих методів теорії проектування на клас приводів у яких має місце значна пластична деформація елементів. Для таких приводів доцільно використати схемні рішення, які раніше були запропоновані для

шарнірних систем приводів із недеформованими елементами з незначними обмеженнями, для пластично деформованих просторових систем приводів використовуються розроблені методи розрахунку геометрії і кінематики.

D 1.2.Пропозиції по створенню принципово нових самоформуючих систем приводів із змінною структурою

Розроблені положення теорії проектування розширені у напрямку створення принципово нових приводів, які автоматично змінюють свою структуру. Дані приводи автоматично можуть ускладнюватись збільшуючи кількість приводів і розташовуючи їх потрібним чином. Можлива і обернена операція, яка полягає у спрощенні наявної складної системи відключенням окремих приводів або розділення системи на окремі частини. Для розроблених систем, які працюють в автономному режимі, можлива заміна окремого привода або кількох приводів. Це суттєво підвищує надійність приводів, що працюють в екстремальних умовах.

Приводи з автоматичною зміною структури побудовані по модульному принципу на спеціально розробленій елементній базі, яка включає сферичні шарніри із магнітними сферами.

Приводи у вигляді спеціально оснащених пневмоциліндрів об'єднуються в планарну структуру складену із трикутників. У вершинах трикутників розміщені сферичні магнітні шарніри встановлені на аеростатичних опорах. Сферичний шарнір має магнітну сферу 1 з якою взаємодіють поверхні хвостовиків 2 (рис. D 1.8 а).

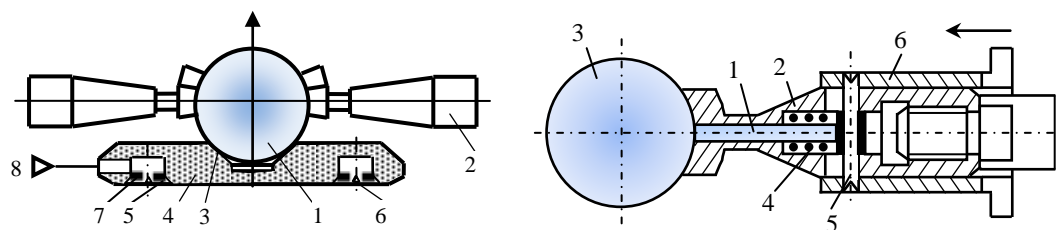


Рис. D 1.8. Магнітний сферичний шарнір із аеростатичною опорою (а)
таконструктивна схема хвостовика із пристроєм для його від'єднання від
поверхні магнітної сфери (б)

Поверхні хвостовиків, які контактують із сферою виконані сферичними з метою зменшення зазору між сферою і хвостовиком, а відповідно і збільшення сили взаємодії хвостовика до сфери.

Сфера встановлена в конічній заглибині 3 аеростатичної опори 4. Опора має кармани 5 і 6 до яких через дроселі 7 підводиться стиснене повітря від магістралі 8. В разі необхідності магістраль 8 вакуумується. При цьому в карманах 5,6 знижується тиск і опора додатково притискається до основи.

Хвостовики мають механічні пристрої, які забезпечують їх від'єднання від поверхні сфери. Це здійснюється за допомогою рухомого стрижня 1 встановленого в отворі хвостовика 2 (рис. D 1.9 б).

Стрижень відтискається від поверхні сфери 3 пружиною 4. Стрижень зв'язано пальцем 5 із ковзаючою втулкою 6. При переміщенні втулки в напрямку показаному стрілкою, стрижень 1 взаємодіє із поверхнею сфери 3 відриваючи від неї поверхню хвостовика 2. При цьому втрачається контакт поверхонь сфери і хвостовика, а відповідно різко знижується сила магнітної взаємодії хвостовика і сфери. Стрижень 1 виконано із немагнітного матеріалу. Тому хвостовик із пневмоциліндром можна видалити із системи. Втулка 6 переміщується за рахунок переміщення штока пневмоциліндра. Переміщення штока в кінці ходу забезпечує рух стрижнів 1 та 4 двох хвостовиків 2 та 3 встановлених на кінцях пневматичного привода (рис. D 1.10 а).

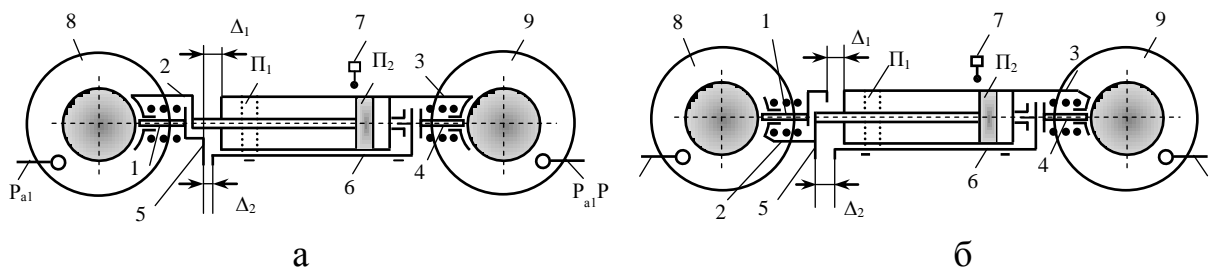


Рис. D 1.10. Принципові схеми варіантів пристроїв для від'єднання привода від магнітних сфер: а – пристрій для одночасного відділення обох сфер;
б – пристрій з почерговим відділенням однієї та іншої сфер

На схемі умовно зображено стрижень 1, який встановлено у хвостовику 2 розташованому на штоці пневмоциліндра. На корпусі пневмоциліндра встановлено хвостовик 3 в якому розміщено стрижень 4. Переміщення стрижня 1 забезпечується при взаємодії упора 5 з поверхнею корпуса пневмоциліндра при виборці зазора Δ_1 . Переміщення стрижня 4 забезпечується тягою 6, яка взаємодіє з упором 5 при виборці зазора Δ_2 .

В регламентному режимі роботи пневмопривода поршень пневмоциліндра переміщується між крайніми позиціями P_1 і P_2 . При цьому позиція P_2 встановлена кінцевим вимірювачем 7, який блокує переміщення поршня від положення P_2 вправо. В разі розблокування ходу поршня він зміщується вправо від позиції P_2 . При цьому аеростатичні опори 8 і 9 фіксуються шляхом зниження тисків керування опор p_{a1} та p_{a2} . При необхідності опори вакуумуються, чим забезпечуються їх надійна фіксація відносно основи. При русі штока пневмоциліндра упор 5 переміщує тягу 6 та стрижень 4 роз'єднуючи хвостовик 3 із сферою. В подальшому при виборці зазора Δ_1 стрижень 1 фіксується відносно корпуса пневмоциліндра. Шток пневмоциліндра втягуючись переміщує хвостовик 2 відриваючи його від поверхні магнітної сфери. В кінці ходу поршня хвостовики 2 та 3 будуть повністю відірвані від магнітної сфери.

Можливе керування лише одним хвостовиком. При знятті тяги 6 буде задіяно лише стрижень 1 і в кінці ходу від'єднана лише ліва сферична опора. Якщо в пристрої використані пружини, то при виборці зазора Δ_2 будуть одночасно переміщуватись стрижні 1 та 4 від'єднуючи хвостовики від сфер.

Розроблено ряд варіантів механізмів від'єднання хвостовиків від сфер. Рациональним є пристрій з автономним керуванням двома механізмами від'єднання (рис. D 1.10 б).

В даному пристрої упор 5 встановлено безпосередньо на штоці пневмоциліндра. Даний упор при виборці зазора Δ_2 автономно переміщує тягу 6 та стрижень 4 від'єднуючи хвостовик 3 від магнітної сфери. Стрижень 1 своїм краєм взаємодіє із корпусом пневмоциліндра при виборці

зазора Δ_1 . При втягуванні штока стрижень 1 залишається на місці, а хвостовик 2 зміщується вправо відриваючись від поверхні лівої магнітної сфери.

Пристрої від'єднання хвостовиків від поверхонь сфер працюють лише при втягнутому штоці пневмоциліндра після позиції Π_2 . В регламентному режимі роботи (між позиціями поршня Π_1 та Π_2). Стрижні 1 та 4 відтискаються пружинами і хвостовики взаємодіють із поверхнями сфер. Регламентний режим роботи відповідає максимуму ходу поршня S (рис. D 1.11 а).

Привід в регламентному режимі змінює відстань між сферами в діапазоні від L_{\min} до L_{\max} . Мінімальна відстань L_{\min} відповідає позиції поршня Π_2 , яка забезпечує контакт хвостовиків із сферами. При переміщенні поршня за позицію Π_2 привод виходить із регламентного режиму роботи і від'єднується від інших приводів.

Кожний привід має на корпусі пневмоциліндра місця приєднання додаткового обладнання D_1 та D_2 , що мають отвори для закріплення обладнання. Додатково на корпусі пневмоциліндра встановлено фіксатори Φ_1 - Φ_4 , які служать для тимчасового з'єднання приводів між собою. Фіксатори мають пневматичні або електромагнітні приводи, які фіксують взаємне поперечно-кутове положення сусідніх приводів. З'єднання приводів між собою здійснюється одним або кількома фіксаторами. Для з'єднання двох приводів достатньо одного фіксатора Φ (рис. D 1.11 б).

Приводи з'єднані фіксаторами утворюють систему, яка може переміщуватись по плоскій або криволінійній поверхні. При відповідному включенні опор і приводів система складена із двох приводів переміщується поступально або поступально з поворотом.

Відстань між опорами BC дорівнює відстані L_{\min} , яка відповідає втягнутому штоку, який обмежено положенням кінцевого вимикача. Тому привід B_0C_0 , який має менші розміри, вільно входить між сферами опор B і C . Після цього фіксатор Φ виключається, а шток циліндра B_0C_0 трохи

висувається. При цьому хвостовики привода B_0C_0 входять в контакт зі сферами опор B та C і триангулярна структура формується.

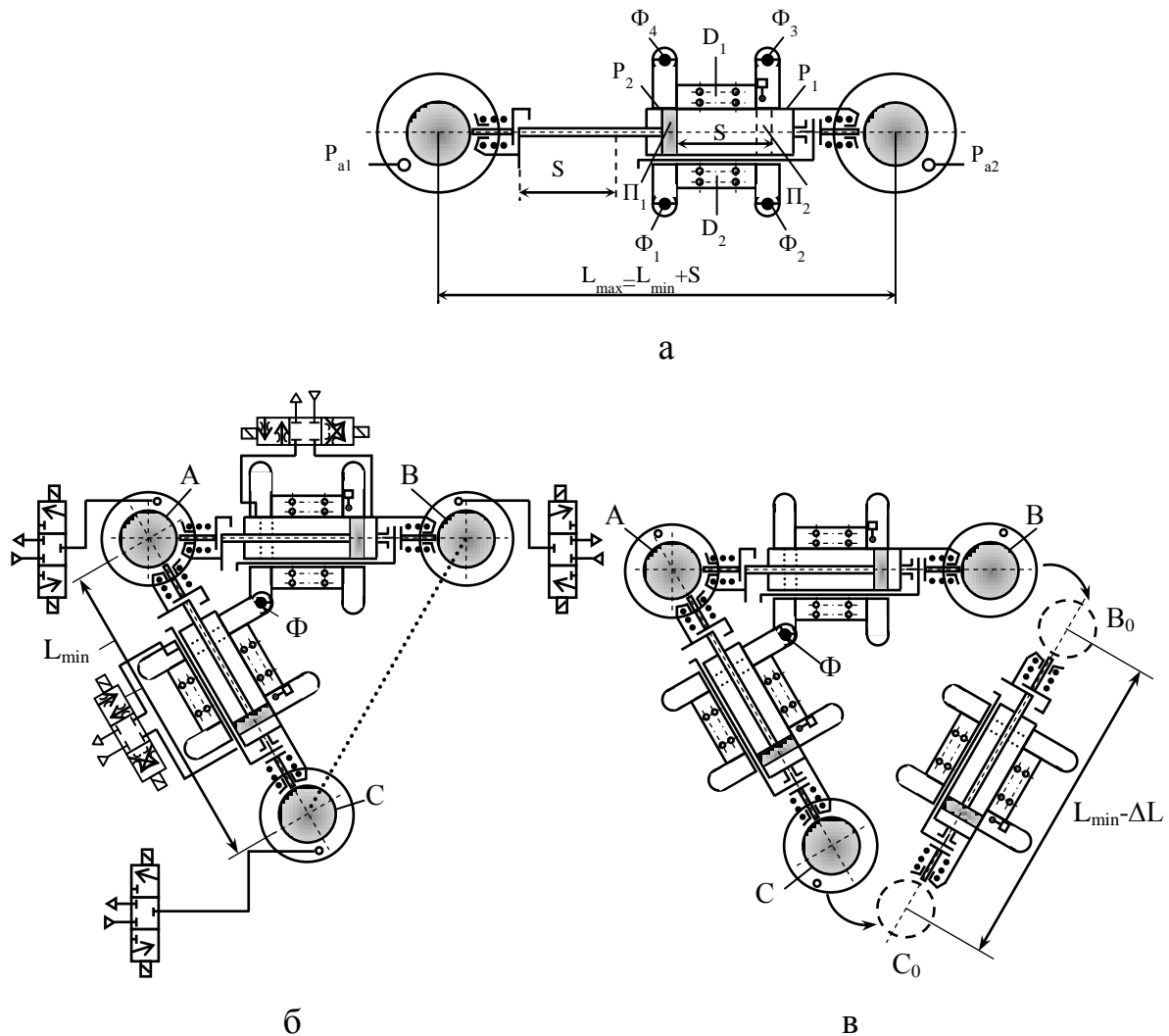


Рис. D 1.11. Схема комплекту пневматичного привода (а), з'єднання двох приводів за допомогою фіксатора Φ (б) та само формування триангулярної структури із системи двох приводів до якої приєднується третій привід (в)

Всі фіксатори приводів відключаються. Триангулярна структура набуває здатності зміни своєї форми та переміщення по поверхні (рис. D 1.12).

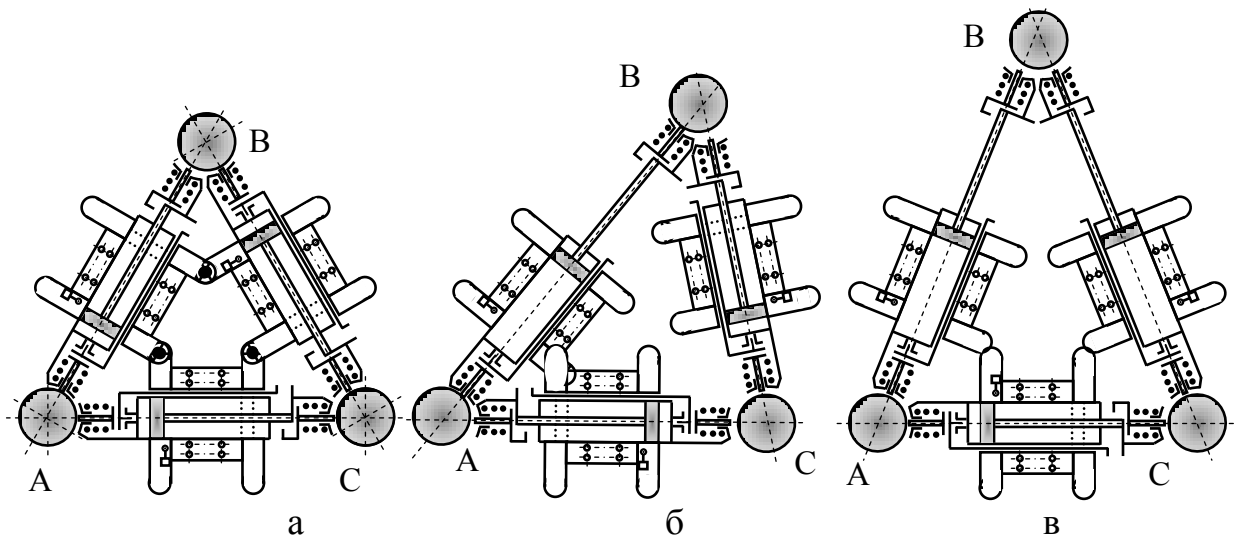


Рис. D 1.12. Зміна форми структури при висуванні штоків пневмоциліндрів: а – структура при втягнутих штоках; б – форма структури при висунутому штоці циліндра АВ; в – форма структури при висунутих штоках циліндрів приводів АВ і СВ

Приводи даної конструкції об'єднані в елементарну триангулярну структуру, яка має вигляд трикутника і розташована на аеростатичних опорах на криволінійній поверхні. Кожен із приводів структури має автономне керування (рис. D 1.13 а).

Система керування забезпечує автономне переміщення штоків кожного із циліндрів та автономне включення аеростатичних опор. Включенням опор і циліндрів по певному закону забезпечуються переміщення структури в необхідному напрямку та її поворот на необхідний кут.

Наведена триангулярна структура допускає часткову або повну дезінтеграцію (розбирання). При частковій дезінтеграції здійснюється від'єднання одного із приводів. При цьому структура розділяється на систему двох з'єднаних за допомогою фіксатора приводів згідно схеми наведеної на рис. D 1.13.

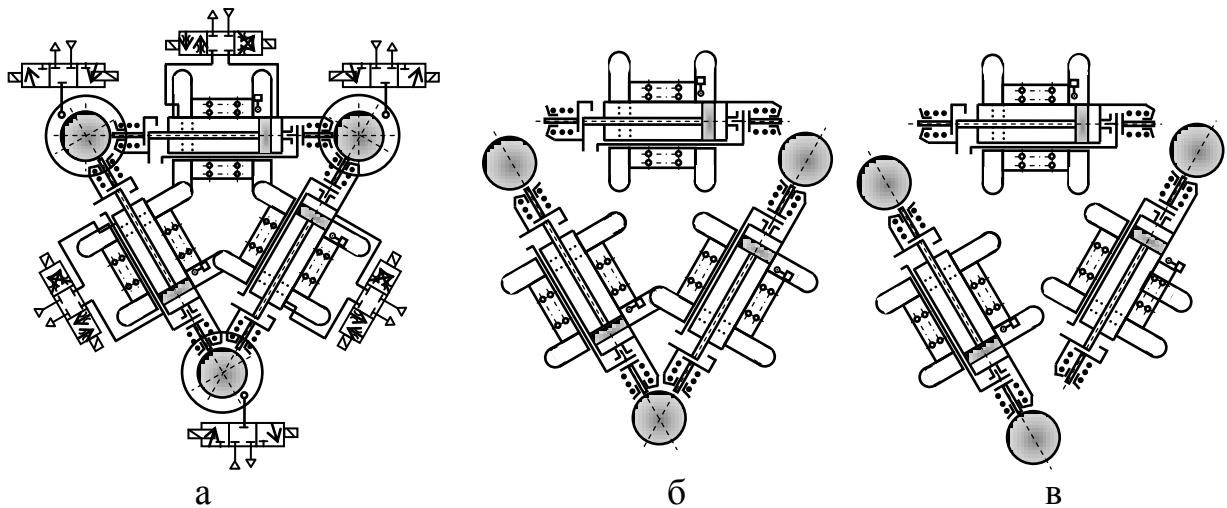


Рис. D 1.13. Система керування елементарної триангулярної структури (а), послідовні етапи дезінтеграції (розбирання) триангулярної структури (б, в)

Може бути під'єднаний який завгодно привід із трьох, що утворюють структуру, наприклад привід АВ (рис. D 1.13 б). Часткова дезінтеграція дає можливість виключити дефектний привід і сформувати нову систему двох приводів, яка стане основою для формування нової працездатної структури.

Повна дезінтеграція включає від'єднання всіх приводів одержаної системи (рис. D 1.13в). Повна дезінтеграція дозволяє розібрати структуру на окремі приводи. Це дозволяє вилучити два дефектні приводи із структури.

Для формування складної триангулярної структури у вигляді двох елементарних трикутних структур використовується базова триангулярна структура та система, що включає два приводи з'єднані між собою сферичною магнітною опорою (рис. D 1.14 а).

Сформована структура переміщується в необхідному напрямку. Можливе поступальне та поворотне переміщення структури або зміна її форми. Одержана структура може бути розділена на елементарну триангулярну та заготовку із двох приводів. При цьому одержана елементарна структура може повторювати вихідну або бути іншою. Одержана структура також може бути дезінтегрована, тобто розділена на окремі приводи.

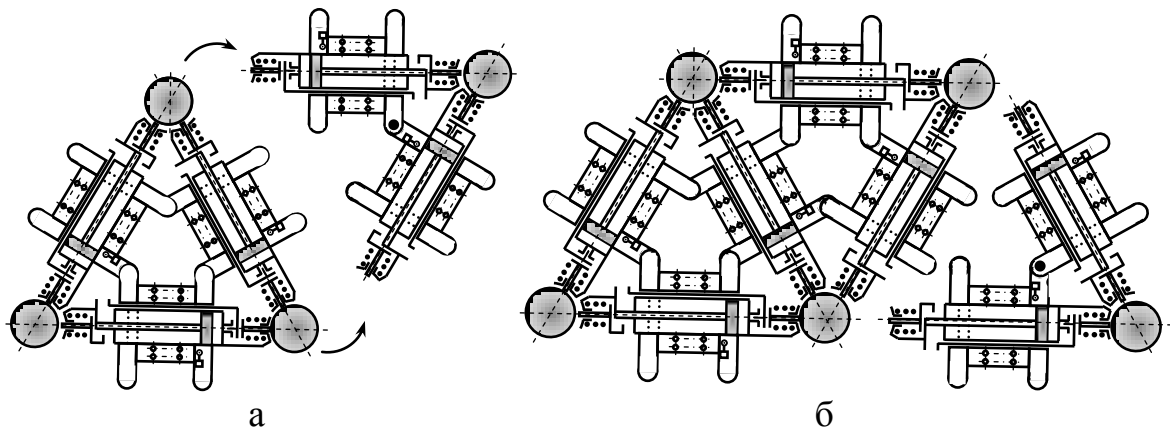


Рис. D 1.14. Схема послідовного формування структури (а), яка містить окремі елементарні триангулярні структури та трапецієвидної триангулярної структури (б)

При повній дезінтеграції структура розділяється на 5 окремих приводів. При частковій дезінтеграції структура розділяється на елементарну триангулярну структуру та систему у вигляді пари приводів. Можливе також розділення структури на один привод та дві системи по парі приводів.

Ускладнення структури здійснюється з використанням заготовок, у вигляді систем, що включають два приводи з'єднані сферичною магнітною опорою. Схема формування трапецієвидної структури із 7 приводів включає приєднання до базової ромбовидної структури системи двох приводів (рис. D 1.14 б).

Ускладнення структури здійснюється її формуванням із деякої вихідної структури до якої додаються два приводи (рис. D 1.15 а).

Одержана структура допускає переміщення по плоскій або криволінійній поверхні. Реалізується як поступальне, так і поворотне переміщення структури. Триангулярна структура складена із 9-ти приводів може бути дезінтегрована шляхом розділення на окремі приводи.

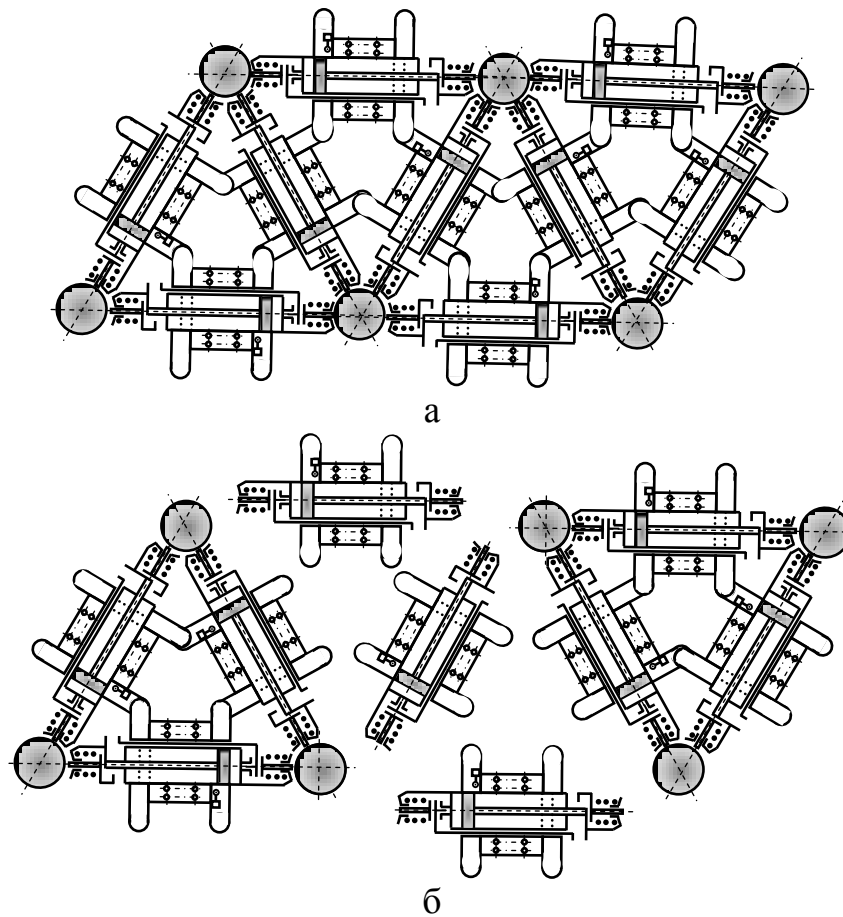


Рис. D 1.15. Схема само формуючої структури, яка складена із 9-ти приводів (а) та розділення структури на елементарні частини

Можливе також розділення даної структури на дві елементарні триангулярні структури та три окремі приводи (рис. D 1.16 б).

D 1.3. Розширення методів теорії проектування в напрямку розробки автономних систем приводів, які переміщуються змінюючи своє положення чи конфігурацію

Запропоновані напрямки розвитку наукових основ теорії проектування систем приводів дають можливість побудувати системи із особливими властивостями у відношенні способів переміщення. Це особливо важливо для автономних систем призначених для виконання спеціальних функцій. Запропоновано схемні і конструктивні рішення систем, які переміщуються змінюючи свою конфігурацію. У розроблених системах приводів у вигляді

октаедричних структур зміни конфігурації відбуваються статичним чином, а у приводах-модулях типу ікосаедра, додекаедра чи октаедра переміщення здійснюється шляхом раптової зміни положення системи (кочення або кантування). Зміни конфігурації або положення забезпечуються спеціальними алгоритмами керування приводів у системі, а також використанням розроблених інерційних приводів, результати досліджень яких викладено в підрозділі 4.3.

Системи приводів які статичним чином змінюють свою конфігурацію побудовані у вигляді просторових структур складених із однотипних елементів. Раціональними є лінійні структури складені із пружно деформованих сільфонних приводів, які утворені октаедричними модулями (рис. D 1.18).

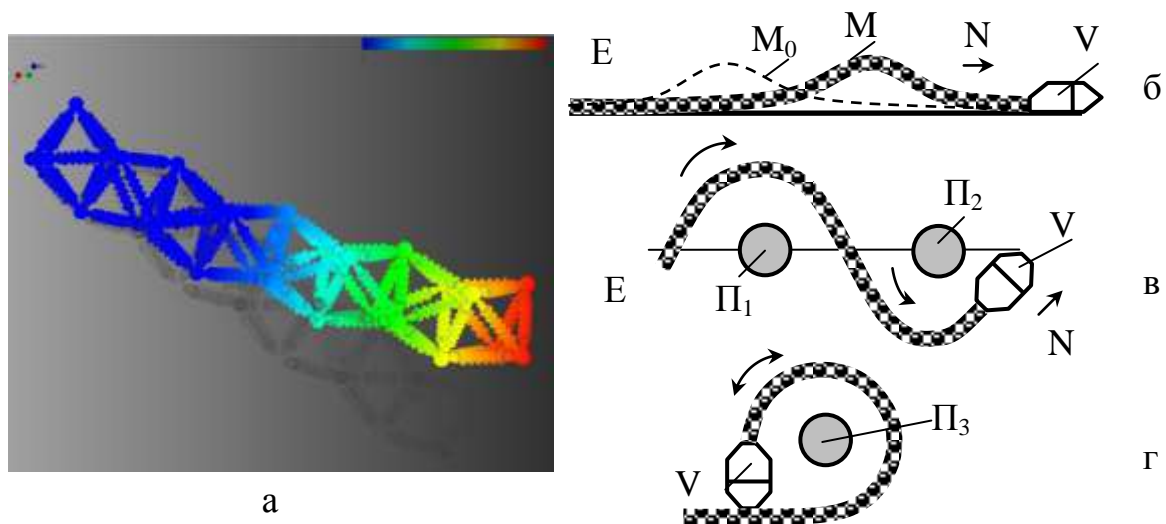


Рис. D 1.18. Розрахунок напружено-деформованого стану лінійної структури складеної із пружних модулів октаедричного виду (а), схема переміщення структури по площині при виді збоку (б) та варіанти руху структури при виді згори (в,г)

Змінною довжини сільфонних приводів забезпечується деформація структури у відповідному напрямку (рис. D 1.18 а). Система приводів має опорні елементи, наприклад, вакуумно-аеростатичні опори, які наведені в підрозділі 3.3. За допомогою опорних елементів окремі вузли структури

фіксуються на поверхні, по якій переміщується система приводів. В передній частині системи приводів встановлюється виконавчий орган V із необхідним технологічним обладнанням (рис. D 1.18 б).

Система приводів переміщується по площині різними способами у відповідності із вибраним алгоритмом системи керування системи приводів. Раціональним способом переміщення є хвильовий рух структури. При цьому при закріпленому початку систем N в середині структури формується виступ M_0 , а кінцеві частини структури E і N фіксуються на площині. Виступ M переміщується по довжині структури у напрямку її руху. При підході до початку структури ділянка N звільняється і виконавчий орган V переміщується на один крок вперед. Даний закон руху аналогічний переміщенню гусениці по поверхні. Деформація бокових приводів структури забезпечує необхідний напрямок її переміщення по площині. При переміщенні структура може набувати хвильової форми (рис. D 1.18 в), або обходити перепонки набуваючи кільцевої форми (рис. D 1.18 г).

Широкі функціональні можливості мають поверхневі структури складені із октаедричних модулів (рис. D 1.19).

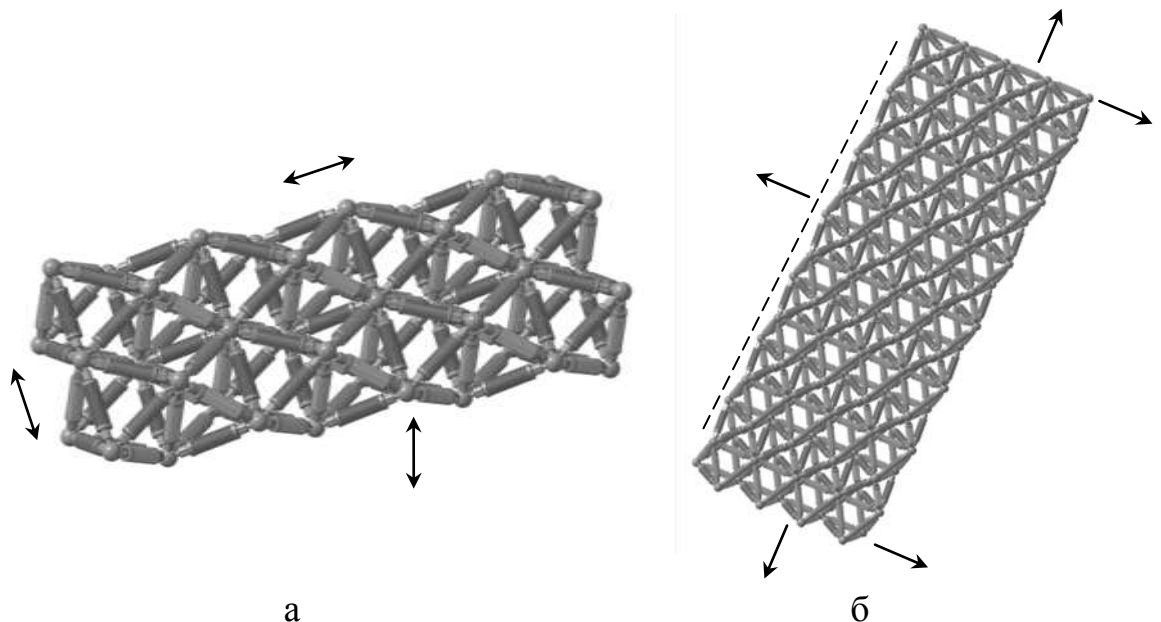


Рис. D 1.19. Поверхневі структури складені із октаедричних модулів: а – структура одержана об'єднанням двох лінійних структур; б – система приводів, що об'єднує чотири лінійні структури

Дані системи приводів можуть переміщуватись в різних напрямках та деформуватись. Напрямки переміщень і деформацій показано стрілками. Плоскі структури переміщуються по поверхням на яких наявні виступи або впадини (рис. D 1.20 а).

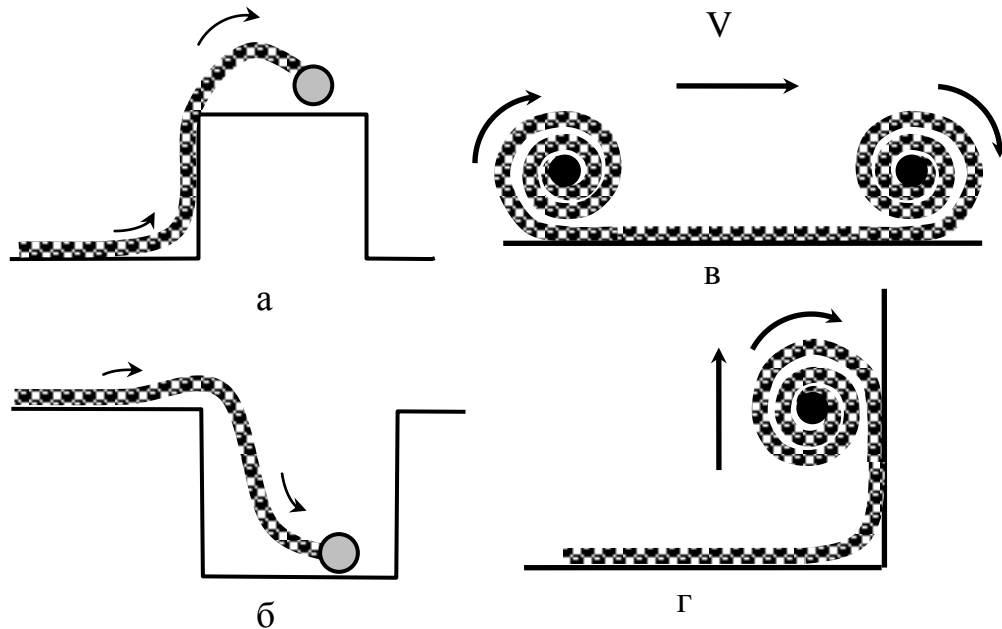


Рис. D 1.20. Схеми переміщення поверхневої структури: а – долаання перешкоди у вигляді виступа; б – переміщення у впадині; в - переміщення згортанням у рулон та розгортанням із рулона; г – переміщення по вертикальній стінці

Долаючи перешкоди у вигляді виступів чи впадин структура деформується відповідним чином. Можливі варіанти подолання просторових перепон коли поверхнева структура якби «обтікає» просторову перепону.

Поверхнева структура допускає переміщення у вигляді своєрідного кочення. При цьому структура скручується у рулон, а потім розгортається змінюючи своє положення на поверхні (рис. D 1.20 в). Даний спосіб переміщення дає можливість долати складні перепони і не супроводжується поступальним переміщенням елементів структури відносно поверхні по якій вона переміщується. Даний спосіб особливо ефективний при переміщенні структури по вертикальним стінкам чи склепінню. Він дає можливість

надійно долати перепони типу вертикальної стінки незалежно від форми прямого кута між стінкою і горизонтальною поверхнею (рис. D 1.20 г).

Розроблені схемні рішення автономних систем приводів динамічного типу які швидко змінюють свою конфігурацію і положення. При цьому вони мають можливість переміщення шляхом кочення, стрибків, ковзання та кантування (рис. D 1.21).

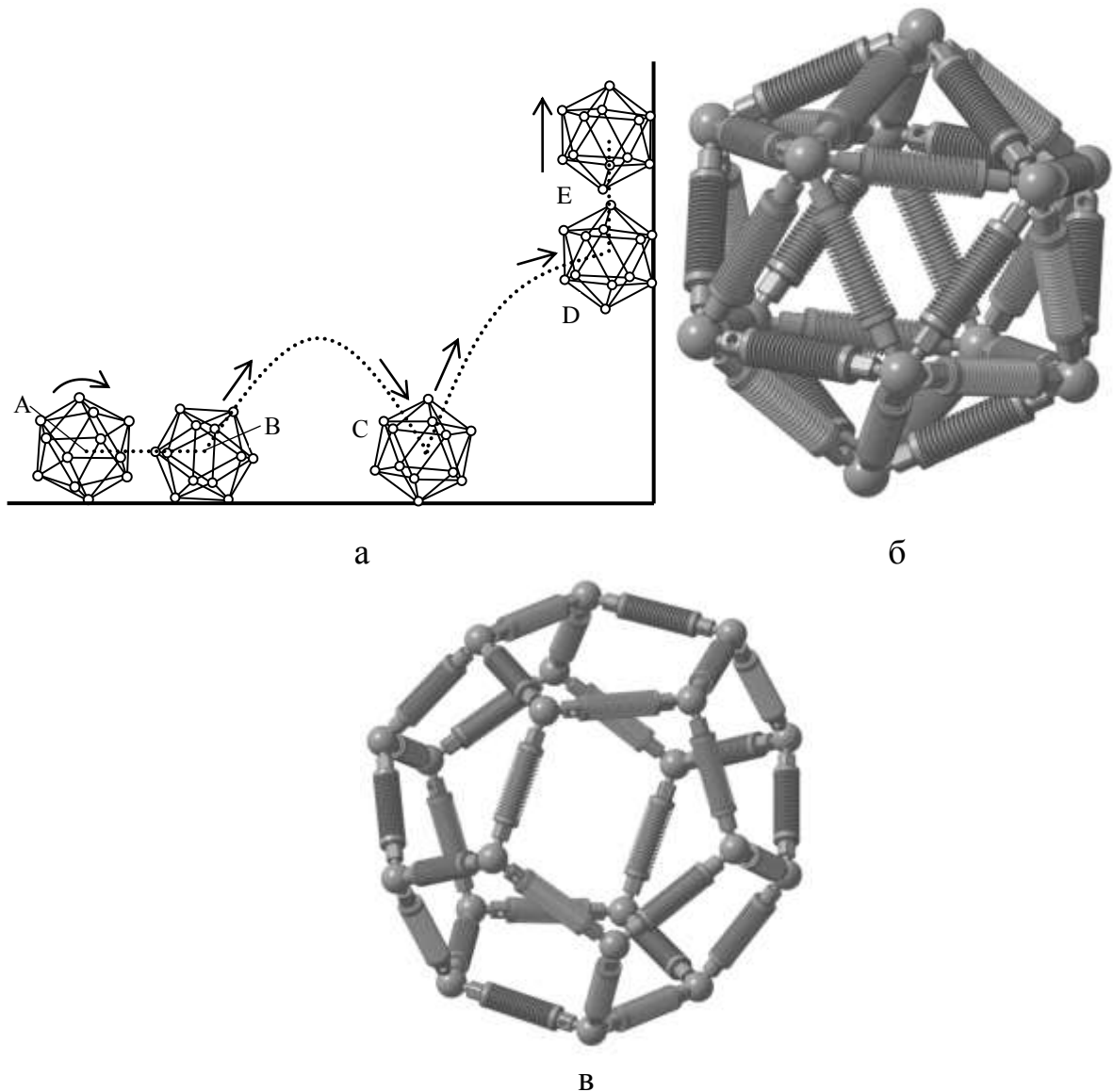


Рис. D 1.21. Схема можливих варіантів переміщення автономної системи приводів (а) та конструктивні рішення систем приводів у вигляді ікосаедра (б) та додекаедра (в)

При раптовій зміні положення опорних граней система переходить із одного положення в інше (кантується). При швидкому кантуванні

відбувається динамічне переміщення системи шляхом кочення. Положення центра мас системи при цьому залишається практично незмінним (перехід з позиції А в позицію В). При необхідності система може рухатись стрибками (траєкторія між позиціями В і С). Стрибки здійснюються не лише по горизонтальним поверхням, а і на перешкоду (позиція D). По вертикальній стінці автономна система переміщується повзаючи по стіні (траєкторія між позиціями D і E). Для реалізації автономної структури доцільно використати системи приводів симетричні відносно центральної частини системи. Рекомендовані системи відповідні багатогранникам які запропоновані в підрозділі 2.1; зокрема ікосаедру (рис. D 1.21 б), додекаедру (рис. D 1.21 в) та октаедру.

Пружно деформовані системи приводів мають інтелектуальний блок, що забезпечує необхідний алгоритм керування. Для оптимізації динамічних сил на рухому автономну систему використовуються інерційні пристрої у вигляді пасивних та активних демпферів та інерційні рушії.

D 1.4. Особливості робочих процесів систем приводів із інерційними рушіями, що переміщуються кантуванням

Особливості динамічних переміщень системи при реалізації кантувальних рухів розглянуті на прикладі просторової системи приводів тетраедрального виду. Динаміка кантувальних рухів просторової системи приводів має свої особливості пов'язані із різко-змінними динамічними процесами. Система приводів октаедричного виду має 12 ідентичних приводів 1, які розміщені по ребрам октаедра UV, OW, WU, Ov, Ou, Uu, Uw, Ww, Wv, uv, vw, uw (рис. D 1.22).

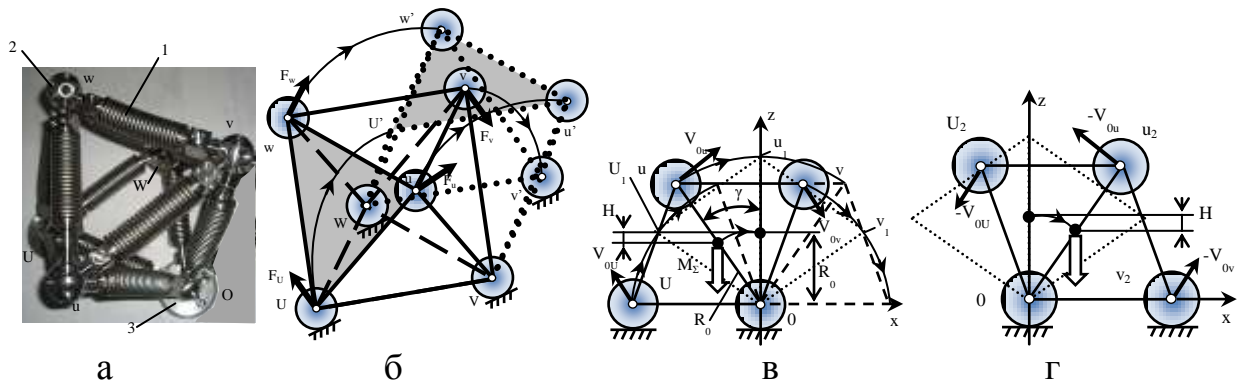


Рис. D 1.22. Переміщення просторової системи приводів при кантуванні шляхом повороту відносно осі привода OW : а – макетний зразок системи; б – ізометричне зображення зміни положення системи; в – початкове положення при виді збоку; г – кінцеве положення системи в кінці процесу кантування

Система утворена сильфонними приводами у вузлах якої встановлені інерційні приводи (рис. D 1.22 а). Інерційні приводи створюють імпульсне навантаження на систему F_u , F_w та F_v (рис. D 1.22 б). Під дією навантаження система змінює своє положення повертаючись навколо осі VW . При цьому вона переходить із початкового положення (рис. D 1.22 в) в кінцеве положення (рис. D 1.22 г).

Додатково система може переміщуватися по плоскій або криволінійній поверхні за рахунок періодичної зміни довжин приводів основи UV , VW , WU при відповідній періодичній фіксації опор U , V , W . Переміщення забезпечується спеціальною мехатронною системою керування. Здійснюється поступальне переміщення системи у довільному напрямку або поворот навколо вісі перпендикулярній площині основи.

В процесі кантування змінюється положення основи із UVW на VWv' . Динамічна дія на систему забезпечується динамічними інерційними приводами із феромагнітною рідиною (рис. D 1.23а).

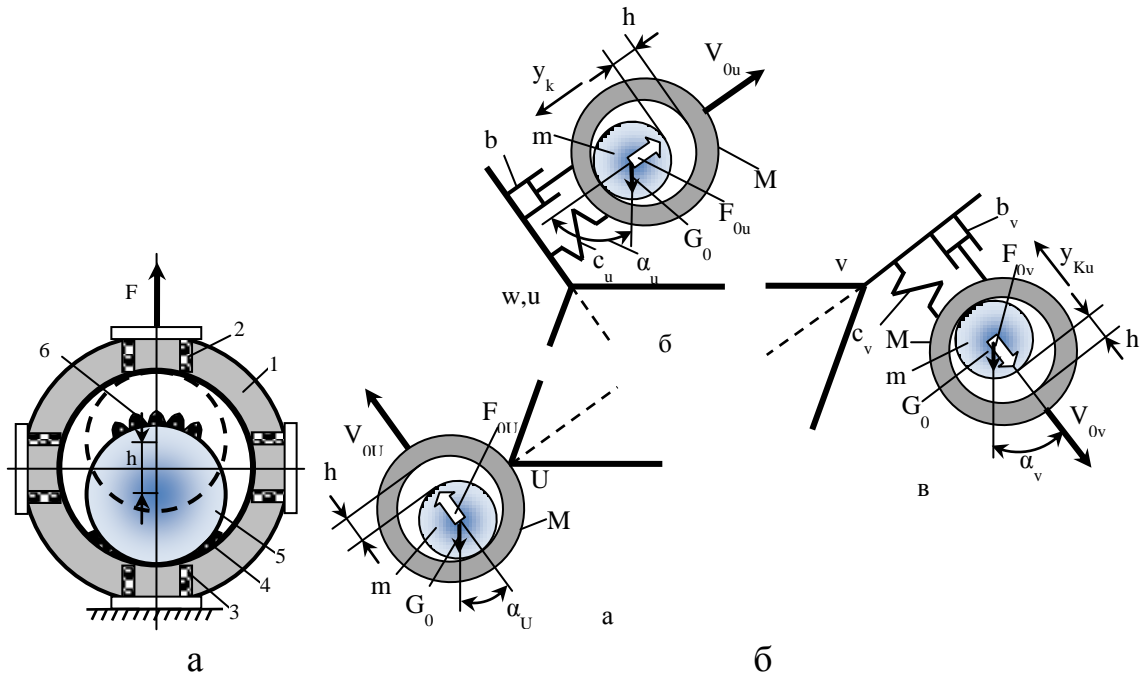


Рис. D 1.23. Конструктивна схема інерційного привода (а) та динамічні моделі інерційних приводів, що розміщені в різних вершинах просторового механізму (б)

Привід має корпус 1 із немагнітного матеріалу. В корпусі встановлено електромагніти 2, 3. Сферична порожнина корпусу частково заповнена феромагнітною рідиною 4. В сферичній порожнині знаходиться магнітна сфера 5.

В номінальному положенні привода включено електромагніт 3 і сфера 5 знаходиться в нижньому положенні. Феромагнітна рідина скупчується біля полюсних ділянок сфери у вигляді масиву регулярних виступів 6. При включенні електромагніта 2 і виключенням електромагніта 3. Магнітна сфера 5 переміщується в порожнині корпусу в напрямку електромагніта 2, набуваючи значну швидкість. При ударі сфери по корпусу виникає імпульс сили F , який забезпечує динамічну дію привода.

Для встановлення закономірностей роботи інерційного привода приведено математичне моделювання його динамічної дії. Розглянемо закономірності роботи привода U , який знаходиться на нерухомій основі. Динамічна модель привода U (рис. D 1.23 б) включає дві маси корпусу M і

сфери m . Корпус знаходиться на нерухомій основі. На сферу діє гравітаційна сила $G_0 = mg$, де g - прискорення вільного падіння.

В початковий момент часу нижній електромагніт виключається, а верхній електромагніт включається. З боку верхнього електромагніта на сферу діє магнітна сила F . Така ж по величині сила, але протилежного напрямку, діє і на корпус привода. Під дією магнітної сили сфера переміщується вгору на величину h .

Рівняння руху сфери має вигляд:

$$m \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} = F_{0U} - G_0 \cos \alpha_U, \quad (D 1.1)$$

де y_{cU} - переміщення сфери; α_U - кут між віссю привода та лінією дії гравітаційної сили; F_{0U} - магнітна сила, що діє на сферу.

В першому наближенні приймемо, що магнітна сила мало змінюється при зміні положення сфери, а рівняння (D 1.1) має нульові початкові умови:

$$\text{при } t = 0, y_{cU} = 0, dy_{cU}/dt = 0. \quad (D 1.2)$$

Розв'язок рівняння руху сфери (D 1.1) із врахуванням початкових умов (D 1.2) має вигляд:

$$y_{cU} = \frac{(F_{0U} - G_0 \cos \alpha_U)}{2m} t^2, \quad \frac{dy_{cU}}{dt} = \frac{(F_{0U} - G_0 \cos \alpha_U)}{m} t. \quad (D 1.3)$$

Сфера проходить відстань h за проміжок часу t_m і набуває швидкість V_m

$$t_m = \sqrt{\frac{2hm}{F_{0U} - G_0 \cos \alpha_U}}, \quad V_m = \sqrt{\frac{2(F_{0U} - G_0 \cos \alpha_U)h}{m}}.$$

Після удару сфери по корпусу вони рухаються як одне ціле.

Із закону збереження кількості руху при ударі [36] визначається швидкість вузла U після удару:

$$V_{0U} = \frac{V_m \cdot m}{M + m} = \frac{\sqrt{2(F_0 - G_0 \cos \alpha_U)mh}}{M + m}.$$

Відповідно вузол U набуває кінетичну енергію:

$$T_U = \frac{m^2 h}{(M + m)^2} (F_{0U} - G_0 \cos \alpha_U). \quad (D 1.4)$$

Розглянемо інерційні приводи, розміщені у вузлах u і w (див. рис. D 1.23). Динамічні моделі даних приводів включають корпуси встановлені на пружній основі.

В початковий момент часу включається електромагніт, який створює магнітну силу F_{0u} яка діє між сферою і корпусом привода. Сфера переміщується в порожнині корпуса згідно закону (D 1.3). Переміщення і швидкість сфери визначаються залежностями:

$$y_{cu} = \frac{(F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u)}{2m} t^2, \quad \frac{dy_{cu}}{dt} = \frac{(F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u)}{m} t. \quad (D 1.5)$$

Переміщення сфери відбувається в межах зазору між сферою і корпусом із врахуванням переміщення корпуса y_k . Сфера вільно переміщується в проміжок часу:

$$t_{mu} = \sqrt{\frac{2m(h - y_{km})}{F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u}}. \quad (D 1.6)$$

де y_{km} - переміщення корпуса, яке має місце в момент часу t_{mu} .

При цьому сфера набуває швидкості:

$$V_{mu} = \sqrt{\frac{2(h - y_{km})(F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u)}{m}}. \quad (D 1.7)$$

Визначимо закон переміщення корпуса. Починаючи з часу $t=0$ корпус привода рухається під дією постійної сили F_{0u} . Рівняння його руху в напрямку протилежному напрямку руху сфери:

$$M \frac{d^2 y_k}{dt^2} = F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u - c_u y_k - b_u \frac{dy_k}{dt}. \quad (D 1.8)$$

де M - маса корпуса; c_u - жорсткість вузла закріплення корпуса в просторовому механізмі, b_u - коефіцієнт опору при коливаннях корпуса.

Перетворимо рівняння (D 1.8) до стандартного виду:

$$T^2 \frac{d^2 y_k}{dt^2} + 2\xi T \frac{dy_k}{dt} + y_k = K(F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u), \quad \text{де } T = \sqrt{\frac{M}{c_u}}, \quad K = \frac{1}{c_u}, \quad \xi = \frac{b_u}{2\sqrt{Mc_u}}. \quad (D 1.9)$$

Значення постійних в даному рівнянні:

Одержане рівняння (D 1.9) має нульові початкові умови. При $t=0$, $y_k = 0$, $dy_k/dt = 0$. Розв'язок даного рівняння:

$$y_k = K \cdot (F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u) \left\{ 1 - \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} \cdot e^{-\frac{\xi t}{T}} \cdot \sin \left[\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{T} \cdot t + \arctg \sqrt{\frac{1}{\xi^2} - 1} \right] \right\}. \quad (D 1.10)$$

Розрахункове по формулі (D 1.10) переміщення корпусу відповідає коливальному процесу (рис. D 1.24 а).

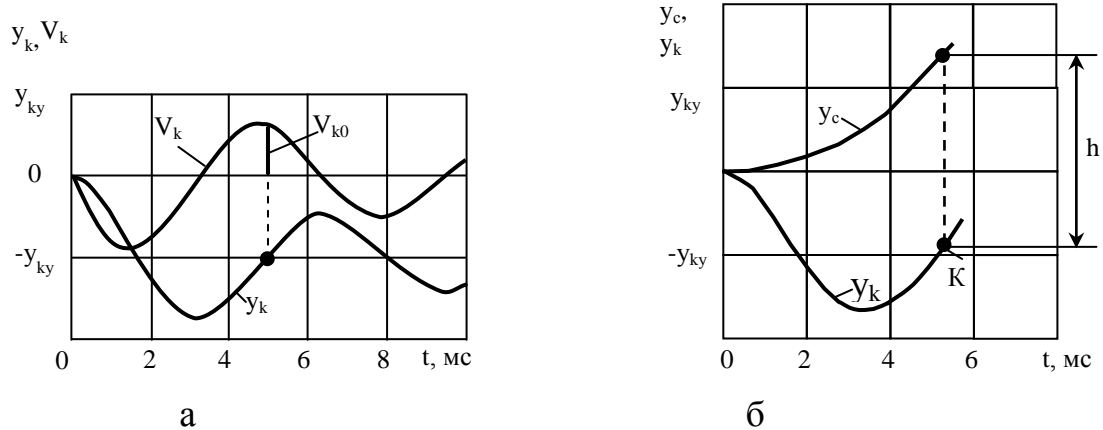


Рис. D 1.24. Переміщення сфери і корпусу інерційного привода

розташованого у вершині механізму: а – вільні коливання корпусу внаслідок дії магнітної сили; б – фактичні переміщення корпусу і сфери до удару

Коливання корпусу згідно формули (D 1.10) відбуваються відносно усталеного положення:

$$y_{ky} = K(F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u).$$

Швидкість руху корпусу визначена диференціюванням (D 1.10):

$$V_k = \frac{K(F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u)}{T\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\frac{\xi t}{T}} \sin \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{T} t. \quad (D 1.11)$$

Із аналізу формули (D 1.11) випливає, що в проміжок часу $\frac{\pi T}{\sqrt{1-\xi^2}} < t < \frac{2\pi T}{\sqrt{1-\xi^2}}$ швидкість корпусу становиться від'ємною, тобто він рухається в тому ж напрямку, що і сфера (рис. D 1.24 б). Оцінкою максимального значення швидкості є розрахунок по формулі (D 1.12) при:

$$t_e = \frac{3}{2} \frac{\pi T}{\sqrt{1-\xi^2}}. \quad (D 1.12)$$

Дане значення часу наближено відповідає екстремуму (D 1.11):

$$V_{k0} = \frac{K(F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u)}{T\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\frac{\xi \cdot 3\pi}{2\sqrt{1-\xi^2}}} \sin \left[\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{T} \cdot \frac{3\pi T}{2\sqrt{1-\xi^2}} \right], \quad (D 1.13)$$

В даний момент часу переміщення корпусу складає y_{km} і обчислюється згідно залежності (D 1.10), в якій $t = t_0$. Відповідно:

$$y_{km} = K(F_{0u} - G_0 \cos \alpha_u) \left\{ 1 - \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\frac{3\xi\pi}{2\sqrt{1-\xi^2}}} \sin \left[\frac{3\pi}{2} + \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{1}{\xi^2} - 1} \right] \right\}, \quad (D 1.14)$$

Виберемо параметри привода такими, щоб час t_e відповідав часу руху сфери t_m . Це буде досягнуто у випадку $t_e = t_m$. Підставивши значення величин із (D 1.6) і (D 1.12) одержимо необхідне значення магнітної сили:

$$F_{0u} = \frac{8m(h - y_{km})(1 - \xi^2)}{9\pi^2 T^2} + G_0 \cos \alpha_u, \quad (D 1.15)$$

Дана величина магнітної сили встановлюється мехатронною системою керування електромагніта привода шляхом регулювання струму в електромагніті.

Після удару сфери по корпусу точка К на рис. D 1.24 б, вони рухаються як одне ціле набуваючи швидкості:

$$V_{0u} = \frac{M \cdot V_{k0} + mV_{mu}}{M + m}, \quad (D 1.16)$$

Такі самі залежності мають місце для вузла w.

Під дією імпульса сили і відповідної зміни швидкості вузлів u і w вони набувають кінетичної енергії:

$$T_u = T_w = \frac{1}{2} \frac{(M \cdot V_{k0} + mV_{mu})^2}{M + m}, \quad (D 1.17)$$

Розглянемо для інерційний привід розміщений у вузлі v просторового механізму (див. рис. D 1.23б). Відмінністю даного привода від розглянутого раніше є співпадіння напрямку дії гравітаційної сили із напрямком дії магнітної сили. Тому швидкість сфери в момент удару для даного привода визначиться формулою (D 1.7) при врахуванні зміни знака і складе:

$$V_{mv} = \sqrt{\frac{2(h - y_{km})(F_{0v} + G_0 \cos \alpha_v)}{m}}, \quad (D 1.18)$$

Необхідне значення магнітної сили, яке повинно бути забезпечено системою керування, визначиться формулою аналогічною (D 1.15) і складе:

$$F_v = \frac{8m(h - y_{km})(1 - \xi^2)}{9\pi^2 T^2} - G_0 \cos \alpha_v . \quad (D 1.19)$$

В наведених формулах значення констант τ і ξ розраховані по формулам (D 1.9) при значеннях жорсткості c_v та коефіцієнта опору b_v . Кінетична енергія вузла v розрахована згідно формули (D 1.17) для відповідних значень констант і складає:

$$T_v = \frac{(MV_{k0} + mV_{mv})^2}{2(M + m)} . \quad (D 1.20)$$

Таким чином встановлено, що в момент часу $t=0$ внаслідок переміщення магнітних сфер вузли механізму U , u , w та v набувають початкової швидкості та відповідної кінетичної енергії. Умовою здійснення операції кантування механізму є перевищення набутої кінетичної енергії над енергією необхідною для зміни положення механізму.

В початковому положенні механізму U , u , w , v , його потенціальна енергія є мінімальною (рис. D 1.22 в).

Для зміни положення механізму він повинен переміститися в верхнє положення $U_1 u_1 w_1 v_1$ де його потенціальна енергія є максимальною. Приріст потенціальної енергії складе:

$$\Pi = M_\Sigma \cdot g \cdot H = M_\Sigma \cdot g \cdot R_0(1 - \cos \gamma),$$

де M_Σ - загальна маса механізму, H - зміна висоти положення загального центра мас механізму; R_0 - відстань від точки повороту до центра мас. Таким чином умовою переміщення механізму шляхом кантування є нерівність:

$$T_U + T_u + T_w + T_v \geq \Pi .$$

Складові, які входять в ліву частину даної нерівності, визначено по наведеним вище формулам (D 1.4), (D 1.17), (D 1.20) з певними похибками. Тому для надійного переміщення механізму необхідно забезпечити надлишок набутої кінетичної енергії.

На початку переміщення механізму його вузли набувають початкової швидкості. В подальшому швидкість переміщення дещо зменшується, але після переходу через верхнє положення, швидкість механізму зростає. Максимальна швидкість досягається при виході в кінцеве положення

$U_2 u_2 w_2 v_2$ (див. рис. Д 1.22 г). Це приводить до виникнення ударних навантажень на механізм. Для зниження інтенсивності ударних навантажень безпосередньо перед моментом контакту вузла v із нерухомою основою здійснюється включення інерційних приводів. Внаслідок дії приводів виникають гальмівні імпульси F_{Tu} та F_{Tv} , які знижують інтенсивність ударної взаємодії системи приводів із нерухомою основою.

Проректор
з наукової роботи
академік НАН України



«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор ПАТ «Краматорський
завод важкого верстатобудування»



Загудаєв В.В.

АКТ

впровадження наукових результатів дисертаційної роботи докторанта НТУУ «КПІ»
к.т.н. Струтинського Сергія Васильовича
на тему: «Функціонально-орієнтована елементна база проектування систем гідро- і
пневмоприводів»

Комісія від виробництва та університету у складі: завідувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки д.т.н., проф. Луговського О.Ф., д.т.н., проф. кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки Яхно О.М., докторанта кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки Струтинського С.В., головного конструктора ПАТ «Краматорський завод важкого верстатобудування» Палашека О.Г. склали даний акт в тому, що результати досліджень за темою дисертаційної роботи к.т.н. Струтинського С.В. «Функціонально-орієнтована елементна база проектування систем гідро- і пневмоприводів» впроваджені у виробництво шляхом використання переданих на підприємство технічних пропозицій по розробці просторових систем приводів для маніпулювання об'єктами машинобудування загальним обсягом 137 с. Технічні пропозиції включають 5 розділів, а саме:

1. Блочно-модульні схемні рішення просторової системи приводів з ланками постійної та змінної довжини.
2. Пропозиції по розробці схемних рішень та макетуванню просторових систем приводів загального виду.
3. Пропозиції по реалізації систем приводів на основі просторових структур тетраедрального, кубічного та октаедричного виду.
4. Проектні розрахунки систем приводів.
5. Пропозиції по розробці конструктивних рішень та елементної бази просторової системи приводів.

Використання результатів дисертаційної роботи к.т.н. Струтинського С.В. використані при розробці металорізальних верстатів та їх технологічного оснащення.

Очікуваний річний економічний ефект складає 351,6 тис. грн.

Даний акт не є підставою для фінансових розрахунків.

Від НТУУ «КПІ»:

Від виробництва:

Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки та
механотроніки НТУУ «КПІ», д.т.н., проф.

 Луговський О.Ф.

Головний конструктор
ПАТ «Краматорський завод
важкого машинобудування»

 Палашек О.Г.

Професор кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки та
механотроніки НТУУ «КПІ», д.т.н., проф.

 Яхно О.М.

Докторант НТУУ «КПІ», к.т.н.

 Струтинський С.В.



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Головний інженер ПАТ «Новокраматорський машинобудівний завод»

Льченко М.Ю.

28 08 15

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Головний інженер ПАТ «Новокраматорський машинобудівний завод»

Васишин О.І.



АКТ

впровадження наукових результатів дисертаційної роботи докторанта НТУУ «КПІ» к.т.н. Струтинського Сергія Васильовича на тему: «Функціонально-орієнтована елементна база проектування систем гідро- і пневмоприводів»

Комісія від виробництва та університету у складі: завідувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки д.т.н., проф. Луговського О.Ф., д.т.н., проф. кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки Яхно О.М., докторанта кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки Струтинського С.В., заступника головного інженера ПАТ НКМЗ Статкевича О.В. склали даний акт в тому, що результати досліджень за темою дисертаційної роботи к.т.н. Струтинського С.В. «Функціонально-орієнтована елементна база проектування систем гідро- і пневмоприводів» впроваджені у виробництво шляхом використання переданих на підприємство технічних пропозицій по проектуванню систем маніпулювання об'єктами на основі просторових систем приводів загальним обсягом 148 с. Технічні пропозиції включають 2 розділи, а саме:

1. Основні положення теорії проектування просторових систем приводів.
2. Технічні пропозиції по розробці елементної бази просторової системи приводів.

Використання результатів дисертаційної роботи к.т.н. Струтинського С.В. використані при розробці спеціального технологічного оснащення.

Очікуваний річний економічний ефект складає 343,4 тис. грн.

Даний акт не є підставою для фінансових розрахунків.

Від НТУУ «КПІ»:

Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки та
механотроніки НТУУ «КПІ», д.т.н., проф.

 Луговський О.Ф.

Професор кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки та
механотроніки НТУУ «КПІ», д.т.н., проф.

 Яхно О.М.

Докторант НТУУ «КПІ», к.т.н.

 Струтинський С.В.

Від виробництва:

Заст. головного інженера ПАТ
«Новокраматорський
машинобудівний завод»

 Статкевич О.В.



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Генеральний директор
з науково-технічної роботи НТУУ «КПІ»
академік НАН України

Льченко М.Ю.

28 08 15

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Генеральний директор
ПАТ «Енергомашспецсталь»

Гніздицький В.М.



АКТ

**впровадження наукових результатів дисертаційної роботи докторанта НТУУ «КПІ»
к.т.н. Струтинського Сергія Васильовича
на тему: «Функціонально-орієнтована елементна база проектування систем гідро- і
пневмоприводів»**

Комісія від виробництва та університету у складі: завідувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки д.т.н., проф. Луговського О.Ф., д.т.н., проф. кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки Яхно О.М., докторанта кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки Струтинського С.В., та директора з технічного переоснащення та капітального будівництва ПАТ «Енергомашспецсталь» Ковальова О.Г. склали даний акт в тому, що результати досліджень за темою дисертаційної роботи к.т.н. Струтинського С.В. «Функціонально-орієнтована елементна база проектування систем гідро- і пневмоприводів» впроваджені у виробництво шляхом використання переданих на підприємство технічних пропозицій та методик теоретичного аналізу характеристик просторових систем приводів загальним обсягом 104 с. Технічні пропозиції включають 2 розділи, а саме:

1. Технічні пропозиції та методика розрахунку динамічних характеристик просторових систем приводів.
2. Технічні пропозиції та методика математичного моделювання статичних і динамічних характеристик просторових систем приводів.


Використання результатів дисертаційної роботи к.т.н. Струтинського С.В. використані при розробці спеціального обладнання.

Очікуваний річний економічний ефект складає 328,7 тис. грн.

Даний акт не є підставою для фінансових розрахунків.

Від НТУУ «КПІ»:


Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки та
механотроніки НТУУ «КПІ», д.т.н., проф.


Луговський О.Ф.

Професор кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки та
механотроніки НТУУ «КПІ», д.т.н., проф.


Яхно О.М.

Докторант НТУУ «КПІ», к.т.н.


Струтинський С.В.

Від виробництва:

Директор з технічного переоснащення та
капітального будівництва
ПАТ «Енергомашспецсталь»


Ковальов О.Г.