

І.І. ПАВЛЕНКО, М.О. ГОДУНКО

ЗАХВАТНІ ПРИСТРОЇ РОБОТІВ

*За редакцією І.І. Павленка
доктора технічних наук, професора*

Монографія

Кропивницький

КОД

2020

376

УДК 621.9.0077:621.865.85

ББК 34.5-5

П 12

Рецензенти:

Стругинський В.Б., доктор технічних наук, професор кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України “КПІ”.

Кириченко А.М., доктор технічних наук, професор, декан МТФ Центральноукраїнського національного технічного університету.

П 12 **Павленко І.І., Годунко М.О.**
Захватні пристрої роботів. Монографія – Кропивницький: Видавництво ТОВ «КОД». 2020. – 386 с.

ISBN 978-617-653-074-9

В монографії представлені результати досліджень конструкцій хватних пристроїв промислових роботів, особливостей їх будови та функціонування. Розглянуто методи силових та функціональних розрахунків хватних пристроїв з покращенням їх технічних характеристик, створення нових конструкцій пристроїв та оцінки їх якості.

Монографія призначена для поглиблення знань фахівців машинобудівних спеціальностей, які займаються створенням та впровадженням у виробництво промислових роботів і студентів, які вивчають дисципліни робототехніки та автоматизації виробничих процесів.

УДК 621.9.0077:621.865.85

Рекомендовано до друку Вченою радою
Центральноукраїнського національного технічного університету
(протокол №1 від 24.08.2020 року)

ISBN 978-617-653-074-9

© Павленко І.І., Годунко М.О., 2020

© Видавництво «КОД», 2020

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ.....	9
1.1. Призначення та особливості використання захватних пристроїв.....	9
1.2. Класифікація захватних пристроїв.....	11
1.3. Основні показники та вимоги до захватних пристроїв.....	14
1.4. Оцінка якості захватних пристроїв.....	22
РОЗДІЛ 2. СТРУКТУРА БУДОВИ ТА ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ.....	27
2.1. Загальні особливості структури захватних пристроїв.....	27
2.2. Кінематична структура ЗП.....	30
2.3. Кінематико-силова структура захватних пристроїв роботів.....	31
РОЗДІЛ 3. КІНЕМАТИКА ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ.....	38
3.1. Загальні особливості будови та роботи захватних пристроїв.....	38
3.2. Кінематичні виконання захватних пристроїв.....	45
3.2.1. Загальні особливості використання проміжних передач ЗП.....	45
3.2.2. Шарнірно-важельні проміжні механізми ЗП.....	46
3.2.3. Кулісно-важільні проміжні механізми ЗП.....	48
3.2.4. Зубчато-рейкові проміжні механізми ЗП.....	49
3.2.5. Кулачкові проміжні механізми ЗП.....	50
3.2.6. Гвинтові проміжні механізми ЗП.....	50
3.3. Кінематика електромеханічних захватних пристроїв.....	51

3.4. Кінематичні виконання центруючи три точкових захватних пристроїв.....	52
--	----

РОЗДІЛ 4. ОСОБЛИВОСТІ СТРУКТУРИ БАГАТОЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ..... 54

4.1. Узагальнена структура багатозахватних пристроїв промислових роботів.....	54
---	----

4.2. Кінематика двозахватних промислових роботів.....	55
---	----

4.3. Конструктивна структура двозахватних пристроїв.....	57
--	----

4.4. Структура конструктивно-кінематичного виконання двозахватних пристроїв.....	64
--	----

4.5. Структурне визначення початково доцільних конструктивних варіантів.....	68
--	----

4.6. Структурний аналіз попередньо доцільних конструктивно-кінематичних варіантів.....	73
--	----

4.7. Структура конструктивно-кінематичного виконання двозахватних промислових роботів з додатковими кінематичними групами.....	76
--	----

4.8. Структура комбінованих варіантів двозахватних пристроїв.....	79
---	----

4.9. Теоретична кількість кінематичних варіантів двозахватних пристроїв.....	81
--	----

4.10. Теоретична кількість конструктивно-кінематичних варіантів.....	83
--	----

РОЗДІЛ 5. СИЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ..... 85

5.1. Особливості силового навантаження захватних пристроїв роботів.....	85
---	----

5.2. Визначення мінімальних сил затиску деталей.....	88
--	----

5.3. Аналіз залежностей сил затиску від конструктивних параметрів ЗП.....	93
---	----

5.4. Визначення сумарних сил затиску деталей.....	97
5.5. Аналіз залежностей сумарних сил затиску при типових рухах та зміні орієнтації захватного пристрою.....	99
5.6. Розрахунок не зрівноважено утримуваних деталей захватними пристроями роботів.....	101
5.7. Визначення реальних сил затиску в захватних пристроях промислових роботів.....	111

РОЗДІЛ 6. ФУНКЦІОНАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ..... 123

6.1. Визначення передавальних відношень плечей прикладання сил затиску.....	123
6.2. Аналіз передавальних відношень плечей сил затискних важелів.....	130
6.3. Аналіз діаметрів утримуваних деталей.....	138
6.4. Визначення діапазону діаметрів утримуваних деталей....	143
6.5. Оцінка точності положення утримуваної деталі в захватному пристрої.....	149
6.6. Вплив параметрів захватних пристроїв на умови захоплення деталей.....	155
6.7. Комплексна оцінка силових та функціональних можливостей ЗП.....	158

РОЗДІЛ 7. ПАЛЬЦЕВІ ЗАХВАТНІ ПРИСТРОЇ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ..... 166

7.1. Кінематична структура пальцевих захватів.....	166
7.2. Показники захватних та операційних можливостей пальцевих захватів.....	169
7.3. Триланкові пальцеві захвати.....	177
7.4. Трипальцеві захвати промислових роботів.....	186

РОЗДІЛ 8. КОНСТРУЦІЇ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ РОБОТІВ.....	197
8.1. Особливості компоновки конструкцій захватних пристроїв.....	197
8.2. Загальна будова механічних захватних пристроїв.....	199
8.3. Типові конструкції механічних захватних пристроїв.....	207
8.3.1. Неприводні захватні пристрої.....	209
8.3.2. Захватні пристрої з проміжними механічними передачами.....	213
8.4. Типові конструкції багатозахватних пристроїв промислових роботів.....	238
8.5. Пальцеві захватні пристрої.....	244
8.6. Захвати для крихких предметів та предметів довільної форми.....	259
8.6.1. Захвати з підвищеною технологічною гнучкістю.....	259
8.6.2. Еластичні захватні пристрої.....	263
8.7. Магнітні захватні пристрої.....	265
8.8. Вакуумні захватні пристрої.....	267
8.9. Адаптивні захватні пристрої.....	271
8.10. Мініатюризовані захватні пристрої.....	278
 РОЗДІЛ 9. ГРАДАЦІЯ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ.....	 281
9.1. Обґрунтування градації конструктивних параметрів захватних пристроїв.....	281
9.2. Градація двозахватних пристроїв ПР.....	285
9.3. Захоплювальні характеристики пристроїв.....	288
9.4. Рекомендації з проектування ЗП роботів.....	296
9.4.1. Загальна методика розрахунку та проектування ЗП..	296
9.4.2. Рекомендації з проектування двозахватних пристроїв.....	301

РОЗДІЛ 10. ВИПРОБУВАННЯ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ.....	308
10.1. Правила прийомки захватних пристроїв.....	308
10.2. Методи випробувань захватних пристроїв.....	311
10.3. Діагностика захватних пристроїв.....	328
10.4. Гарантування безпеки захватних пристроїв.....	336
РОЗДІЛ 11. ВПЛИВ ЯКОСТІ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИЗОВАНИХ КОМПЛЕКСІВ.....	346
11.1. Структура продуктивності роботизованих комплексів.....	346
11.2. Залежність продуктивності РТК від виконання промислового робота та його ЗП.....	351
11.3. Залежність продуктивності РТК від часу роботи промислового робота із ЗП та технологічного обладнання.....	357
11.4. Особливості оцінки економічної ефективності використання ЗП з покращеними силовими та функціональними можливостями.....	359
11.5. Розрахунок показників економічної ефективності.....	362
11.6. Методи оцінки економічної ефективності.....	368
ЛІТЕРАТУРА.....	376

ВСТУП

Основним напрямком розвитку машинобудування є збільшення кількості вироблюваної продукції та зростання її якості при одночасному скороченні трудових та інших витрат на їх виготовлення. Це забезпечується шляхом удосконалення існуючих та впровадженням нових технологічних процесів і використовуваного обладнання, а також засобів механізації та автоматизації.

Сучасне виробництво вимагає комплексного підходу до вирішення задач його автоматизації. Велику роль в автоматизації виробництва відіграють гнучкі автоматизовані системи з промисловими роботами. Промислові роботи здатні замінити людину в багатьох видах виробничих процесів, маючи при цьому ряд значних переваг. Це висока швидкодія, відсутність втомлюваності, можливість функціонування в багатозмінному режимі та ін., що дозволяє збільшити продуктивність праці, здешевити продукцію, швидко переналагодитися на випуск нової продукції. Важливою та відповідальною складовою частиною конструкції промислових роботів є їх захватні пристрої, які безпосередньо приймають участь в реалізації виконуваних робіт.

У монографії представлено інформацію щодо існуючих типових конструкцій захватних пристроїв промислових роботів, а також особливостей їх будови та функціонування. Розглянуто методи розрахунку захватних пристроїв з вдосконаленими функціональними характеристиками та особливості створення таких конструкцій.

Монографія рекомендується студентам, які вивчають дисципліни з питань робототехніки, механізації і автоматизації виробництва та спеціалістам, які практично вирішують дані задачі на виробництві.

В основу представленої монографії покладено навчальний посібник з такою ж назвою даних авторів виданого в 2015р. з рядом доповнень та уточнень.

РОЗДІЛ 1

ПРИЗНАЧЕННЯ, КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ

1.1. Призначення та особливості використання захватних пристроїв

Ринкові умови сучасного машинобудування вимагають активного впровадження гнучких автоматизованих систем. Важливою складовою частиною їх є промислові роботи (ПР), які вважаються найбільш перспективними засобами автоматизації виробничих процесів. **Промисловий робот**, згідно з *СТ СЕВ 5948-87*, є автоматичною машиною, стаціонарною або рухомою, яка містить маніпулятор (виконавчий орган) та пристрій програмного управління для виконання у виробничому процесі рухових або управляючих функцій (рис.1.1). Головна відмінна особливість роботів полягає у їхній здатності імітувати рухові можливості рук людини у процесі виконання різних операцій, що забезпечується великим ступенем рухомості з необхідною кількістю рук і захватів. Виконання роботом поставлених задач здійснюється за допомогою **робочого органу**, який є пристроєм ПР для безпосереднього виконання технологічних операцій та допоміжних переходів. У зв'язку з цим, робочим органом може бути технологічний інструмент (різальний інструмент, зварювальні лещата, фарборозпилювач, пристрій з'єднання деталей, вимірювальний пристрій та ін.) або захватний пристрій (ЗП). Згідно з ГОСТ 26063-84 – **захватний пристрій промислового робота є робочим органом для захоплення та утримування предметів виробництва чи технологічного оснащення.**



Рис.1.1. Основні складові ПР:

- 1 – виконавчий механізм; 2 – ЗП робота; 3 – блок управління;
4 – пульт управління

Важливою особливістю виконання ЗП є те, що вони розміщуються в кінці високорухомої просторово не замкненої руки, яка виконує різнонаправлені швидкі рухи. Здійснення постійно змінних зворотньо-поступальних та зворотньо-обертальних рухів супроводжується значними прискореннями, а, відповідно, значними силами інерції, що суттєво збільшують динамічні навантаження як на конструкцію ЗП, так і на робота в цілому, ускладнюючи забезпечення необхідної точності рухів, часу на їх виконання та ін. Дані фактори значно впливають на сили затиску деталі захватом, тому все це вимагає виконання точних розрахунків. Першочерговим у цьому питанні є визначення **сил затиску** – це сили, з якими контактуючі з предметом виробництва або інструментом частини ЗП діють нормально до поверхні, що затискується [ГОСТ 26063-84]. Окрім цього, ЗП як складові

універсальних засобів автоматизації повинні здійснювати захоплення деталей значного діапазону розмірів, надійно їх утримувати під час просторового транспортування з мінімальними розмірами ЗП, що є важливою вимогою до їх конструкцій.

Основними відмінностями конструктивного виконання і функціонування захватів роботів є:

1. Можливості їх роботи з різними деталями за формою, розмірами і властивостями.

2. Можливість переміщення деталей з максимально можливими швидкостями в різних напрямках при необхідній точності рухів.

3. Здатність роботів брати деталі з різних пристроїв та встановлювати в них.

Як правило, ПР комплектують набором типових ЗП, які можна міняти залежно від вимог конкретного робочого завдання. Іноді на типові ЗП встановлюють змінні затискні елементи (губки, присоски, тощо). За необхідності ПР оснащують спеціальними ЗП, призначеними для виконання конкретних операцій.

1.2. Класифікація захватних пристроїв

Питання особливостей будови та функціонування різних конструкцій захватних пристроїв розглянуто в публікаціях [40, 60, 100]. Враховуючи велику різноманітність ЗП, їх класифікують за різними ознаками. В загальному вигляді їх розділяють за особливостями будови та принципом дії, типом привода, характером їх роботи, видом управління, методом кріплення до руки робота, характером базування та способом утримання об'єкта маніпулювання, за фізичним принципом створення сил взаємодії утримуваної деталі з затискними елементами ЗП, за рівнем і способом адаптації до об'єктів транспортування і т. ін.

Представимо більш детально зазначену *класифікацію*:

1. За рівнем спеціалізації:

- спеціальні, які мають можливість працювати з конкретною деталлю;
- спеціалізовані, які мають можливість працювати з деталями відповідної форми та встановленого діапазону розмірів;
- універсальні, які мають можливість працювати з деталями значного діапазону форм, розмірів та іншими об'єктами.

2. За особливостями утримування деталей:

- підтримуючі;
- затискні (захоплюючі), які утримують деталь завдяки кінематично-силовому впливу затискних елементів (губок, пальців і т. ін.) на деталь;
- притягальні, які забезпечують притягання деталі до елементів ЗП за рахунок дії сил, які виникають під час використання різноманітних фізичних ефектів.

3. За принципом дії та особливостями конструктивного виконання:

- механічні;
- вакуумні;
- магнітні;
- з еластичними камерами;
- пальцеві;
- адгезійні;
- електростатичні;
- струменеві.

4. За можливістю регулювання сили затиску:

- нерегульовані;
- регульовані у процесі налагодження;
- регульовані у процесі роботи.

5. За типом приводу захватного пристрою:

- пневматичні;

- гідравлічні;
- електричні (електромеханічні) та ін.

6. За характером базуванням деталей у захватному пристрої:

- часткове базування;
- повне базування;
- зверхповне базування.

7. За особливостями керування роботою захватного пристрою:

- некеровані;
- циклові, які можуть виконувати визначену послідовність команд;
- числові (програмовані), які управляють величиною переміщення затискних елементів, взаємним розташуванням затискних елементів та силами затиску утримуваних деталей;
- адаптивні, які додатково оснащені різноманітними датчиками зовнішньої інформації (для визначення форми поверхні та маси деталі, сил затиску, наявності проковзування деталі відносно затискних елементів ЗП та ін.).

8. За характером кріплення захвату до руки (кисті) робота:

- постійне (незмінні ЗП);
- змінне (ЗП є окремими модулями ПР);
- автоматично змінне.

9. За формою захоплюваних поверхонь деталей:

- циліндричні (зовнішні, внутрішні);
- плоскі;
- призматичні (коробчасті);
- сферичні;
- комбінації різних форм.

10. За особливостями виконання робочих поверхонь затискних елементів:

- гладкі;
- з насічками (наносяться для збільшення сил тертя в точках контакту);
- з накладками (зменшують зношування поверхонь затискних елементів, покращують умови контакту з деталлю, забезпечують збереження форми та якості поверхні деталі);
- з роликками та ін.

11. За кількістю захватів у конструкції робота:

- однозахватні;
- двозахватні;
- багатозахватні.

12. За конструкцією приєднувальних поверхонь:

- з фланцем;
- з циліндричним хвостовиком;
- інші.

Найбільш поширеними є механічні захватні пристрої, які також мають дуже багато різних варіантів їх виконання. Основні їх різновиди представлені у класифікації на рис.1.2.

1.3. Основні показники та вимоги до захватних пристроїв

Основними експлуатаційними показниками ЗП є сили затиску, діапазон розмірів деталей, які утримуються захватом, його точність та час спрацювання ЗП (затискування або розтискування). У наступних розділах перераховані показники будуть поділені на силові та функціональні характеристики з метою визначення найбільш доцільних конструктивних параметрів захватів.

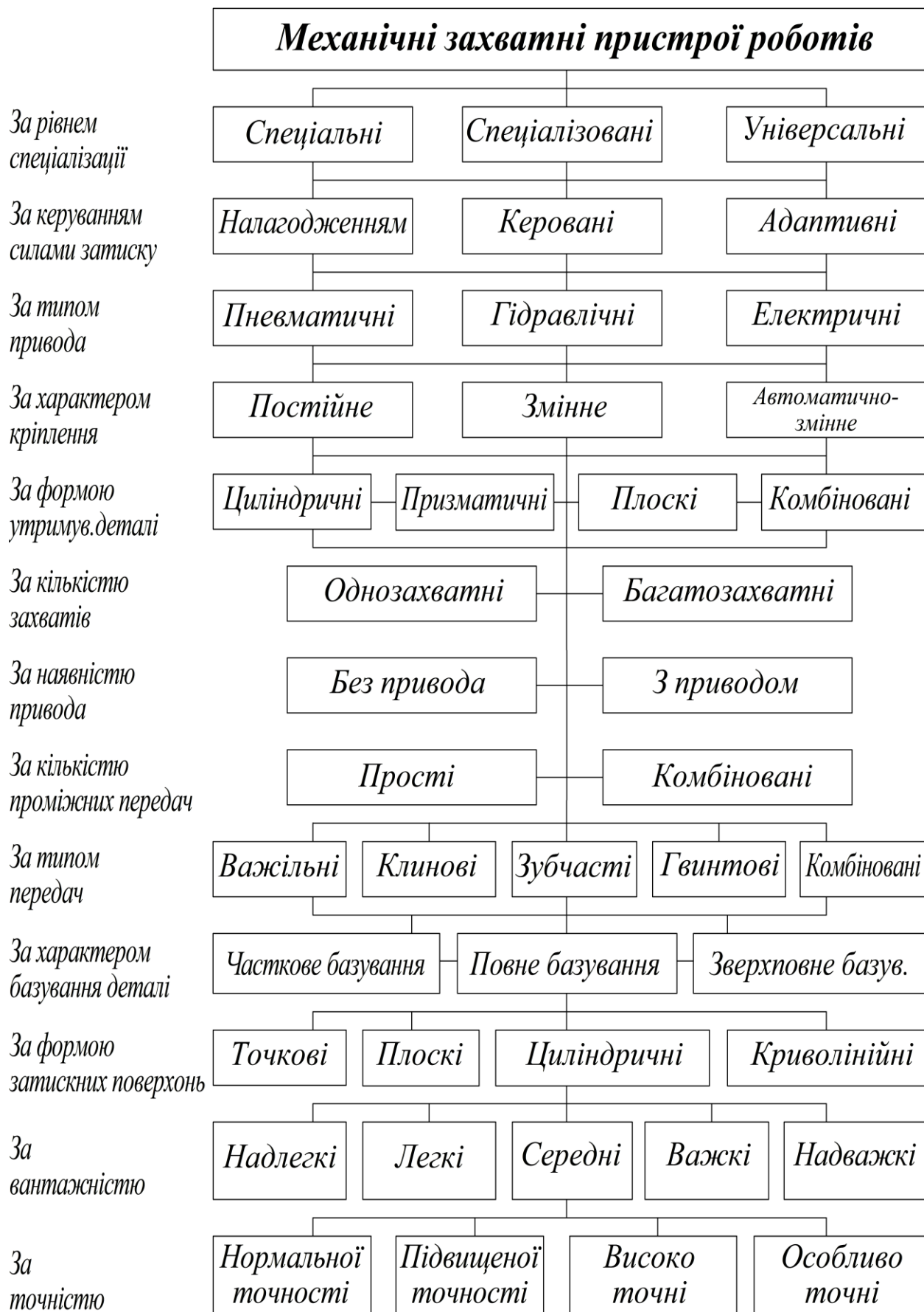


Рис.1.2. Класифікація механічних ЗП

Основні характеристики ЗП безпосередньо пов'язані з особливостями конструктивного виконання ПР та його технічними параметрами. Деякі визначення щодо цих питань наведені у СТ СЕВ 5948-87 «Роботы промышленные. Термины и определения», ГОСТ 25686-85 «Манипуляторы, автооператоры и промышленные роботы. Термины и определения», Рекомендації міжнародної організації стандартизації ISO 8373:1994 «Маніпуляційні промислові роботи. Словник».

Номинальна вантажність ПР – найбільше значення маси об'єктів маніпулювання або технологічної оснастки, включаючи масу **захватного пристрою**, при якій гарантується їх затиск, утримування і забезпечення встановлених значень експлуатаційних характеристик ПР. **Максимальна вантажність ПР** – найбільше значення маси об'єктів маніпулювання або технологічної оснастки, включаючи масу **захватного пристрою**, при якій не виникає поломки чи руйнування ПР у випадку обмеження допустимих умов роботи по відношенню до умов, прийнятих для номінальної вантажності.

Простір руху ПР – простір, у якому можуть знаходитися рухомі частини ПР під час його руху. **Робочий простір ПР** – простір, в якому **захватний пристрій** виконує свої функції відповідно до призначення ПР та встановлених значень його характеристик.

Технічні характеристики ЗП поділяються на п'ять груп. У першу групу об'єднуються показники, що є загальними для всіх типів ЗП, у другу – додаткові показники до механічних захватів, у третю – до вакуумних ЗП, у четверту – до магнітних ЗП, у п'яту – до струменевих ЗП. Номенклатура загальних показників ЗП є такою:

1. Номинальна вантажність, кг.
2. Сили затиску, Н.
3. Граничні значення прикладених сил і моментів, Н або Н·м.

4. Розміри захоплюваного об'єкта (мінімальні, максимальні).
5. Точність утримання об'єктів.
6. Час затиску, с.
7. Час розтиску, с.
8. Середнє напрацювання на відмову (характеризує надійність), год.
9. Тип приводу.
10. Габаритні розміри ЗП, мм.
11. Маса ЗП, кг.
12. Умови експлуатації:
 - 12.1. Діапазон температури, °С.
 - 12.2. Відносна вологість, %.

Характеристики ЗП другої, третьої, четвертої та п'ятої груп відповідно:

1. Характеристики механічних ЗП:
 - 1.1. Сили на вихідній ланці приводу, Н.
 - 1.2. Максимальне переміщення вихідної ланки приводу, мм.
 - 1.3. Тиск робочого середовища приводу, Мпа.
 - 1.4. Потужність приводу, Вт.
2. Характеристики вакуумних ЗП:
 - 2.1. Розміри контактної площі присмоктувача, мм.
 - 2.2. Номінальний тиск у порожнині присмоктувача, Мпа.
3. Характеристики магнітних ЗП.
 - 3.1. Число ампер-витків.
 - 3.2. Розміри площі контакту, мм².
 - 3.3. Потужність приводу, Вт.
4. Характеристики струменевих ЗП.
 - 4.1. Кількість сопел на торці ЗП.
 - 4.2. Розміри сопла присмоктувача, мм.
 - 4.3. Потужність приводу, Вт.

Основні вимоги до конструкції захватних пристроїв співпадають із основними вимогами до якості ПР (за ГОСТ 4.480-87 або СТ СЕВ 5335-85) і в більшості повторюють наведену вище номенклатуру основних показників ЗП. Крім того, до ЗП висувають додаткові вимоги як загального характеру, так і спеціальні, пов'язані з конкретними умовами роботи.

До обов'язкових загальних вимог відносять надійність затиску і утримання об'єкта, стабільність базування, неприпустимість пошкоджень або руйнування об'єктів маніпулювання (ГОСТ 26050-84).

Міцність ланок ЗП повинна бути достатньою при мінімальних їх розмірах і масі. Особлива увага повинна бути звернена на надійність кріплення ЗП до руки робота.

Гнучкість ЗП. Під гнучкістю затиску розуміється його здатність швидко переналагоджуватися на різний тип деталей та їх розміри, можливість регулювання сил затиску, або конструктивних параметрів, які впливають на процес затиску (наприклад, кут затискних призм і т. ін.), здатність затискувати об'єкти, які не точно орієнтовані щодо затискних елементів, а також здатність центрувати і (або) базувати застиснені деталі.

Забезпечення необхідних умов затиску деталей. Існує багато складних умов роботи, коли ЗП разом з роботом повинні автоматично підналагоджуватися до можливих факторів, що виникають у процесі затиску та маніпулювання деталі. Так, наприклад, під час обслуговування роботом верстатних комплексів, що виконують фінішні операції, де якість поверхні деталі має важливе значення, ЗП робота повинен утримувати об'єкт маніпулювання з точно розрахованими необхідними силами затиску, щоб не пошкодити її. Для вирішення даної задачі ПР повинен реагувати на зміну прискорень, які виникають під час руху руки ПР, на зміщення вершин затискних призм у процесі затиску деталей різних розмірів та ін. Всі ці фактори повинні комплексно

досліджуватися для отримання найбільш доцільного варіанту конструкції ЗП.

Пружність (податливість) ланок ЗП. Під пружністю розуміється здатність конструкції ЗП або деякої складової частини, пов'язаної з ним (наприклад, рука робота — пружний елемент — ЗП), до пружної деформації під впливом зовнішніх сил або моментів. Під час зняття зовнішньої дії система повертається в положення рівноваги.

Пружне захоплення дозволяє адаптуватися до незначних нерівностей поверхні деталі за рахунок власної пружної деформації. Він також дозволяє гасити перевантаження, що виникають при зіткненні з перешкодами.

Податливість ЗП або руки робота дозволяє, наприклад, компенсувати похибки під час затиску деталі в базуючому пристрої, викликане похибкою позиціонування робота. Якщо пружний елемент розміщений між ЗП і рукою робота, то такі конструкції називаються пристроями пасивної податливості з віддаленим центром. До складу такої конструкції входять з'єднувальні фланці сполучені пружинами. Один з цих фланців кріпиться до робота, а інший — до ЗП, так що ЗП може відхилятися відносно руки робота. Це сприяє гасінню слабких зіткнень. У процесі виконання складальних операцій вони можуть виникнути, наприклад, при встановленні валів в отвори.

Пружні ЗП відрізняються підвищеною безпекою. Пружна конструкція дозволяє гасити контактні силові взаємодії. За відсутності пружності помилки в програмуванні та похибки в діях робота можуть привести до аварії.

Універсальність ЗП. Дана вимога має схожість із гнучкістю, але вона більш конкретно дозволяє оцінювати не тільки швидкість перналагодження різних конструкцій ЗП, а й здатність підлаштовуватися до деталей різної форми та величини їх розмірів, включаючи забезпечення того або іншого ступеня

антропоморфності затиску, а також різних вимог з утримування деталей у певному діапазоні.

Інформаційне оснащення ЗП. Воно залежить від типу ПР та визначається рівнем детермінованості зовнішнього середовища і вимогами виробничого процесу. Залежно від вимог виробництва на ЗП промислових роботів іноді необхідно передбачити встановлення різних за конструкцією і призначенням датчиків, які можна поділити на три категорії:

- *двійкові датчики*, до яких відносяться мікроперемикачі, оптичні і магнітні перемикачі, біметалічні термодатчики. Вони використовуються як індикатори наявності або відсутності деталі, для підтримки в певних межах значення деякої величини (тиск, температури і тому подібне) і як кінцеві перемикачі;

- *аналогові датчики*, до яких відносяться лінійно-диференційні перетворювачі, тензометри і п'єзоелектричні датчики, термодатчики. Їх використовують з вимірювальними приладами і аналого-цифровими перетворювачами для отримання кількісних характеристик;

- *масиви датчиків*, що вимагають додаткової обробки сигналу. До них відносяться розташовані на затискних елементах та в корпусі ЗП масиви тактильних датчиків, зорові елементи, п'єзоелектричні пристрої з активним збудженням. Використання цих пристроїв пов'язане з обробкою великої кількості інформації, тому вони з'єднуються послідовними або паралельними каналами з ЕОМ (пристроєм управління роботом) через спеціальний мікропроцесор. Використання даних компонентів дає можливість системі управління робота та його ЗП реагувати на наявність об'єкта маніпулювання, його форму, розміри, масу, сили затиску та ін.

Спеціальні вимоги до ЗП формулюють залежно від умов виробництва. До них можуть відноситися такі: вибухонебезпечність і жароміцність (під час роботи в гарячих

цехах); стійкість до дії агресивних середовищ (під час роботи в цехах гальванопокриттів) та інші вимоги.

Підсумовуючи вищесказане відмітимо, що *особливу увагу* у процесі створення ЗП необхідно приділяти таким вимогам:

- сили затиску деталі повинні бути достатніми для надійного утримання деталі при всіх режимах її переміщення з недопущенням надлишкових сил;

- кількість та розміщення місць (“точок”) затиску повинні забезпечувати надійний затиск деталей з мінімально необхідними для цього силами;

- затиск деталей повинен здійснюватися з урахуванням фізико-механічних властивостей деталей, виключаючи поломку деталей та пошкодження якості їх поверхонь;

- ЗП повинні бути швидкодіючими;

- форма і розміри затискних елементів повинні відповідати формі і розмірам утримуваних деталей з урахуванням прийнятої схеми базування деталі в ЗП та забезпеченням необхідної точності розміщення деталі в захваті;

- ЗП повинні забезпечувати зручне захоплення деталі у вихідній позиції подавального пристрою та встановлення в робочу і приймальну позиції;

- під час використання змінних захватів та змінних їх елементів необхідно передбачити: взаємозамінність їх стикових поверхонь; високу точність і жорсткість стикування; легкість, швидкість і зручність зміни захватів. Стикування повинно бути як за механічними параметрами, так і за передачею сил і рухів на захват, а також за енергетичними та інформаційними комунікаціями.

- забезпечення необхідної міцності, жорсткості та динамічної якості конструкції захвата при мінімальних масо-габаритних параметрах, оскільки захват є кінцевою ланкою високорухомої руки робота.

- використання простих, надійних та стандартизованих конструктивних рішень.

1.4. Оцінка якості захватних пристроїв

Для об'єктивної оцінки якості розроблюваної конструкції ЗП необхідно мати систему показників, які найбільш повно представлятимуть їх основні характеристики.

Виходячи з особливостей будови та функціонування ЗП, якість їх конструкцій можна визначити за такими показниками:

1. Показник гнучкості ЗП враховує можливість захвату переналагоджуватися на роботу з різними деталями, інструментами і ін. Такий показник може оцінюватися подібно як у гнучких виробничих системах і бути:

$$P_{Гс} = 1 - \frac{1}{n};$$

де n – кількість можливих станів захвату, які можуть бути забезпечені зміною затискних елементів та інших його частин, що дозволяє значно розширити можливості робота.

Другою складовою показника гнучкості є час виконання переналагодження захвату, який визначається:

$$P_{Гн} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n t_{H_i}}{T_{П}};$$

де $\sum_{i=1}^n t_{H_i}$ – сумарний час переналагодження захвату за плановий час ($T_{П}$) експлуатації робота.

Загальний показник гнучкості захвату буде:

$$P_{Г} = \frac{K_{Гс} \cdot P_{Гс} + K_{Гн} \cdot P_{Гн}}{2};$$

де $K_{Гс}; K_{Гн}$ – вагові коефіцієнти, які враховують (за експертними чи ін. оцінками) значимість тієї чи іншої складової загального показника.

Прийнята система оцінки як у наведеному, так і в наступних висновках, забезпечує зміну відзначених показників від нуля до одиниці, що є зручним для порівняльного визначення якості захватів.

2. Показник універсальності захватів враховує діапазон розмірів утримуваних деталей. Так, для ЗП з призматичними затискними елементами (рис.1.3.) вказаний показник буде:

$$P_y = 1 - \frac{D_{\min}}{D_{\max}};$$

де $D_{\min}; D_{\max}$ – відповідно, мінімальний та максимальний діаметри, які можуть утримуватися захватом.

3. Показник масо-габаритних характеристик захвату. Даний показник є досить важливим оскільки він, значною мірою, визначає якість конструктивного виконання ЗП. Даний показник залежить від силового навантаження на захват, а, відповідно, від ваги транспортованих деталей та умов їх утримання. Тому:

$$P_M = 1 - \frac{G_z}{G_d};$$

де G_z, G_d – відповідно вага захватного пристрою та вага утримуваної деталі.

Даний показник прийнятий за умови $G_z \leq G_d$, що характерно практично для всіх існуючих конструкцій захватів.

4. Показник точності ЗП. Указаний показник визначає, з якою точністю утримувана деталь знаходиться в захваті, як в залежності від точності його виготовлення, так і особливостей функціонування ЗП.

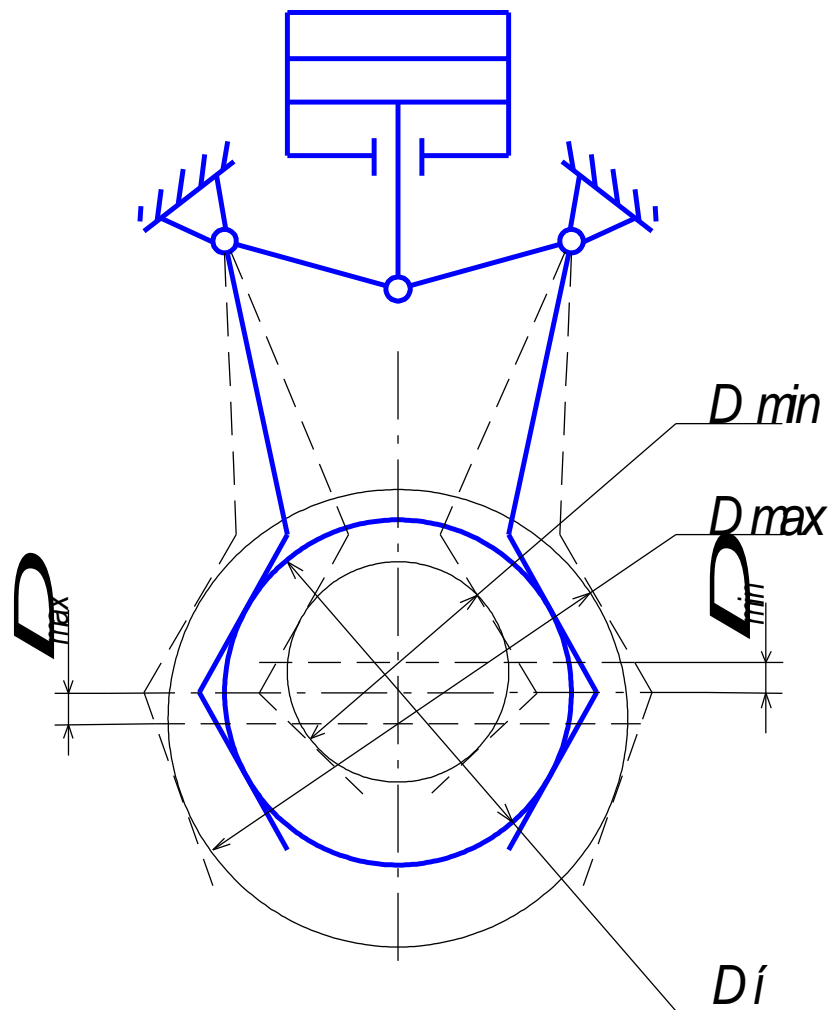


Рис.1.3. Розрахункова схема положення утримуваних деталей захватом

Показник точності виготовлення захвату (Π_{TB}) є багатофакторним, оскільки залежить від багатьох параметрів точності виготовлення окремих деталей ЗП і точності з'єднання їх між собою. При цьому ці показники можуть визначатися в різних напрямках положення деталі в захваті. В загальному вигляді цей показник відповідно буде:

$$\Pi_{TB} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n \bar{w}_i}{\delta};$$

де $\sum_{i=1}^n \bar{w}_i$ – векторна сума складових похибки виготовлення захвату;

δ – необхідна точність положення деталі в захваті робота в заданому напрямку. В ряді випадків δ – може визначатись як похибка позиціонування робота.

Показник точності функціонування захвату ($\Pi_{T\phi}$) може проявлятися за різних умов його роботи. Наприклад, точність взяття захватом деталі із вихідної позиції залежно від її конструктивного виконання, особливостей базування деталі в цьому пристрої і ін. Суттєво важливим є те, що в досліджуваних захватах положення утримуваної деталі, значною мірою, залежить від діаметра деталі. Так, на рис.1.3. показано, що зі зміною діаметра утримуваної деталі від D_n до D_{min} – положення центру деталі змінюється на Δ_{min} , а при зміні діаметра деталі від D_n до D_{max} буде Δ_{max} .

Таким чином, відзначений показник точності буде:

$$\Pi_{T\phi} = 1 - \frac{\Delta_{min} + \Delta_{max}}{D_n / 2}.$$

У підсумку загальний показник точності ЗП буде:

$$\Pi_T = \frac{K_{T_B} \cdot \Pi_{T_B} + K_{T\phi} \cdot \Pi_{T\phi}}{2};$$

де $K_{T_B}; K_{T\phi}$ – відповідні вагові коефіцієнти точності.

5. Показник швидкодії ЗП. Даний показник визначає з якою швидкістю здійснюється процес затиску (розтиску) деталі. Його величина може визначатись за різних умов. Доцільніше таку оцінку виконувати як відношення часу затиску (розтиску) – t_3 до середнього часу руху робота за всіма ступенями його рухомості.

Тоді:

$$P_{ш} = 1 - \frac{t_3}{\sum_{i=1}^n t_i / p};$$

де $\sum_{i=1}^n t_i$ – сумарний час руху ланок робота на максимальну величину можливих їх переміщень; p – кількість ступенів рухомості.

Наведений показник має місце за умови, коли $t_3 \leq \sum_{i=1}^n t_i / p$, що характерно практично для всіх роботів.

Відповідно до вищенаведеного загальний показник якості ЗП промислових роботів буде:

$$P = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot K_i}{n} = \frac{P_{Г} \cdot K_{Г} + P_{У} \cdot K_{У} + P_{М} \cdot K_{М} + P_{Т} \cdot K_{Т} + P_{ш} \cdot K_{ш}}{n};$$

де P_i ($P_{Г}; P_{У}...$) – окремі показники оцінки якості; K_i ($K_{Г}; K_{У}...$) – коефіцієнти, які визначають вагомість різних показників. Їх величина вибирається в межах $0 \div 1$; n – число прийнятих показників якості.

Таким чином, наведена система показників, яка за необхідності може бути розширена, дозволяє комплексно оцінювати якість виконання та функціонування ЗП як одного із відповідальних механізмів ПР.

РОЗДІЛ 2

СТРУКТУРА БУДОВИ ТА ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ

2.1. Загальні особливості структури захватних пристроїв

Механічні захвати є одними із важливих механізмів конструкцій промислових роботів. У загальному вигляді всі вони складаються з таких основних частин: привід; проміжні передачі (механізми); важелі з затискними елементами; корпусні та базові деталі; інформаційно-вимірювальні елементи. Узагальнена структура виконання таких захватів наведена на рис. 2.1.

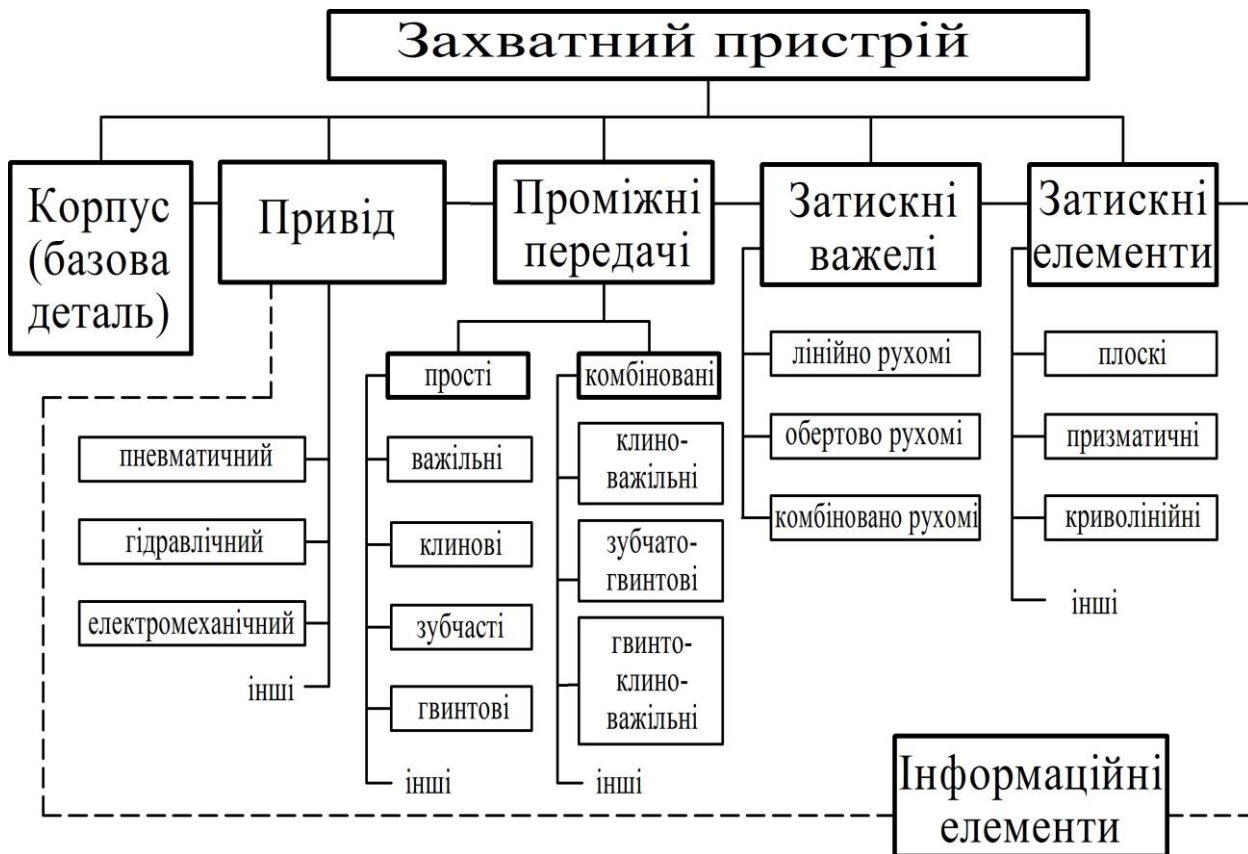


Рис.2.1. Узагальнена структура будови ЗП

Важливим є також представлення структури функціонування захватних пристроїв у рамках експлуатації промислового робота та роботизованого комплексу.

Структура функціонування (для усталеного циклу) однозахватного та двозахватного промислового робота, з урахуванням додаткових умов виконання різних етапів роботи, наведена на рис.2.2 та 2.3.

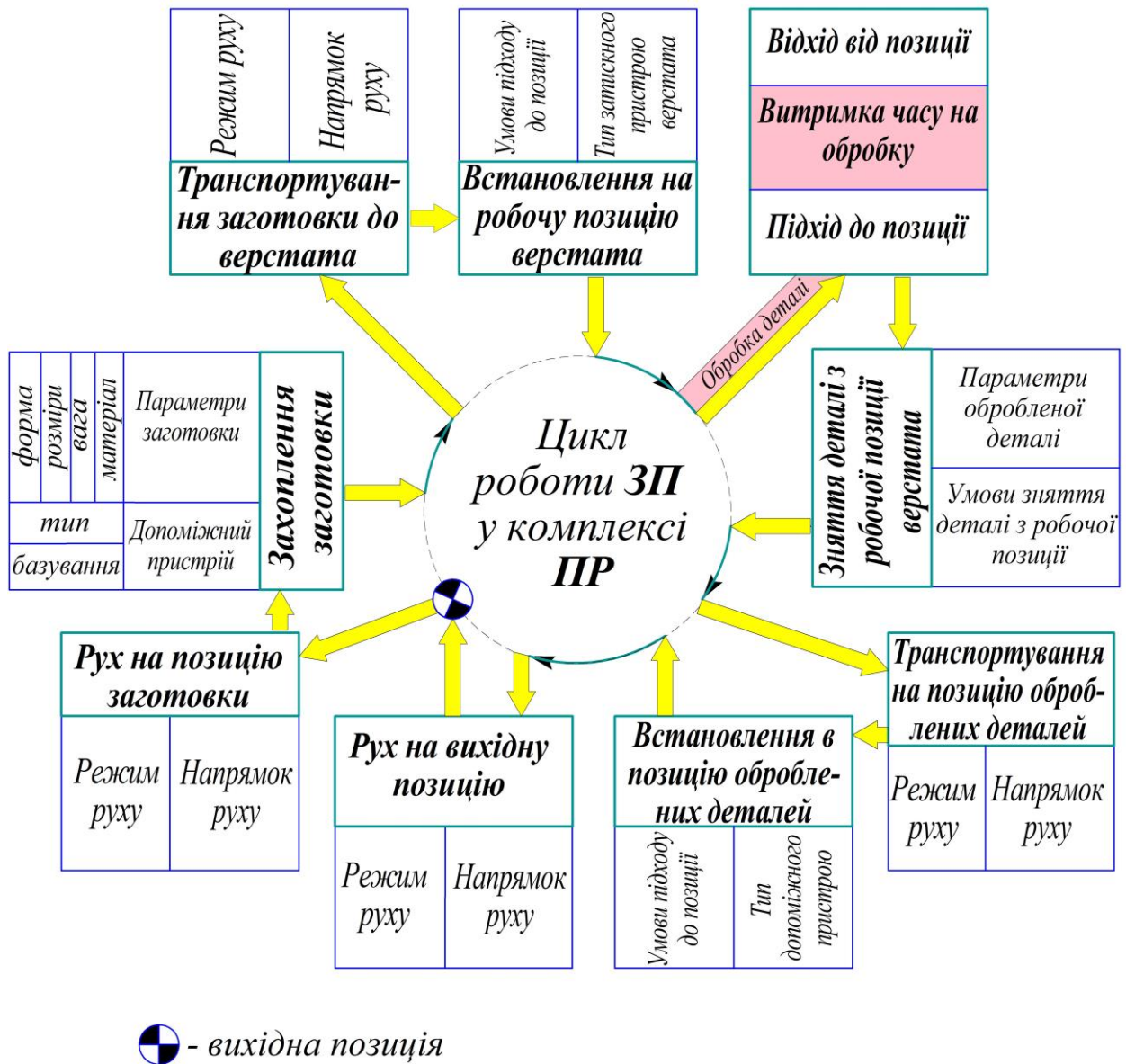
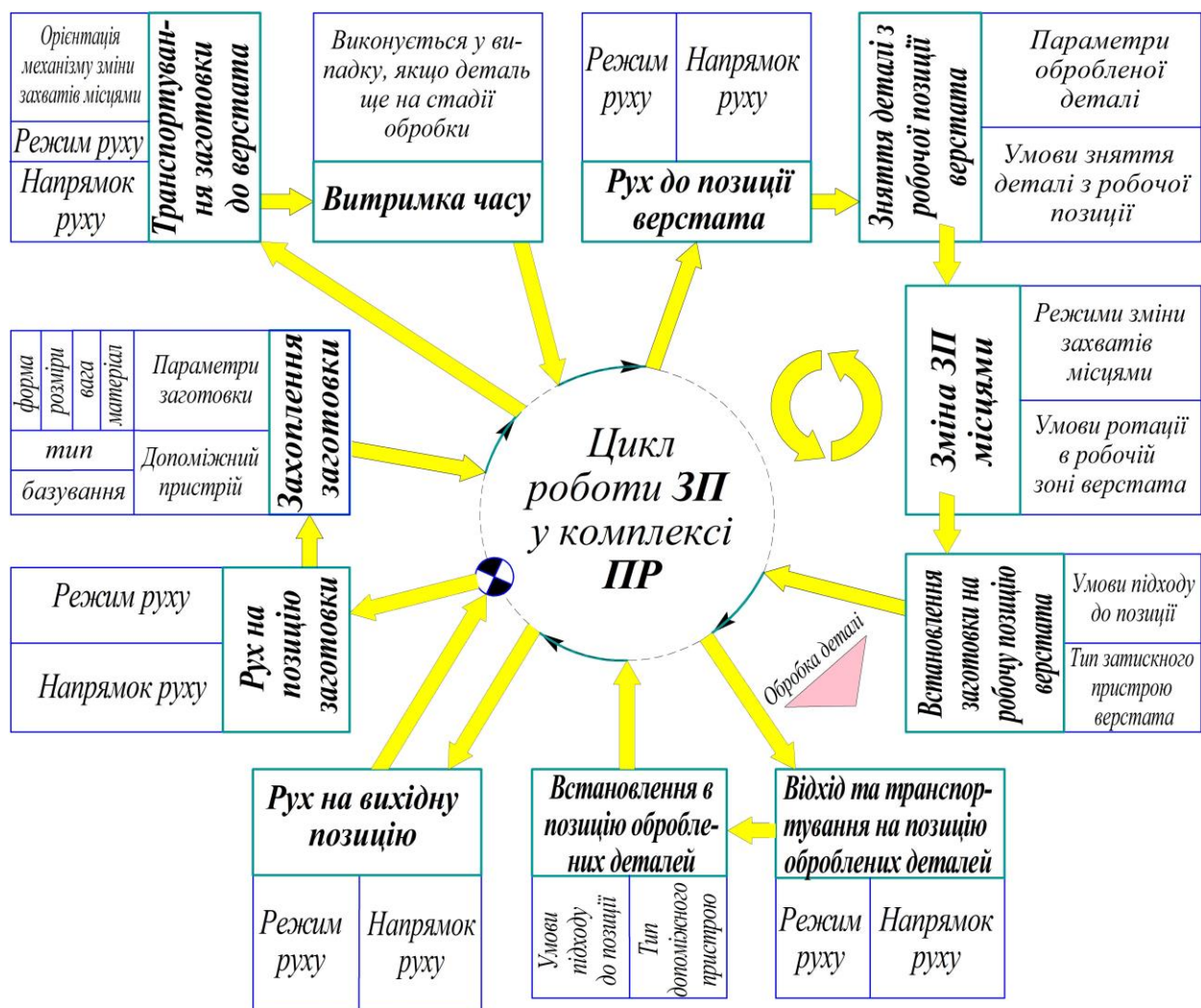


Рис.2.2. Узагальнена структура функціонування ЗП для однозахватного ПР

У текстовому варіанті приклад такої структури має вигляд: підхід ЗП з вихідної позиції до позиції заготовок → захоплення заготовки із пристрою подавання → транспортування до верстата → встановлення в пристрій верстата → відхід від робочої позиції верстата з витримкою часу на період обробки деталі → підхід до робочої позиції верстата → захоплення обробленої деталі в робочій

позиції верстата → відхід від робочої позиції верстата → транспортування деталі до приймального пристрою оброблених деталей → встановлення деталі в приймальний пристрій → переміщення на вихідну позицію, і т.ін. За вихідну позицію ЗП в даній структурі взято момент часу перед початком його руху на позицію заготовок. Можна за вихідну позицію брати й інший момент часу. Наведена структура також може корегуватися залежно від кількості рук та захватних пристроїв в конструкції робота.



⊕ - вихідна позиція

Рис.2.3. Узагальнена структура функціонування ЗП для двозахватного ПР

В наведених структурах детально та наглядно представлені всі основні етапи функціонування робота із ЗП з реалізації циклу

завантаження і розвантаження верстата та факторів, які впливають на ці процеси.

2.2. Кінематична структура ЗП

Пошук найбільш доцільних виконань ЗП промислових робіт вимагає визначення усіх його можливих конструктивних варіантів. Їх ґрунтовний аналіз необхідно виконувати на структурному рівні, для чого розроблена відповідна методика. Спочатку виконано визначення основних складових ЗП та умови їх з'єднання і функціонування в конструкції. До таких складових, у першу чергу, необхідно віднести:

- двигун (Д) приводу ЗП, який може бути конкретизований: двигун пневматичний ($D_{п}$), двигун гідравлічний ($D_{г}$), двигун електричний ($D_{е}$);
- проміжні передачі (П), які можуть мати різне виконання: важільні механізми ($P_{в}$), клинові механізми ($P_{к}$), зубчасті (зубчасто-рейкові) механізми ($P_{з}$), гвинтові механізми ($P_{г}$) та ін;
- затискні елементи: одноточкові ($ZE_{от}$), двоточкові ($ZE_{дт}$), багатоточкові ($ZE_{от}$).
- утримувана деталь (УД).

З урахуванням наведеної елементної бази ЗП їх конструкції можна представити у вигляді структурної формули та відповідної кінематичної схеми. Для ЗП з електричним приводом, гвинтовим і важільними механізмами та двоточковими затискними елементами згідно із структурою (рис.2,4, а) кінематична схема такого захвату матиме вид наведений на рис.2.4, б.

Подібно на основі розробленої методики можна розглядати інші структурні варіанти ЗП, а також знаходити усі можливі їх виконання, аналізуючи які, визначати найбільш прийнятні схеми.

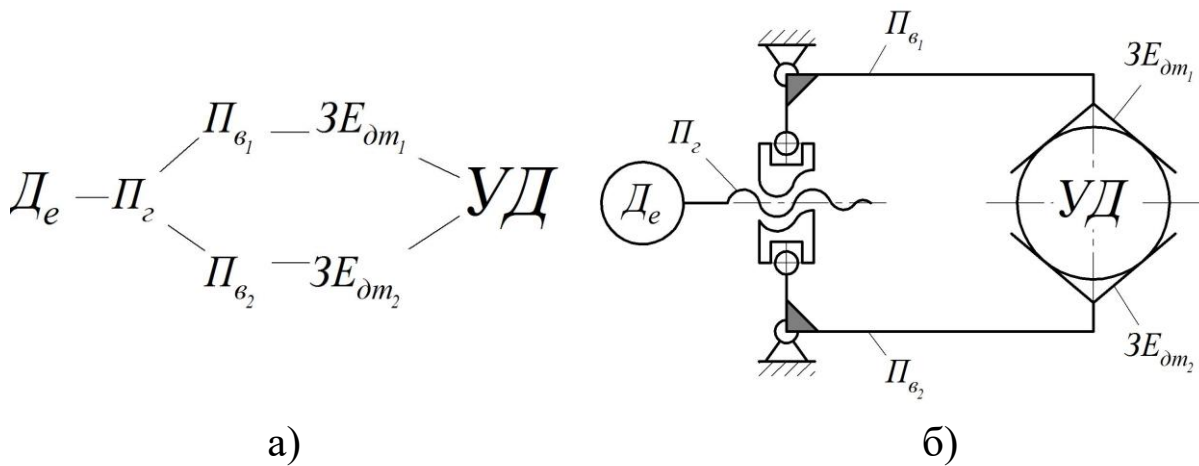


Рис.2.4. Кінематична структура та схема ЗП

2.3. Кінематико-силова структура захватних пристроїв робіт

Як зазначалося вище, захватні пристрої промислових робіт мають велику кількість різновидів їх виконань. Ефективному визначенню доцільних варіантів захватних пристроїв має передувати їх комплексний аналіз.

Одним із етапів такого аналізу є представлення конструкцій ЗП у вигляді кінематико-силових схем та відповідних структур [73].

Це дозволяє конкретизувати дослідження ЗП за кінематичними та силовими параметрами. Для цього кінематичні схеми ЗП представляються в ще більш спрощеному та зручному для аналізу вигляді з відповідним формульним визначенням силового балансу ЗП. Так, вищенаведена кінематичну схему (рис.2.4, б), але з одноточковими затискними елементами можна представити кінематико-силовою схемою – рис.2.5, а. На даній схемі представлені передавальні відношення механізмів, що використовуються (гвинтового – i_r та важільного – i_b), а також сили затиску (P_1 ; P_2) деталі, що утримується. Баланс передачі сил (кінематико-силова структура), для такого ЗП, між привідною силою двигуна (Q) та силами затиску (P) буде – рис.2.5, б:

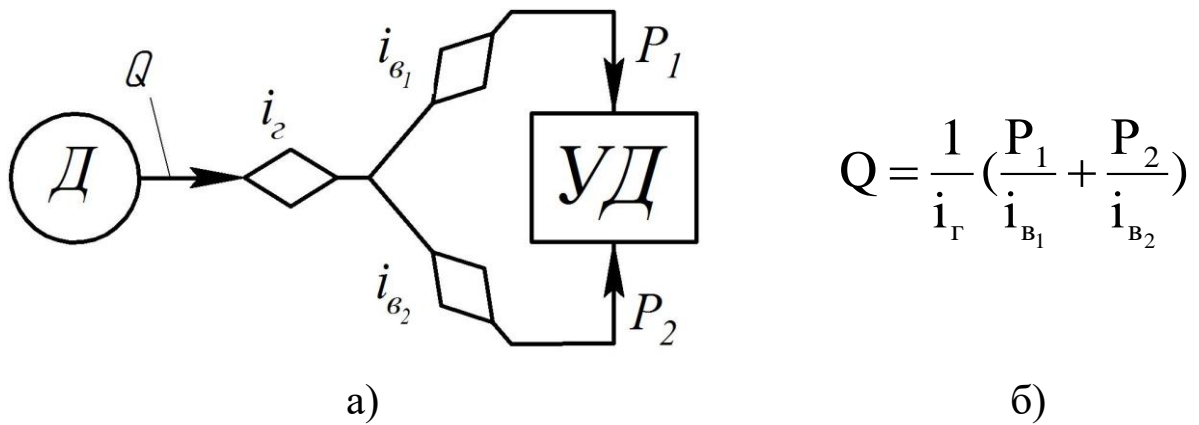


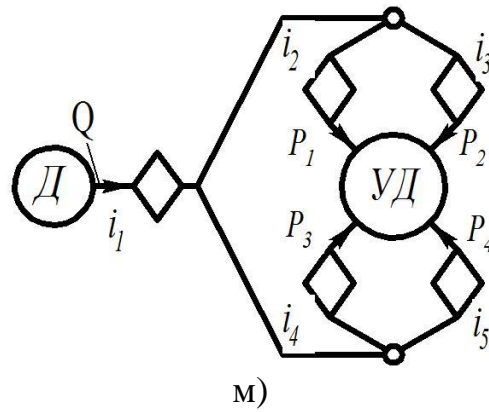
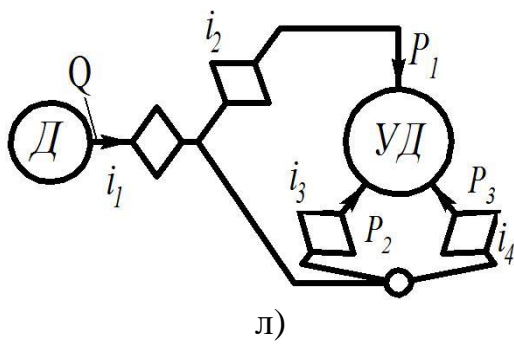
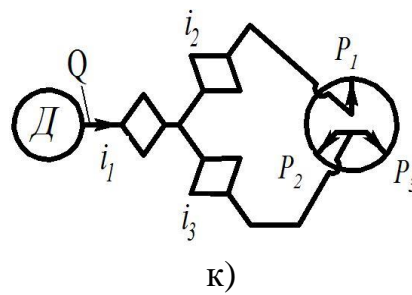
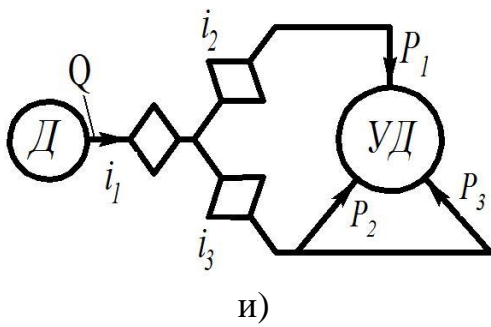
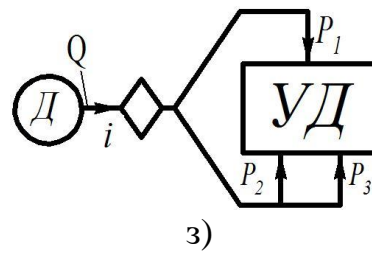
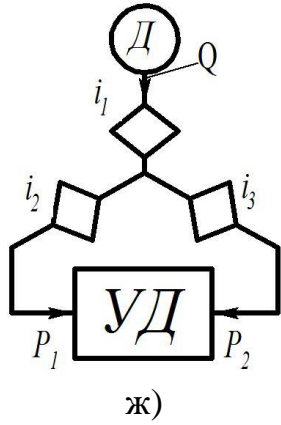
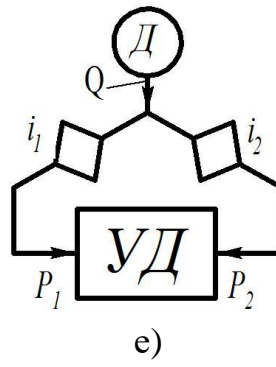
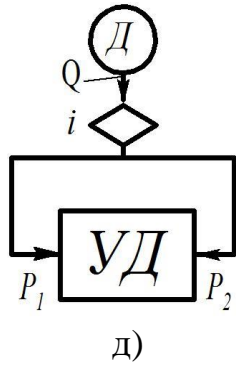
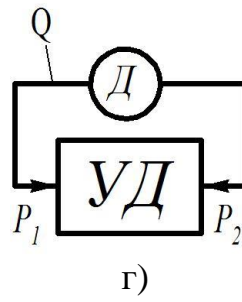
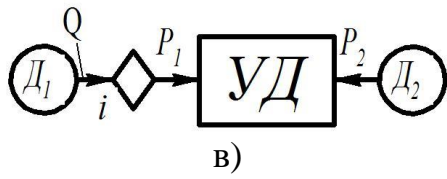
Рис.2.5. Кінематико-силова схема та формула балансу сил ЗП

З урахуванням запропонованих рекомендацій, нижче розглянуті структурні схеми типових варіантів ЗП (рис.2.6).

Так, найбільш простим виконанням захвата може бути конструкція з однією нерухомою ланкою, до якої здійснюється притискання деталі рухомою ланкою, яка напряму отримує рух від двигуна (Д) приводу. Кінематико-силова схема такого захвату має вигляд (рис. 2.6, а).

Другим різновидом такого захвату може бути конструкція (рис. 2.6, б), в якій рухома ланка отримує рух від двигуна через передавальну передачу з відповідним передавальним відношенням (i). Подібно можна представити структуру захватного пристрою, де рухомими є обидва важелі, причому один рухається від першого двигуна (Д₁), через проміжну передачу (i), а другий, безпосередньо, – від другого двигуна (Д₂) (рис. 2.6, в). Таке ж виконання може бути, коли рух від другого двигуна також передається через проміжну передачу.





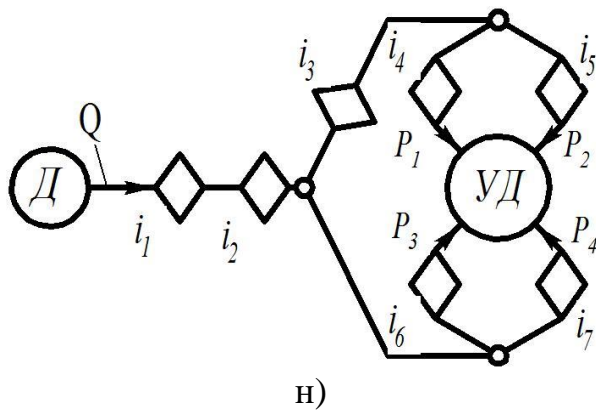


Рис.2.6. Кінематико-силові схеми захватів

Можуть реалізуватися також захвати з одним двигуном і двома рухомими ланками без проміжних передач (рис. 2.6, г). Більш доцільним буде виконання захватного пристрою з одним двигуном, проміжною передачею і двома рухомими затискними важелями (рис.2.6, д). Такі схеми простіші за конструкцією, оскільки мають один двигун та елемент регулювання у вигляді проміжної передачі.

Подальшим удосконаленням захватів може бути варіант, у якому від двигуна рух передається на затискні важелі з їх окремими передавальними відношеннями i_1 та i_2 (рис.2.6, е).

Окремо слід розглядати структурну схему, що відтворює захват, який об'єднує в собі варіант за схемою – рис.2.6, д, та варіант – рис.2.6, е. Це, відповідно, буде реалізовано варіантом, представленим на рис.2.6, ж. До розглянутих варіантів можна додати й інші, де має місце більша кількість проміжних передач.

Всі вищенаведені структурні схеми відповідають умові затиску деталі у двох точках, що, в основному, прийнятне для утримання плоских деталей, де розподілені сили затиску по площинах затискних важелів замінюються зосередженими силами.

Більш фіксований затиск деталі буде при більшій кількості точок затиску. Так, при трьох точках затиску плоских деталей, де одна точка затиску здійснюється одним важелем, а дві інші – другим важелем, з рухом важелів від одного двигуна і однією проміжною передачею, структура пристрою має вигляд рис.2.6, з.

Подібна схема може використовуватися і для затиску деталей обертання як за зовнішню (рис.2.6, и), так і за внутрішню (рис.2.6, к) поверхні. Вони можуть бути як з одним, так і кількома проміжними передавальними механізмами.

За наявності двох точок затиску на одному важелі, особливо якщо важіль здійснює обертовий рух, може мати місце передача сил до кожної із цих точок з різним передавальним відношенням. Для порівняння розглянемо приклад (рис.2.6, л), який подібний до схеми (рис.2.6, и). До цього слід додати, що розгалуження рухів після двигуна чи передавальних механізмів може здійснюватися варіантами:

1. Жорстке розгалуження рухів, коли рухи розпочинаються і закінчуються одночасно по всіх ланках розгалуження.
2. Гнучке (шарнірне) розгалуження. Тобто, коли рухи розпочинаються одночасно, а закінчуватися спочатку може рух на одному ланцюгу (ланцюг доходить до контакту з деталлю), а рух по другому ланцюгу може ще продовжуватися, оскільки цей ланцюг ще не дійшов до контакту з деталлю.

Жорстке розгалуження на схемах позначається простими з'єднаннями ліній. Гнучке розгалуження позначається колом (див. рис.2.6, л). Подібні різновиди з'єднань можуть бути і в інших схемах.

Утримання циліндричних деталей найбільш часто здійснюється чотириточковим прикладанням сил затиску. Деякі структурні схеми таких захватів наведено на рис.2.6, м, н.

Використання наведеного структурного представлення конструкцій захватів дозволяє ґрунтовно аналізувати всі можливі різновиди принципів схем. Використовуючи їх, можна виконувати необхідні розрахунки та дослідження. Так, при силових

розрахунках спочатку визначають величину необхідних сил затиску P_1, P_2, \dots, P_i . За величиною цих сил (P_i) визначають необхідну силу на двигуні Q з урахуванням проміжних передач та їх передавальних відношень (i_i):

$$Q = \sum_{i=1}^n P_i / i_i .$$

За необхідності в це рівняння можуть додаватися додаткові сили, пов'язані з тертям в кінематичних парах, наявні сили пружин і ін., що може мати місце в конкретних конструкціях ЗП. Під час вибору раціональних структурних варіантів захватних пристроїв важливо, щоб вони забезпечували не тільки необхідні сили затиску, а й необхідні переміщення затискних важелів. Це важливо як для отримання мінімальних масо-габаритних характеристик захватів, так і для забезпечення їх максимальних функціональних можливостей, а також високої швидкодії та точності затиску деталей.

Деякі типові приклади кінематичних схем та їх структурні формули, а також кінематико-силові структури, представлено в табл.2.1.

Таблиця 2.1

Структура захватних пристроїв

Структурно-кінематичні варіанти		Кінематико-силові варіанти	
Кінематична структура	Кінематична схема	Кінематико-силова схема	Кінематико-силова структура
1	2	3	4
Двоточкові захватні пристрої			

$D - \Pi_K \begin{cases} \Pi_{B1} - 3E_{OT1} \\ \Pi_{B2} - 3E_{OT2} \end{cases} \rightarrow UD$			$Q = P_1 / i_{KM} i_{BM1} + P_2 / i_{KM} i_{BM2}$
---	--	--	---

Продовження табл.2.1

1	2	3	4
$D \begin{cases} \Pi_{B1} - 3E_{OT1} \\ \Pi_{B2} - 3E_{OT2} \end{cases} \rightarrow UD$			$Q = P_1 / i_{BM1} + P_2 / i_{BM2}$
Триточковий захватний пристрій			
$D - \Pi_3 \begin{cases} \Pi_{B1} - 3E_{OT} \\ \Pi_{B2} - 3E_{DT} \end{cases} \rightarrow UD$			$Q = P_1 / i_{3M} i_{B_{M1}} + (P_2 / i_{3e2} + P_3 / i_{3e3}) \cdot \frac{1}{i_{3M}} \cdot \frac{1}{i_{B_{M2}}}$
Чотириточковий захватний пристрій			
$D \begin{cases} \Pi_{B_{Ш1}} - \Pi_{B1} - 3E_{DT1} \\ \Pi_{B_{Ш2}} - \Pi_{B2} - 3E_{DT2} \end{cases} \rightarrow UD$			$Q = (P_1 / i_{3e4} + P_2 / i_{3e3}) \cdot \frac{1}{i_{B_{M2}}} \cdot \frac{1}{i_{B_{Ш2}}} + (P_3 / i_{3e2} + P_4 / i_{3e1}) \cdot \frac{1}{i_{B_{M1}}} \cdot \frac{1}{i_{B_{Ш1}}}$

РОЗДІЛ 3

КІНЕМАТИКА ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ

3.1. Загальні особливості будови та роботи захватних пристроїв

Для більш повного уявлення про будову захватних пристроїв, особливості їх функціонування та призначення окремих конструктивних елементів потрібно розглянути дані механізми в кінематичному аспекті. Це досить важливо у процесі аналізу великої кількості варіантів схем, а відповідно, конструкцій захватних пристроїв. Виконаний аналіз схем та конструкцій захватів показав, що їх варіанти визначаються як комбінації основних складових частин: двигуни (приводи), проміжні механізми (механізми передачі сил та рухів), затискні важелі, затискні елементи та ін. Головні особливості кінематичного виконання ЗП представлено на рис.3.1

Важливою складовою конструктивної будови захватних пристроїв є місце розташування його двигуна. Розділяють два основних варіанти, коли двигун привода вмонтований у конструкцію захвату, або винесений із цієї конструкції. Так, на рис.3.2 наведено приклад кінематичної схеми ЗП, де двигун привода вмонтований у ЗП, а кінематичну схему ЗП з приводом, який винесено на іншу ланку робота, представлено на рис.3.3.

Через деякі особливості призначення промислового робота, ЗП можуть виконуватися з індивідуальним приводом для кожного

із затискних елементів або затискних важелів. У випадку використання пневмо (або гідро) приводів, конструкція ЗП може виглядати так, як це показано на рис.3.4.

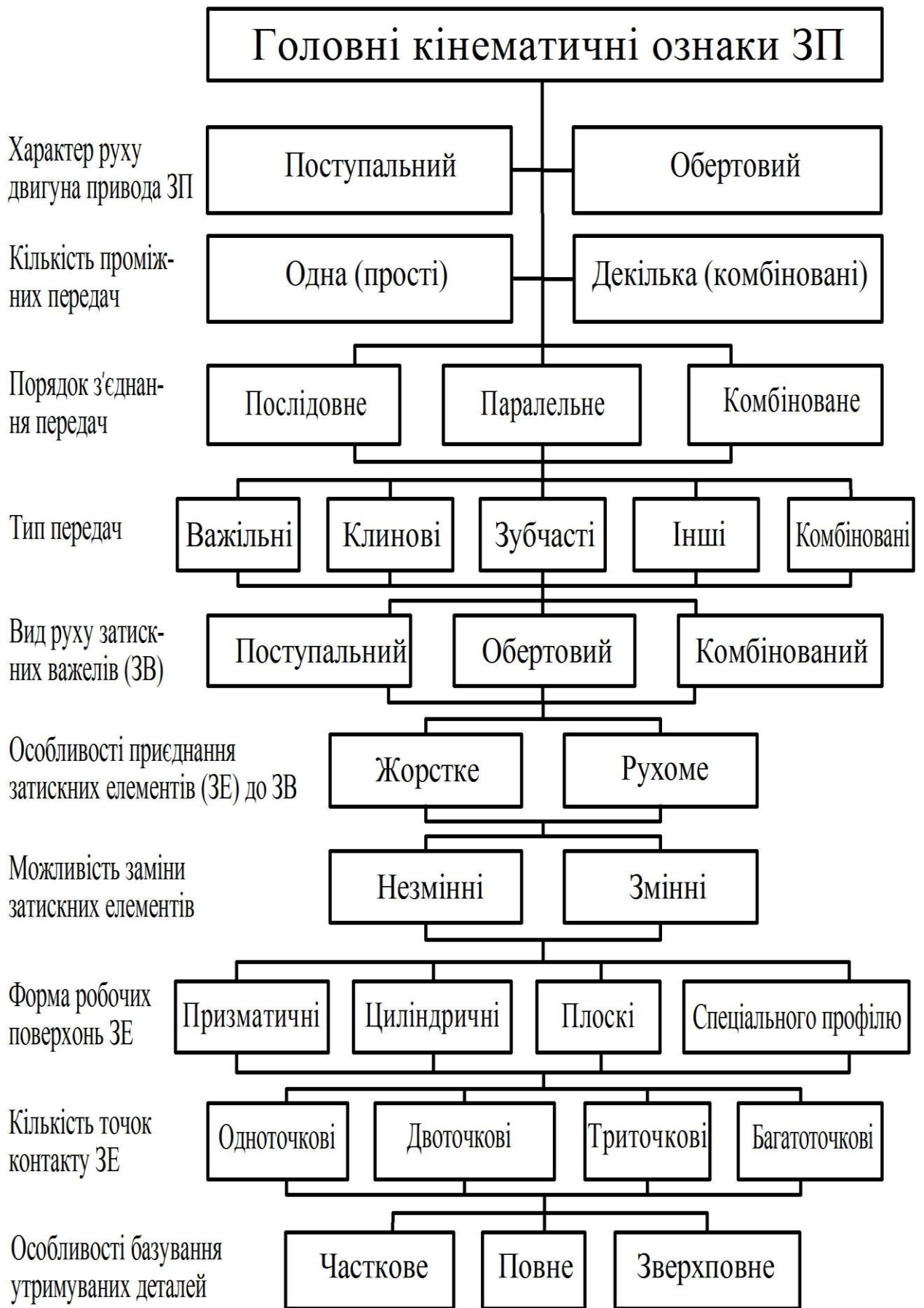


Рис.3.1. Кінематичні ознаки ЗП

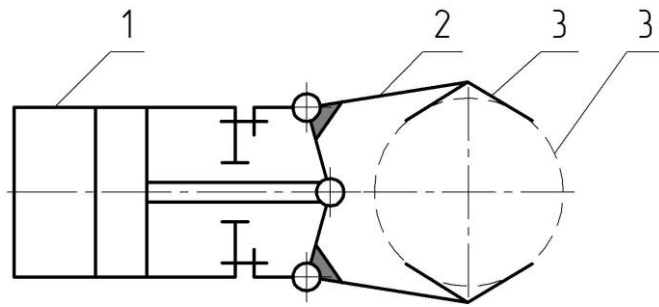


Рис.3.2. ЗП із вмонтованим приводом:

1 – двигун привода ЗП; 2 – затискний важіль;
 3 – затискний елемент (призма); 4 – утримувана деталь

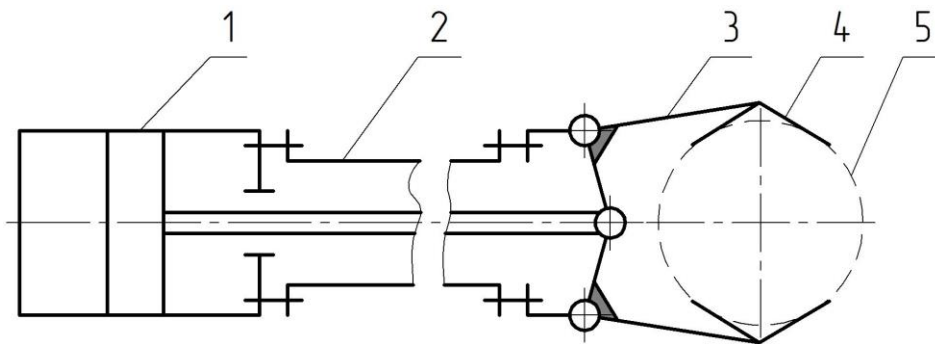


Рис.3.3. ЗП із винесеним двигуном привода на ланку робота:

1 – двигун привода ЗП; 2 – ланка руки робота; 3 – затискний важіль;
 4 – затискний елемент; 5 – утримувана деталь

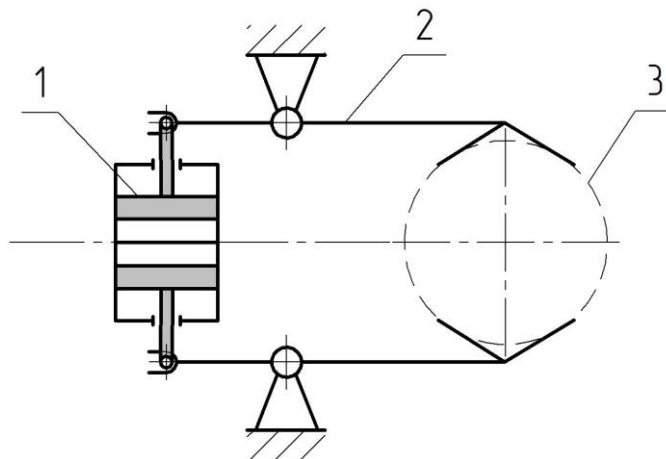


Рис.3.4. ЗП з індивідуальним приводом

на кожен затискний важіль:

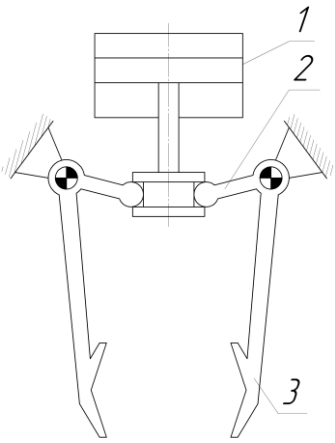
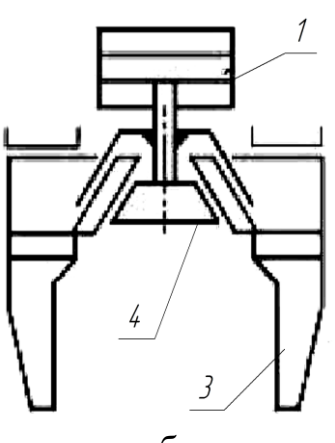
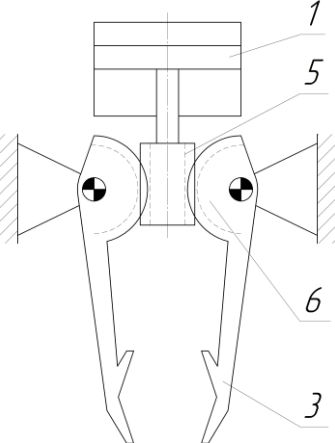
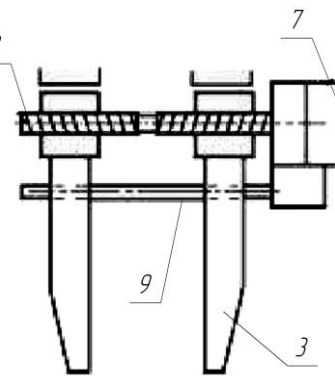
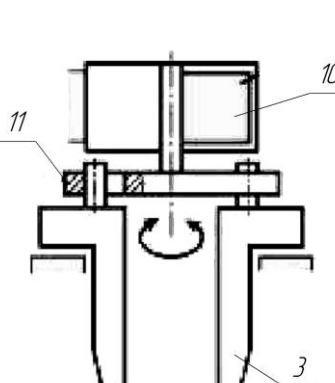
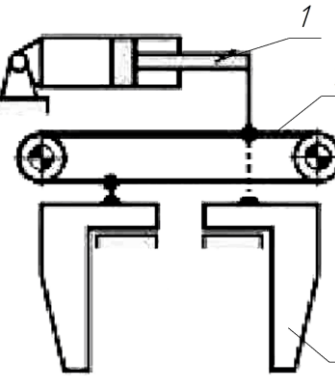
1 – двигун привода; 2 – затискний важіль; 3 – утримувана деталь.

Основне функціональне призначення *проміжних передач* ЗП полягає в передачі руху та сил з вихідної ланки двигуна на затискні

елементи. В якості проміжних передач використовують важільні, клинові, гвинтові, зубчато-рейкові та інші передачі та їх комбінації. Приклади використання різних видів проміжних передач з елементами конструктивного виконання ЗП представлено в табл. 3.1, де: 1 – двигун привода; 2 – важіль; 3 – затискні елементи; 4 – клин; 5 – рейка; 6 – зубчастий сектор; 7 – сервопривід; 8 – гвинт; 9 – напрямна; 10 – поворотний пневмодвигун; 11 – кулачок; 12 – стрічка (ланцюг).

Таблиця 3.1

Конструктивно-кінематичні схеми ЗП

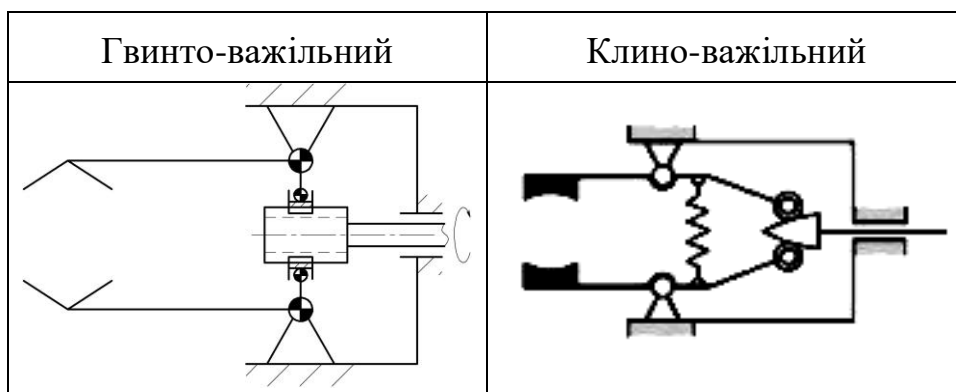
Важільні передачі	Клинові передачі	Зубчато-рейкові передачі
 <p>а</p>	 <p>б</p>	 <p>в</p>
Гвинтові передачі	Кулачкові передачі	Стрічкові (ланцюгові) передачі
 <p>г</p>	 <p>д</p>	 <p>ж</p>

За кількістю передач, що використовуються у конструкціях ЗП, вони поділяються на прості (з однією передачею, див.табл.3.1) та комбіновані (з декількома передачами, див.табл.3.2).

Затискні важелі ЗП, які є кінцевими ланками проміжних передач, призначені для закріплення затискних елементів. Вони часто виконуються постійними або змінними. Від цього суттєво залежать функціональні можливості ЗП, що визначається діапазоном форми та розмірів утримуваних деталей.

Таблиця 3.2

Кінематичні схеми ЗП з комбінованими проміжними передачами



Затискні елементи (ЗЕ) призначені для затиску та утримання деталей різної форми, якості їх поверхні, властивостей матеріалу та ін. Для забезпечення якісної несучої здатності ЗП важливою є форма їх затискних поверхонь, для чого часто ЗЕ є змінними (рис.3.5).

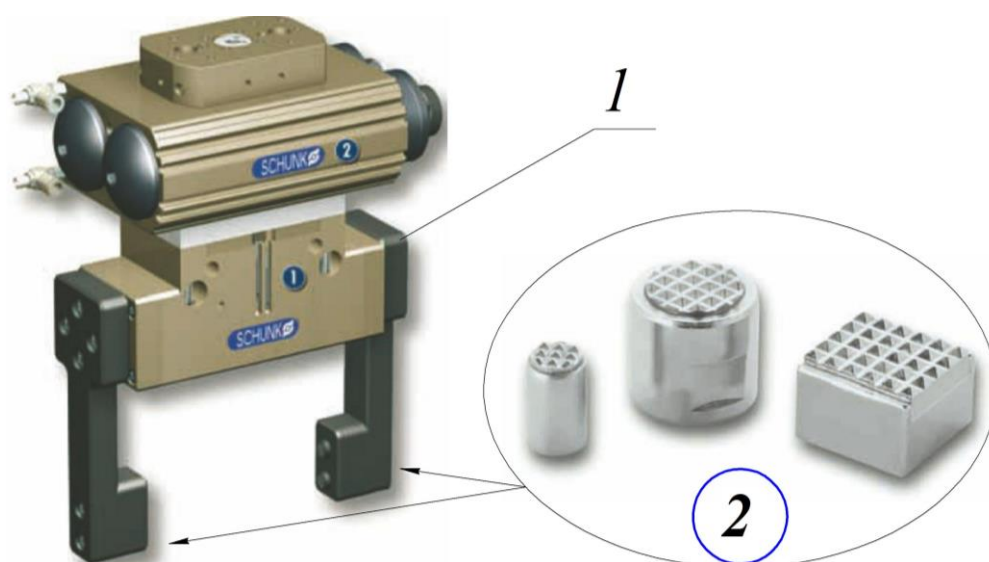


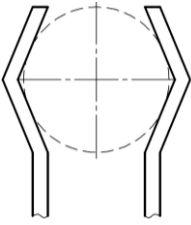
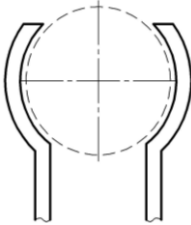
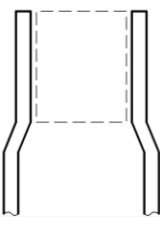
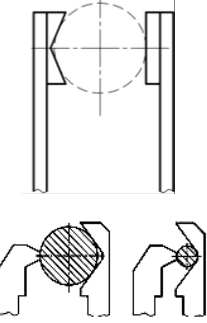

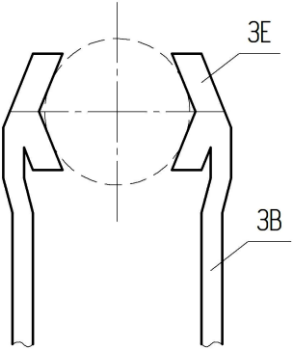
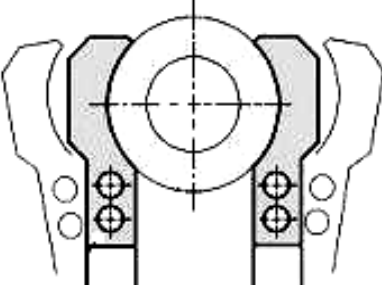
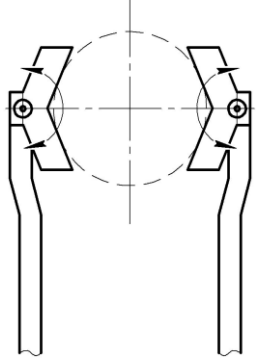
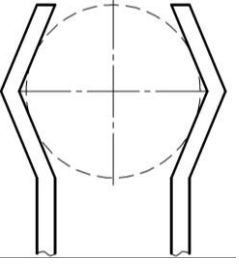
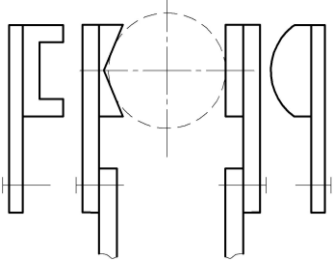
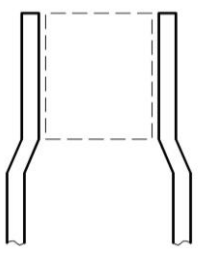
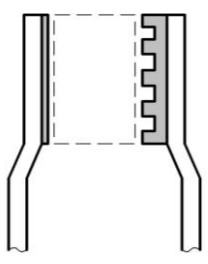
Рис.3.5. Змінні затискні елементи ЗП:

1 – захватний пристрій; 2 – змінні затискні елементи



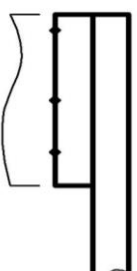

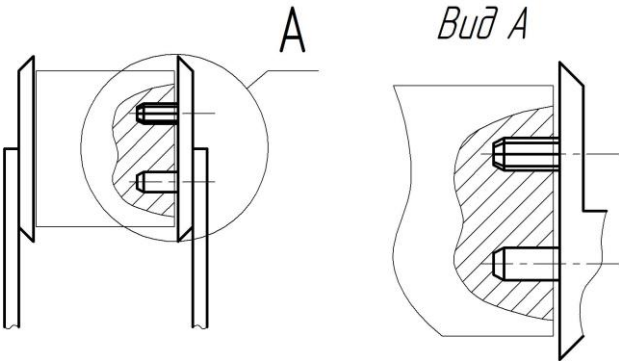
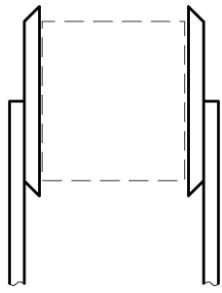
Приклади виконання затискних елементів з розподілом за приведеними характеристиками представлено у табл.3.3.

Таблиця 3.3

Затискні елементи захватних пристроїв

За формою затискних елементів (ЗЕ)				
				
Призматичні	Циліндричні	Плоскі	Комбіновані	Спец.профілю
За характеристикою приєднання ЗЕ до ЗВ				
				
Як одне ціле	Жорсткі	Рухомі		
За можливістю заміни затискних елементів			За використанням покриттів	
				
Незмінні	Змінні	Без покриття	З додатковим покриттям та накладками	

Продовження табл. 3.3

За кількістю точок контакту			
			
Одноточкові	Двоточкові	Багаточкові	Антропоморфні
За використанням базуючих елементів			
			
Повне базування		Часткове базування	

Основний розподіл ЗП на типові конструкції визначається типом використовуваних приводів та проміжних передач, що впливає на принципові особливості їх роботи.

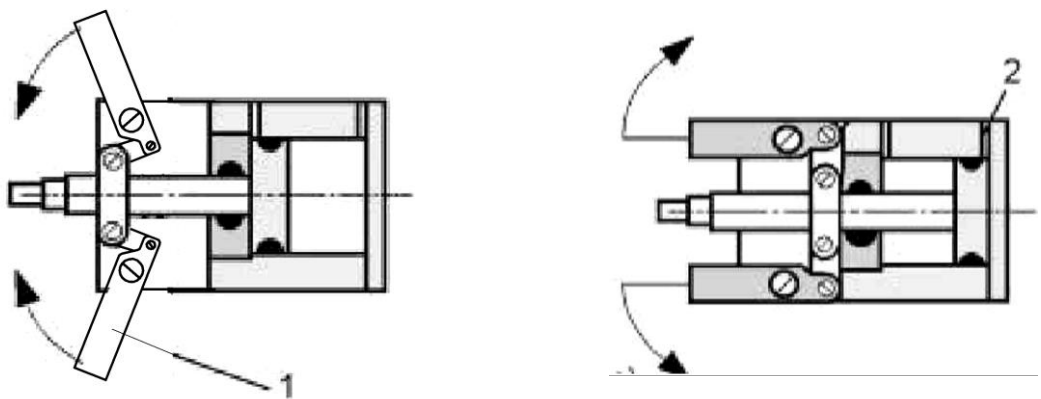
Використовувані приводи в ЗП. Рух затискних губок забезпечує пневмо-, гідро-, або електропривід. Переваги пневмопривода - простота конструкції, велика швидкодія, зручність підведення енергії, можливість використання в агресивних середовищах і зонах високих температур. Недолік — великі габаритні розміри при необхідності створення значних сил затиску. Гідропривід застосовують для забезпечення значних сил затиску при малих габаритних розмірах. Електроприводи найбільш зручні для керування та підведення енергії, але вимагають наявності проміжних механічних передач, що ускладнює їх конструкцію.

3.2. Кінематичні виконання захватних пристроїв

3.2.1. Загальні особливості використання проміжних передач ЗП

Важливою складовою ЗП є кінематичні їх особливості, які значною мірою визначаються використовуваними передавальними механізмами. Останні призначені для передачі руху від вихідної ланки двигуна до затискних важелів з можливим перетворенням виду руху, зміною сил затиску, величини переміщення затискних елементів та напрямку їх руху. Загальну силу затиску створює привід, який може виконувати поступальні чи обертові рухи, далі ідуть передавальні механізми (проміжні передачі), які можуть бути виконаними у вигляді важільних, гвинтових, клинових, кулачкових та інших механізмів. Залежно від виду проміжних механізмів, затискні важелі ЗП можуть виконувати поступальні, обертові та комбіновані рухи в процесі затиску деталі.

Приклади реалізації різних варіантів рухів затискних важелів за рахунок передавальних механізмів показані у вигляді конструктивно-кінематичних схем на рис 3.6, де: а) кутовий ЗП з шарнірно-важельним проміжним механізмом; б) паралельний ЗП з клиновим проміжним механізмом; в) паралельний ЗП з шарнірно-важельним проміжним механізмом та індивідуальним приводом для кожного важеля; г) паралельний ЗП з кулачковим та паралелограмними проміжними механізмами.



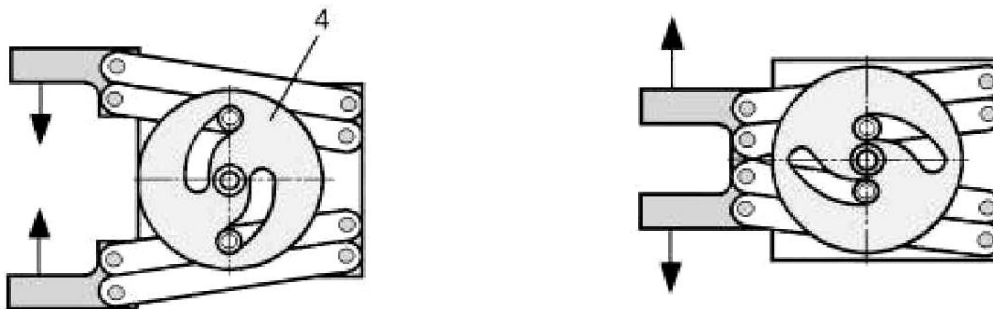
а)



б)



в)



г)

Рис.3.6. ЗП з різними проміжними механізмами:

- 1 – затискні важелі; 2 – двигун привода;
- 3 – напрямні затискних важелів; 4 – кулачки.

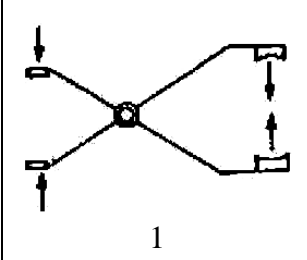
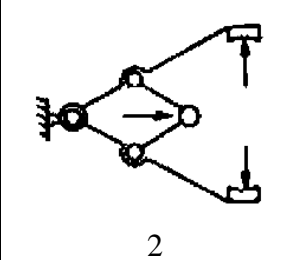
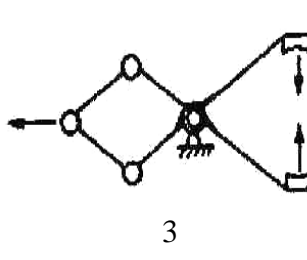
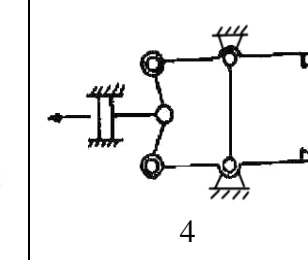
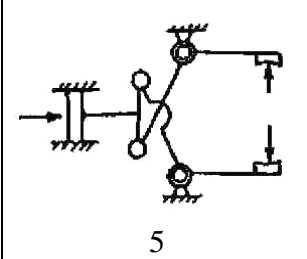
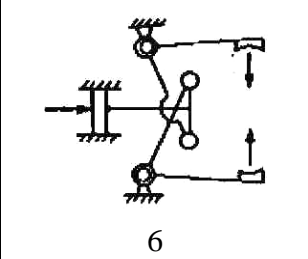
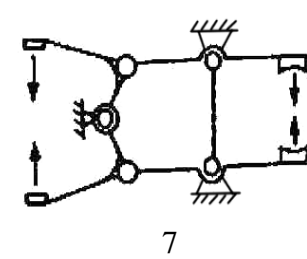
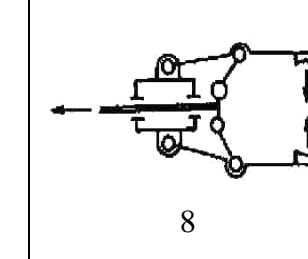
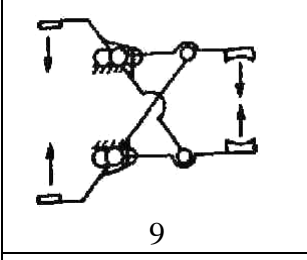
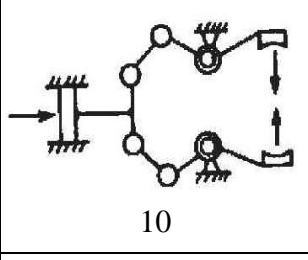
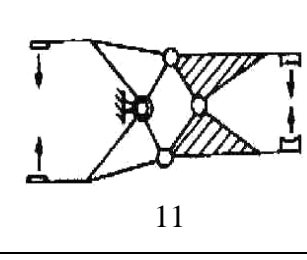
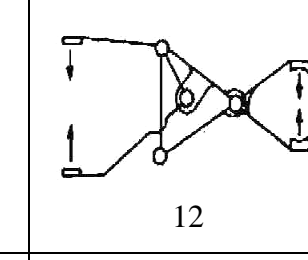
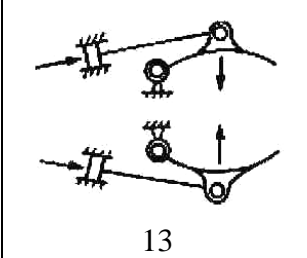
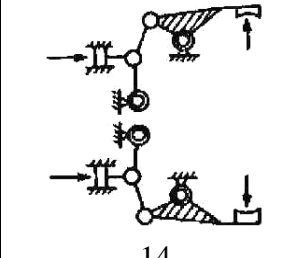
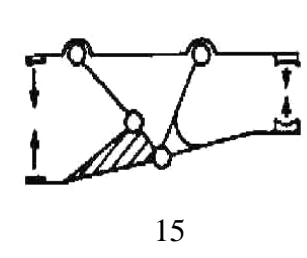
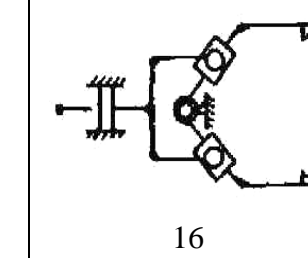
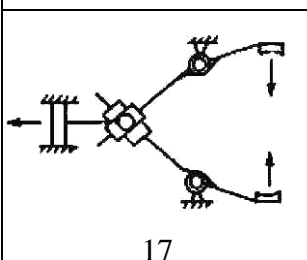
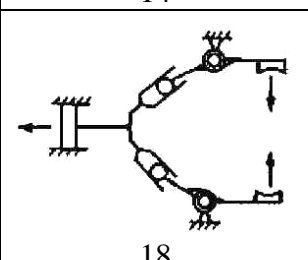
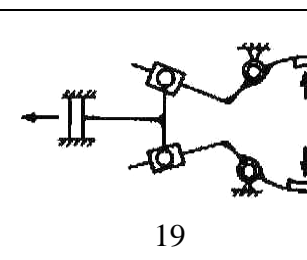
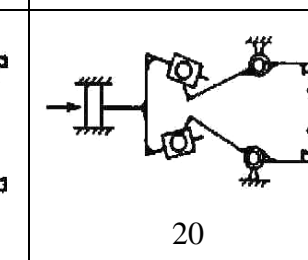
3.2.2. Шарнірно-важельні проміжні механізми ЗП

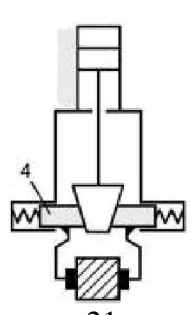
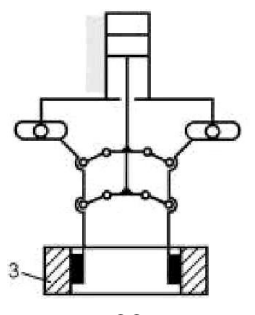
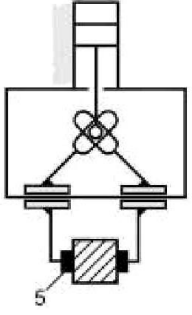
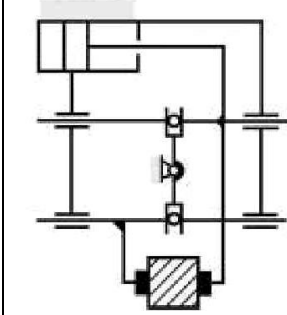
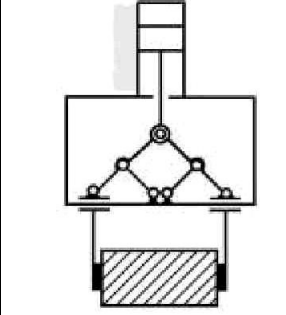
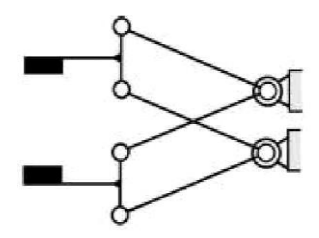
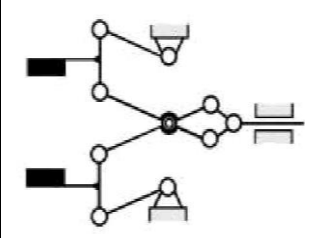
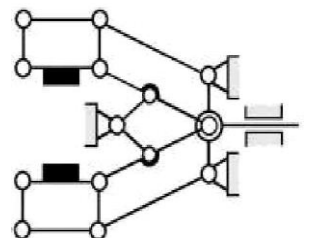
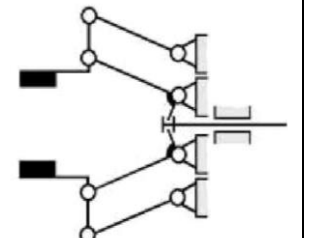
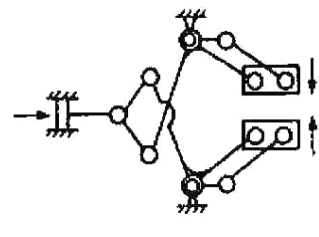
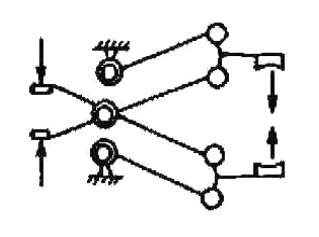
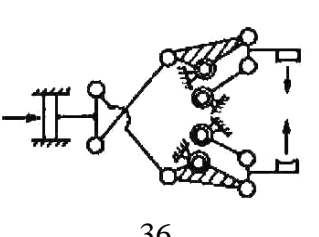
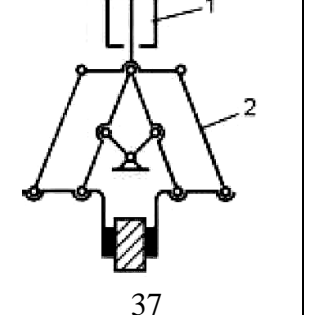
У таблиці 3.4 представлено різновиди кінематичних схем шарнірно-важільних ЗП. Зміни у відносних довжинах і місцерозташуванні важелів істотно впливають як на напрям сили приводу, так і сили затиску деталі. Основна мета застосування важільних ЗП – забезпечити вигреш в силі або напрямі затиску деталі. Приведені кінематичні схеми поділені на групи, де: 1...20 – ЗП з кутовим рухом затискних елементів; 21...25 – ЗП з паралельно

рухомими затискними елементами; 26...37 – ЗП з комбіновано рухомими затискними елементами, коли вони описують кутову траєкторію в процесі затиску, але залишаються паралельними відносно один одного.

Таблиця 3.4

Приклади кінематичних схем типових механічних шарнірно-важільних ЗП

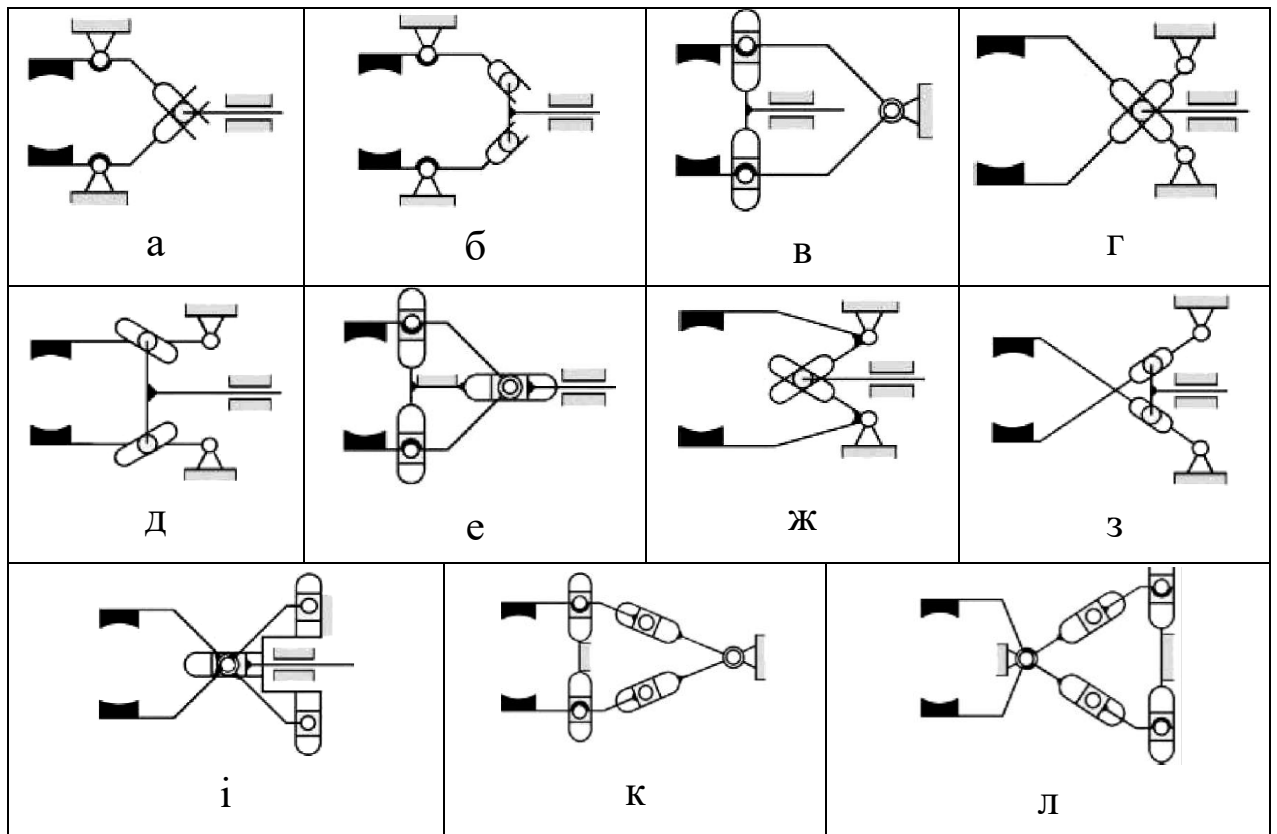
З кутовим рухом затискних елементів			
			
1	2	3	4
			
5	6	7	8
			
9	10	11	12
			
13	14	15	16
			
17	18	19	20

3 паралельно рухомими затискними елементами				
				
21	22	23	24	25
3 комбіновано рухомими затискними елементами				
				
26	27	28	29	
				
34	35	36	37	

3.2.3. Кулісно-важільні проміжні механізми ЗП

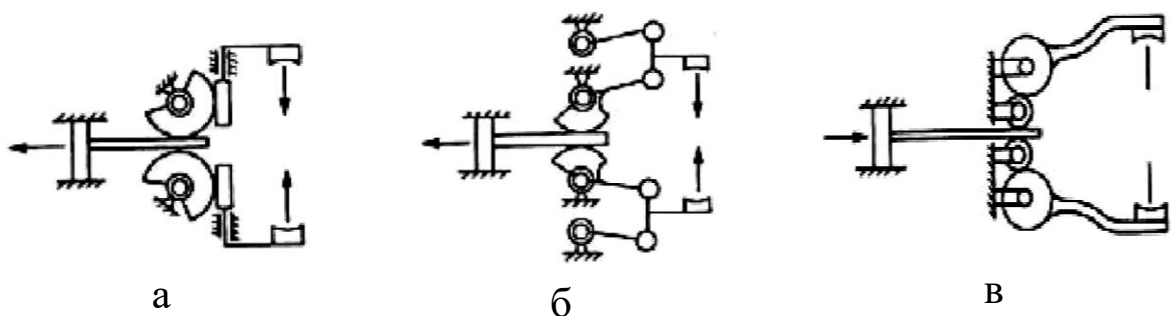
Багато конструкцій механічних ЗП реалізуються кулісно-важільними проміжними механізмами, такі ланки допускають одночасне переміщення і обертання важелів. Здебільшого такі варіанти виконання ЗП можуть мати ряд переваг за рахунок використання кулісних напрямних, які створюють комбіновані рухи важелів, що впливає на точність, гнучкість та інші характеристики ЗП. Кінематичні схеми таких ЗП представлено в таблиці 3.5.

Кінематичні схеми кулісно-важельних ЗП



3.2.4. Зубчато-рейкові проміжні механізми ЗП

Досить широке використання у конструкціях механічних ЗП мають зубчато-рейкові проміжні механізми, кінематичні схеми яких показано на рис.3.7. Порівняно з важельними ЗП вони забезпечують більше розкриття губок та дозволяють реалізовувати інші умови роботи ЗП. Застосування зубчато-рейкових передач також забезпечує рівномірний рух затискних елементів ЗП, що полегшує центрування деталей при їх захопленні.



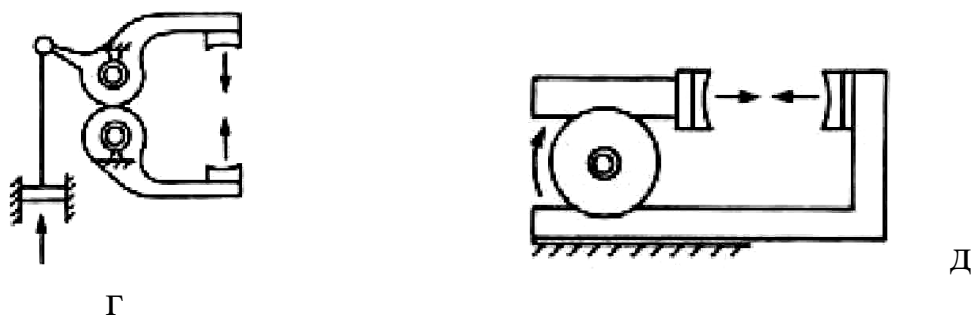


Рис.3.7. Кінематичні схеми ЗП із зубчато-рейковими проміжними механізмами

3.2.5. Кулачкові проміжні механізми ЗП

На рис.3.8 показано кінематичні схеми ЗП з кулачковими (клиновими) проміжними механізмами. За допомогою вибраного профілю кулачка можливо змінити залежності сил затиску від розкриття затискних важелів, а також напрямок переміщення затискних елементів при одному і тому ж переміщенні штока привода.

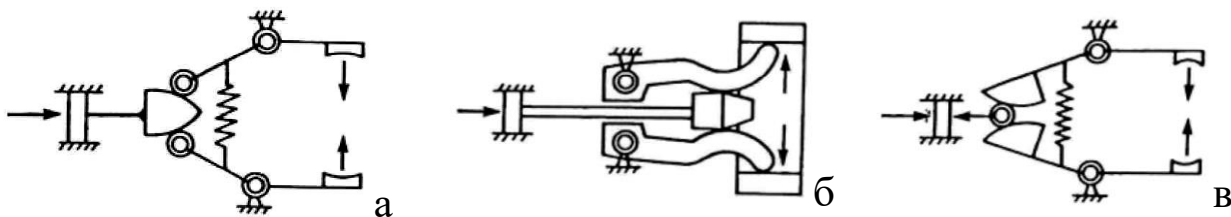


Рис.3.8. Кінематичні схеми ЗП з клиновими та кулачковими передавальними механізмами

3.2.6. Гвинтові проміжні механізми ЗП

Серед передач, що використовуються у ЗП знайшли місце також і гвинтові пари, особливість яких полягає у забезпеченні самогальмування подібно до черв'ячних передач. Поряд з високою точністю переміщення затискних елементів і значних сил затиску (утримання) деталі недоліком таких ЗП є низька швидкодія, що значно обмежує їх застосування. Приклади кінематичних схем ЗП із гвинтовими передавальними механізмами представлено на рис.3.9.

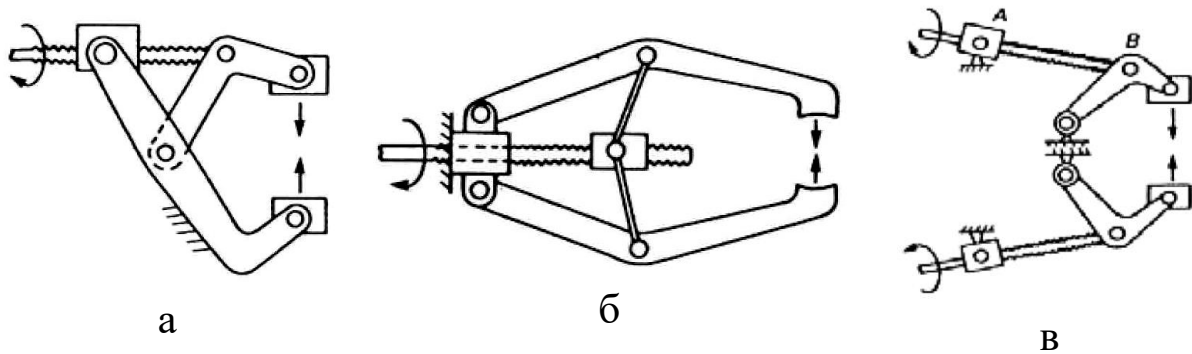
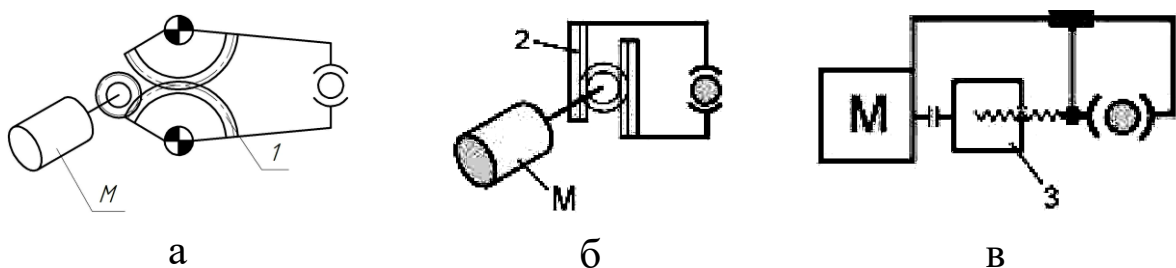


Рис.3.9. Кінематичні схеми ЗП з гвинтовими проміжними механізмами

3.3. Кінематика електромеханічних ЗП

Більшість із представлених кінематичних схем реалізуються конструкціями ЗП із пневмо- або гідроприводами. Такі ЗП називають командними, оскільки рух затискних елементів забезпечується приводом по командах «включено-виключено», тобто "крайніми" положеннями поршня в циліндрі двигуна привода. Такі конструкції, без додаткового оснащення, не можуть забезпечити керування функціональними характеристиками захватів, тому в сучасних промислових роботах почали використовувати в якості привода крокові двигуни та сервомотори, що значно розширило область застосування як самих ЗП, так і роботів. Управління кроковими двигунами та сервомоторами здійснюється на програмному рівні. Це дає можливість проектувати та ефективно використовувати більш досконалі керовані конструкції, вирішувати задачі контролю необхідних сил затиску, діапазону розкриття затискних важелів та ін. Приклади кінематичних схем з розглянутим приводом на основі різних проміжних механізмів представлено на рис.3.10.



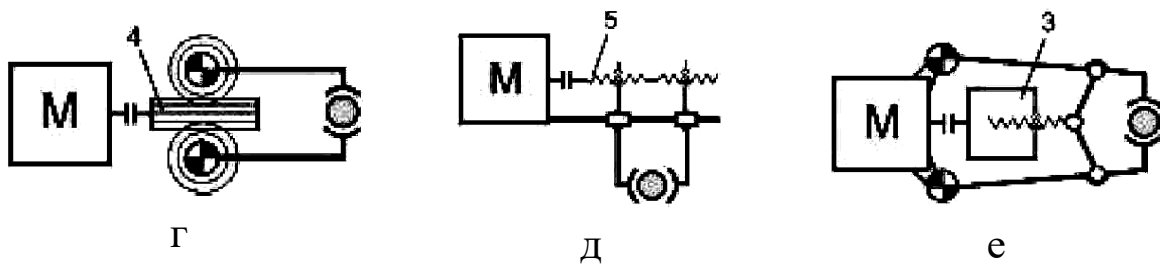
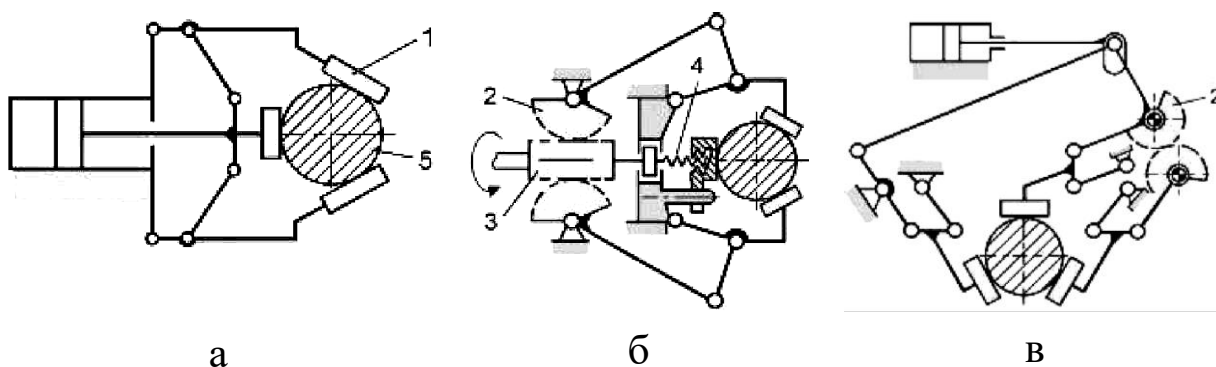


Рис.3.10. Кінематичні схеми ЗП з кроковим двигуном:
1 – зубчастий сектор; 2, 4 – зубчаста рейка; 3, 5 – гвинт

3.4. Кінематичні виконання центруючих триточкових ЗП

Серед великої кількості конструкцій ЗП також використовуються центруючі триточкові варіанти їх виконання для маніпулювання деталями типу тіл обертання. На рис.3.11 представлено центруючі широкодіапазонні ЗП з радіальним переміщенням затискних елементів, що здійснюється комбінацією рейкових і важільних проміжних передач. У конструкції рис.3.11, а, рух затискним важелям передається від штока пневмо- (гідро-) двигуна привода. На рис.3.11, б, в, г, важільні механізми приводяться в дію за допомогою зубчастих секторів та черв'ячної передачі. Досить оригінальний варіант кінематичних схем центруючих ЗП приведено на рис.3.11, д, е, де за допомогою пневмо- (гідро-) двигуна привода приводиться в рух так зване «води́ло», яке нагадує зубчасте колесо планетарної передачі. На ньому розміщені елементи, що виконують функцію клина або напрямних, за допомогою яких реалізується відповідний рух затискних важелів із затискними елементами.



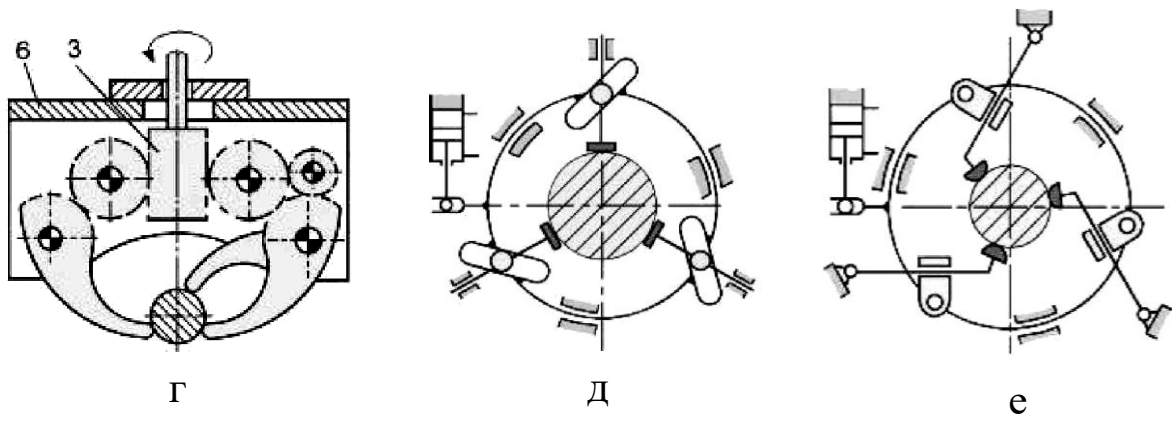


Рис.3.11. Приклади кінематичних схем триточкових центруючих ЗП:

1 – затискні елементи; 2 – зубчасті сектори; 3 – черв'як; 4 – пружина; 5 – деталь; 6 – корпус

Отже, з вищенаведених даних видно, що варіантів кінематичних схем ЗП може бути дуже багато, але на практиці використовуюється обмежена їх кількість. Використання розглянутих проміжних передач визначається залежно від ряду умов, що залежать від особливостей виробництва, де буде використовуватися промисловий робот із відповідним ЗП. У подальшому особлива увага буде приділена саме важільним ЗП, оскільки захвати даного типу є найбільш прості у виконанні та найбільш розповсюджені у роботизованих верстатних комплексах.

РОЗДІЛ 4

ОСОБЛИВОСТІ СТРУКТУРИ БАГАТОЗАХВАТНИХ ПРИБРОЇВ

4.1. Узагальнена структура багатозахватних пристроїв промислових роботів

Для зменшення часу простоювання основного технологічного обладнання в складі роботизованих комплексів, а, відповідно, підвищення продуктивності їх роботи, широке використання знаходять двозахватні та багатозахватні виконання роботів. Оскільки двозахватні пристрої промислових роботів за своїм конструктивним виконанням є більш складними порівняно з однозахватними виконаннями, то доцільним буде розглянути конструктивно-кінематичну структуру зазначених пристроїв.

Спочатку розглянемо узагальнену структуру двозахватних пристроїв промислових роботів [62]. Вона дозволяє комплексно представляти всі принципово різні ознаки будови досліджуваних пристроїв, а, відповідно, цілеспрямовано вести пошук раціональних варіантів. Під час побудови структури (рис.4.1) прийняті такі позначення: ВЛ – вихідна ланка робота, до якої приєднується двозахватний пристрій; МЗМ – механізм зміни захватів місцями, що реалізує ступені рухомості - $n_{зс}$ (ступені рухомості для захватів спільні); Л-ОМ – локально-операційний механізм, який реалізує локально-операційні ступені рухомості - $n_{ло}$; ЛДП – ланки двозахватного пристрою; кисті – ступені рухомості, які здійснюють орієнтацію захватів - $n_{к}$.

На схемі ВЛ, ЛДП і захвати мають чітко визначену послідовність розміщення, тому їх зв'язок позначений постійними лініями зі стрілками. МЗМ, Л-ОМ і кисті можуть мати різне розміщення в конструкції двозахватного пристрою, а тому місця їх встановлення показані штрих-пунктирними лініями.

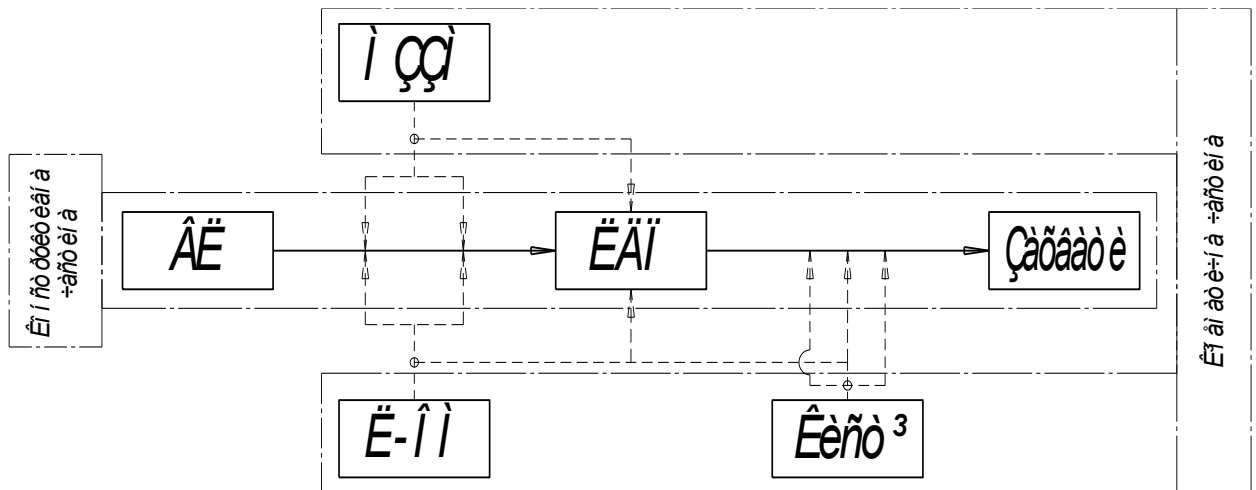


Рис.4.1. Узагальнена структура будови двозахватних пристроїв роботів

Наведена структура наглядно представляє особливості будови таких пристроїв та сприяє визначенню найбільш доцільних варіантів їх виконання для конкретних умов експлуатації РТК. Важливим етапом обґрунтованого вибору двозахватного пристрою є розробка кінематичної і конструктивної їх структури.

4.2. Кінематика двозахватних промислових роботів

Для більш повної картини функціонування двозахватних пристроїв розглянемо дане питання в сукупності з кінематикою роботів. Кінематика – це одна з головних характеристик промислових роботів, від якої значною мірою залежать їх функціональні можливості та особливості конструктивного виконання. Варто відмітити, що для зручності аналізу та обґрунтованості вибору кінематичних схем роботів доцільно всі ступені рухомості розділяти на окремі кінематичні групи [63]. Отже, кінематичну структуру одноруких двозахватних промислових роботів (ДПР) можна представити:

$$n = n_o + n_p + \begin{cases} n_{k1} \\ n_{k2} \end{cases} ;$$

де n – загальна кількість ступенів рухомості ПР; n_o – кількість ступенів рухомості основи (корпусу) ПР; n_p – кількість ступенів

рухомості руки ПР; $n_{к1}$, $n_{к2}$ – кількість ступенів рухомості кисті відповідно першого і другого захватів (Z_1 , Z_2) робота.

На рис.4.2, а, наведено схему, де $n_{к1}$ і $n_{к2}$ дорівнюють нулю, що може бути доцільним при одночасному транспортуванні роботом двох деталей і т.п. Наявність ступенів рухомості кисті ($n_{к1}$ і $n_{к2}$) дозволяє виконувати орієнтуючі рухи захватів. Прикладом такого виконання може бути схема (рис.4.2, б), в якій перша кисть має обертовий рух $O'_{к1}$, а друга – $O_{к2}$.

Окрім незалежних рухів, пристрої можуть мати і спільні рухи для обох захватів, що дозволяє одночасно змінювати їх просторове положення чи орієнтацію. Це особливо доцільно, коли ПР призначений для виконання завантажування та розвантажування металообробних верстатів та іншого технологічного обладнання (ТО). Приклади таких схем наведено на рис.4.2, в, г. Останній варіант побудований за умови, коли $n_{к1} = 1$; а $n_{к2} = 0$.

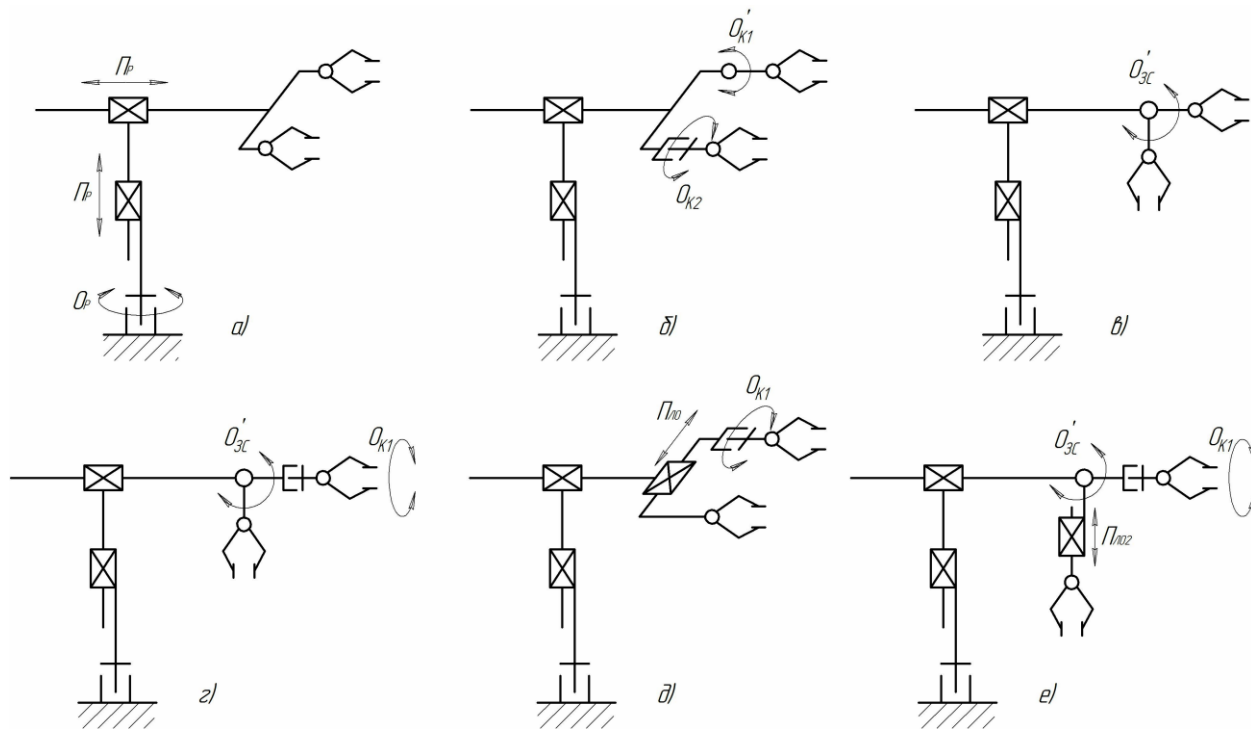


Рис.4.2. Варіанти кінематичних схем ДПР

Таким чином, у структурі ДПР може мати місце кінематична група, яка забезпечує процес зміни захватів місцями (ЗЗМ). Таку

групу позначають (n_{zc}) – ступені рухомості спільні для обох захватів робота. Тоді в більш загальному вигляді структуру ПР можна записати:

$$n = n_o + n_p + n_{zc} + \left\langle \begin{matrix} n_{к1} \\ n_{к2} \end{matrix} \right\rangle ;$$

У групу (n_{zc}) можуть входити різні за видом (поступальні – П чи обертові – О), та конструктивним виконанням (П і П', О і О') [60] кінематичні пари (рис.4.3).

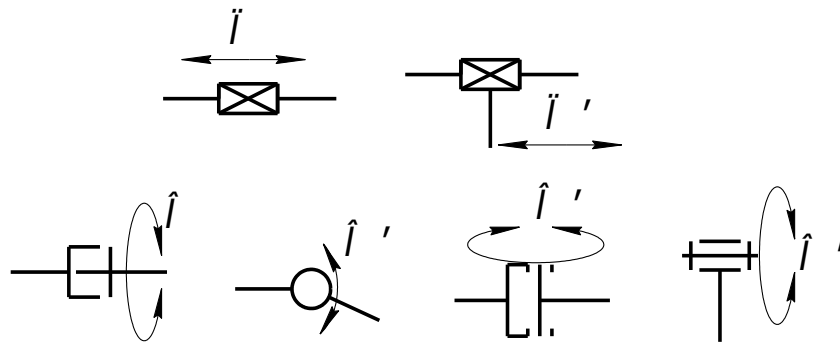


Рис.4.3. Варіанти конструктивного виконання кінематичних пар

Окрім зазначених, у структурі можуть мати місце й інші за призначенням рухи. Серед них можна виділити спеціальні локально-операційні рухи ($n_{ло}$), що дозволяють виконувати конкретну операцію (з'єднання деталей, введення заготовки в патрон і т.п.). За даних умов структура робота може також мати різні варіанти:

$$n = n_o + n_p + n_{ло} + \left\langle \begin{matrix} n_{к1} \\ n_{к2} \end{matrix} \right\rangle , \text{ рис. 4.2, д, коли } n_{к1} = 1, \text{ а } n_{к2} = 0;$$

$$n = n_o + n_p + n_{zc} + \left\langle \begin{matrix} n_{ло1} + n_{к1} \\ n_{ло2} + n_{к2} \end{matrix} \right\rangle , \text{ рис.4.2, е, коли } n_{ло1} = 0 \text{ і } n_{к1} = 1,$$

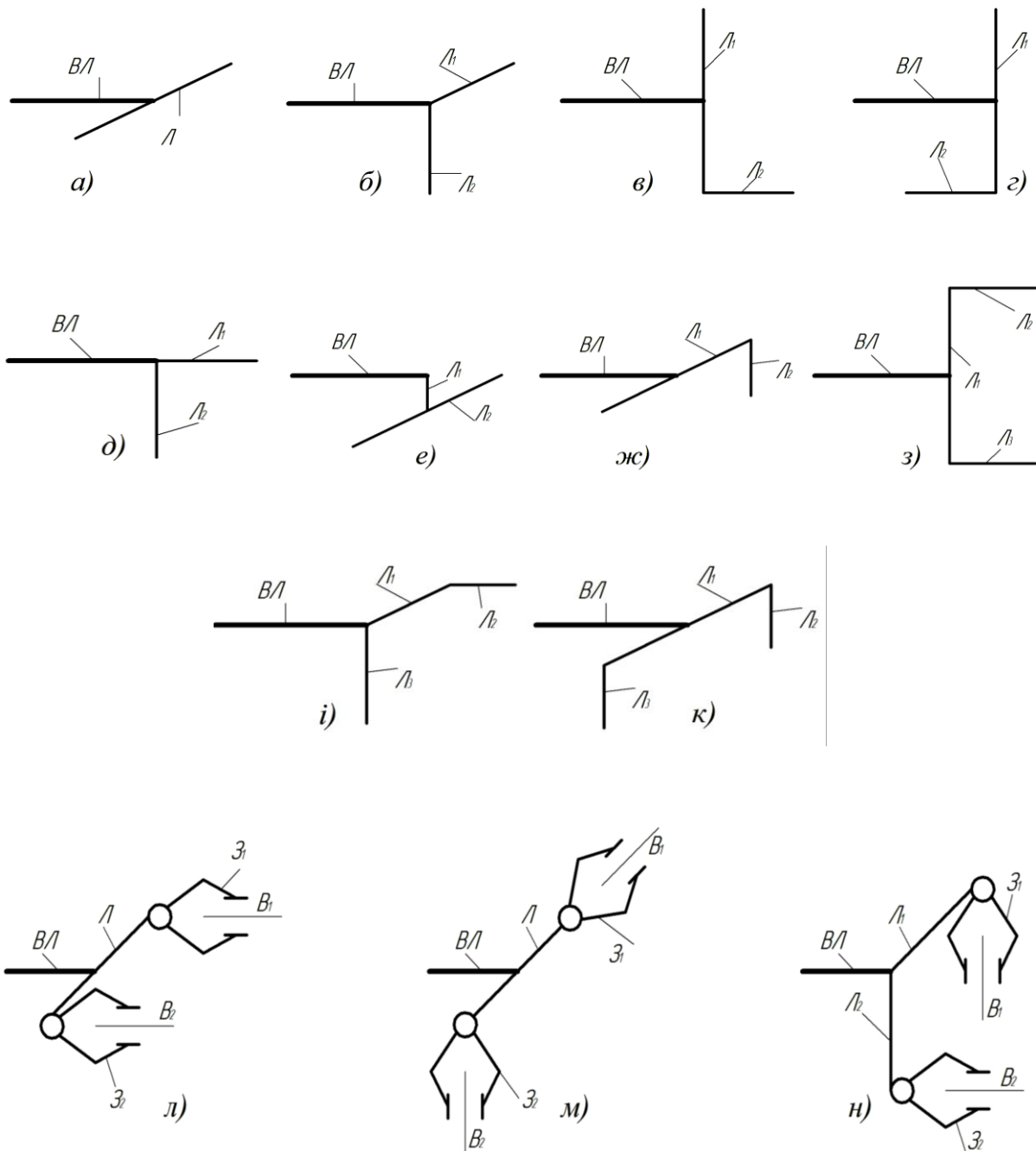
$$\text{а } n_{к2} = 0 \text{ і } n_{ло2} = 1.$$

4.3. Конструктивна структура двозахватних пристроїв

Головним елементом конструктивної будови пристроїв є наявність ланок, які формують каркас конструкції, до якого

приєднуються захвати та необхідні кінематичні пари. Для подальшого аналізу прийнята умова наявності однієї, двох чи трьох ланок в пристрої. Більша їх кількість веде до створення складних і нерациональних конструкцій.

Якщо в конструкції пристрою використовується тільки одна ланка, то при її позначенні (Л) не будемо вказувати номер. Можливий варіант структури буде – ВЛ \perp Л (рис.4.4, а).



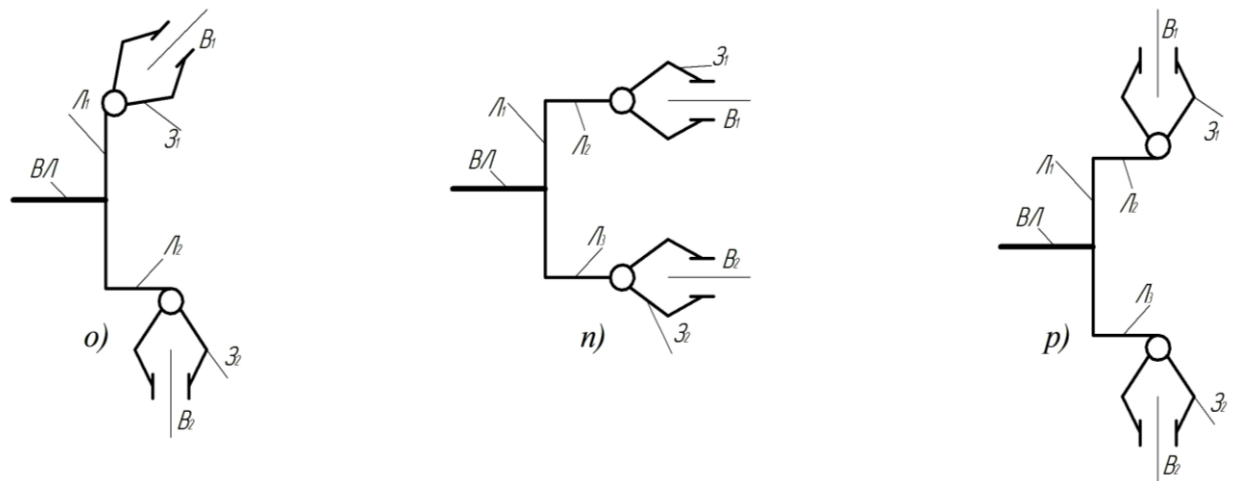
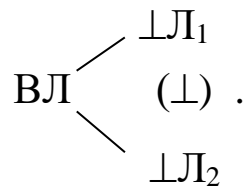


Рис. 4.4. Конструктивні варіанти з'єднання ланок (а...к) та конструктивні схеми двозахватних пристроїв (л...р)

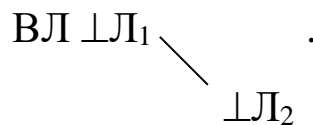
У даній формулі вказано, що до вихідної ланки ПР чи МЗЗМ або кисті приєднано ланку двозахватного пристрою. З'єднання ВЛ і Л здійснено перпендикулярно (\perp) одна відносно іншої. Теоретично чи практично ланки також можуть з'єднуватися співвісно (\parallel), паралельно (\parallel), перехресно (перпендикулярно, але не перетинаючись – X), та під довільним кутом (∇). Дослідження показали, що останній варіант малодоцільний, а тому його використання можливе за конкретних умов.

Якщо пристрій формується двома ланками (відповідно перша ланка – L_1 і друга – L_2), тоді можлива більша кількість варіантів. Принципово їх можна розділити на дві групи. До першої відносяться варіанти, коли кожна з ланок L_1 і L_2 приєднується до ВЛ – рис.4.4, б. Структура наведеного варіанта матиме вигляд – $VL \left(\begin{array}{l} \perp L_1 \\ \perp L_2 \end{array} \right.$. У даному варіанті передбачається розгалуження ланок з однієї точки з'єднання. У таких схемах для більшої визначеності приєднання ланок у структурній формулі необхідно вказувати, як виконано розміщення по відношенню до попередньої – ВЛ, так і між ланками, що приєднуються. Якщо приєднання перпендикулярне між L_1 і L_2 , то його у формулі позначаємо відповідним значком (\perp):

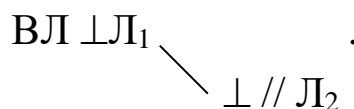


До другої групи належать варіанти, коли одна із ланок (наприклад, перша – L_1) приєднується до вихідної ланки, а друга L_2 – до першої.

Приклад такого варіанта наведено на рис.4.4, в, і відповідно структурна формула:



У даній формулі приєднання L_2 здійснюється перпендикулярно до L_1 . Ступінчатий запис формули вказує, що ланка L_2 приєднується до одного з кінців L_1 . В цих умовах для більшої визначеності розміщення L_2 по відношенню до L_1 і всієї системи доцільно вказувати напрямок приєднання L_2 по відношенню до ВЛ. Таке позначення буде слідувати за попереднім. Згідно з наведеною схемою (рис.4.4, в) структурна формула буде мати вигляд:



Наведена формула вказує, що L_2 приєднана до L_1 – перпендикулярно (\perp), а по відношенню до ланки (ВЛ) – паралельно ($//$).

Для ще більшої конкретизації необхідно вказувати, в якому напрямку відповідно до тієї чи іншої координатної вісі направлено ланку, що приєднується. Якщо ланки приєднані так, що їх вісі співпадають з осями прямокутної системи координат, то вони відповідно позначаються у структурних формулах значками напрямку:

напрямку: $\uparrow; \uparrow; \times$. Якщо напрямки приєднаних ланок

співпадають з напрямками координатної системи в протилежні сторони, то вони позначаються \downarrow ; \downarrow ; \times .

З урахуванням цих умов структуру згідно зі схемою рис.4.4, в можна записати:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{array}{l} \diagdown \\ \perp \uparrow \parallel \text{Л}_2 \end{array} .$$

Такий запис формули уточнює напрямки приєднання Л_2 , на противагу варіантові, коли Л_2 направлена вліво відносно ланки Л_1 , тому її формула буде:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{array}{l} \diagdown \\ \perp \downarrow \parallel \text{Л}_2 \end{array} ,$$

а схема показана на рис.4.4, г.

У процесі формування двозахватного пристрою трьома ланками кількість можливих варіантів набагато більша. Розглянемо деякі із них. Якщо перша ланка (Л_1) приєднана до ВЛ, а дві інші (Л_2 ; Л_3) до ланки Л_1 , то відповідно до схеми рис.4.4, з, структура такого захвату буде:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{array}{l} \diagup \perp \uparrow \parallel \text{Л}_2 \\ \diagdown \perp \uparrow \parallel \text{Л}_3 \end{array} .$$

У формулі вказано, що ланки Л_2 і Л_3 приєднані перпендикулярно (\perp) до Л_1 і паралельно (\parallel) по відношенню до ВЛ в позитивному напрямку вісі X.

Інший варіант триланкового двозахватного пристрою наведено на рис.4.4, і, а його структура буде:

$$\text{ВЛ} \begin{array}{l} \diagup \perp \text{Л}_1 \perp \uparrow \parallel \text{Л}_2 \\ \diagdown \perp \text{Л}_3 \end{array} .$$

Другою складовою конструктивної структури двозахватних пристроїв, є відображення особливостей приєднання захватів до

ланок пристрою. Оскільки захвати розміщуються на кінцях відповідних ланок, то при цьому важливо вказати напрямок вісі захвату (В) по відношенню до вісі ланки, що тримає захват. Ці напрямки, як правило, такі ж, як і напрямки взаємного розміщення ланок. Практично, приєднання має місце при виконанні умов співвісності та перпендикулярності вісі захвату та вісі утримуючої ланки, і тільки в деяких випадках вони можуть бути розміщені під довільним кутом.

Приклади типових варіантів приєднання захватів до ланок двозахватного пристрою наведено на рис.4.4 (л-р). Так, для варіанту (рис.4.4, л), коли захвати приєднуються перпендикулярно до ланки (Л), структурна формула буде:

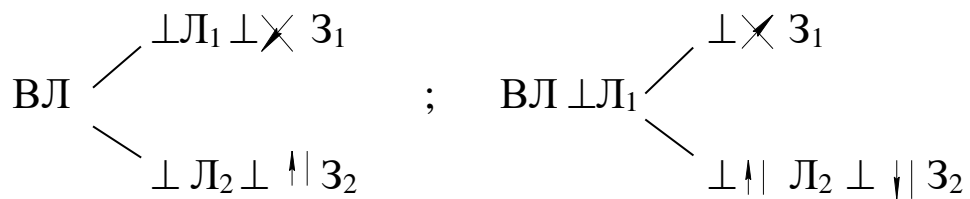
$$\text{ВЛ} \perp \text{Л} \begin{cases} \perp \uparrow \text{З}_1 \\ \perp \uparrow \text{З}_2 \end{cases} .$$

На даній і наступних схемах показано два захвати З_1 і З_2 , та їх вісі симетрії В_1 і В_2 . Таким чином, у структурній формулі вказується їх розміщення та напрямок. Для схеми (рис.4.4, л) може бути й інше розміщення захватів (рис.4.4, м) і її можна представити формулою:

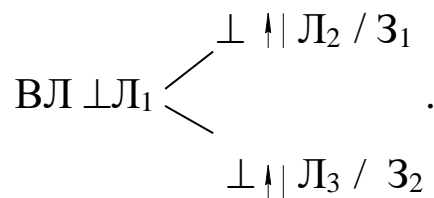
$$\text{ВЛ} \perp \text{Л} \begin{cases} / \text{З}_1 \\ \perp \times \text{З}_2 \end{cases} .$$

У даній формулі вказано, що перший захват приєднаний до ланки (Л) співвісно, а тому вказувати, як він розміщений по відношенню до ВЛ, немає потреби, оскільки умова співвісності може бути реалізована тільки одним варіантом. Протилежним цьому може бути представлення приєднання другого захвату З_2 , згідно з виконанням умови перехрещуваності ланки (Л) і вісі (В_2), а тому це конкретизовано у формулі позначенням \times .

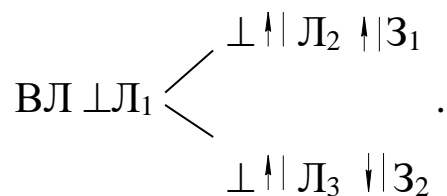
Для дволанкових захватних пристроїв приєднання захватів можна показати на прикладі схем, (рис.4.4, н, о) відповідно до формул:



Триланкові двозахватні пристрої можуть мати також значну кількість варіантів приєднання захватів. Схема на рис.4.4, п, побудована приєднанням захватів до ланок згідно з формулою:



Інший варіант приєднання захватів до цієї схеми показано на рис.4.4, р, що відповідає структурній формулі:



У цілому, наведене обґрунтування побудови структурних схем дозволяє отримувати такі формули, за якими можна будувати чітко визначені схеми пристроїв. Це дозволяє цілеспрямовано аналізувати конструктивні варіанти двозахватних пристроїв і знаходити із них найбільш доцільні схеми. Деякі із наведених і подібних схем можуть в такому вигляді (без додаткових ступенів рухомості по МЗЗМ) використовуватися в конструкціях роботів, де зміна захватів місцями може здійснюватися рухами руки промислового робота. Звичайно, такий варіант вирішення проблеми в більшості випадків реалізувати складно, до того ж він не завжди доцільний.

4.4. Структура конструктивно-кінематичного виконання двозахватних пристроїв

Для вирішення завдання із завантаження роботами технологічного обладнання необхідно в конструктивну структуру двозахватного пристрою ввести кінематичні пари, які будуть забезпечувати необхідні рухи пристрою по зміні захватів місцями (ЗЗМ).

Для цього спочатку визначаємо можливі варіанти введення в схему кінематичних пар для здійснення спільних рухів захватів ($n_{зс}$), з формуванням закінченої конструктивно-кінематичної схеми і її структурної формули.

Виконання рухів по ЗЗМ може здійснюватися двома основними варіантами:

- коли процес ЗЗМ характеризується наявністю двох фіксованих позицій (рис.4.5, а). Одна із них робоча, що відповідає положенню захвату на позиції верстата, а друга – допоміжна, з якої деталь (заготовка) встановлюється на верстат або навпаки;
- коли процес ЗЗМ характеризується наявністю трьох позицій: одна робоча позиція і дві допоміжні, відповідно для першого і другого захватів (рис.4.5, б).

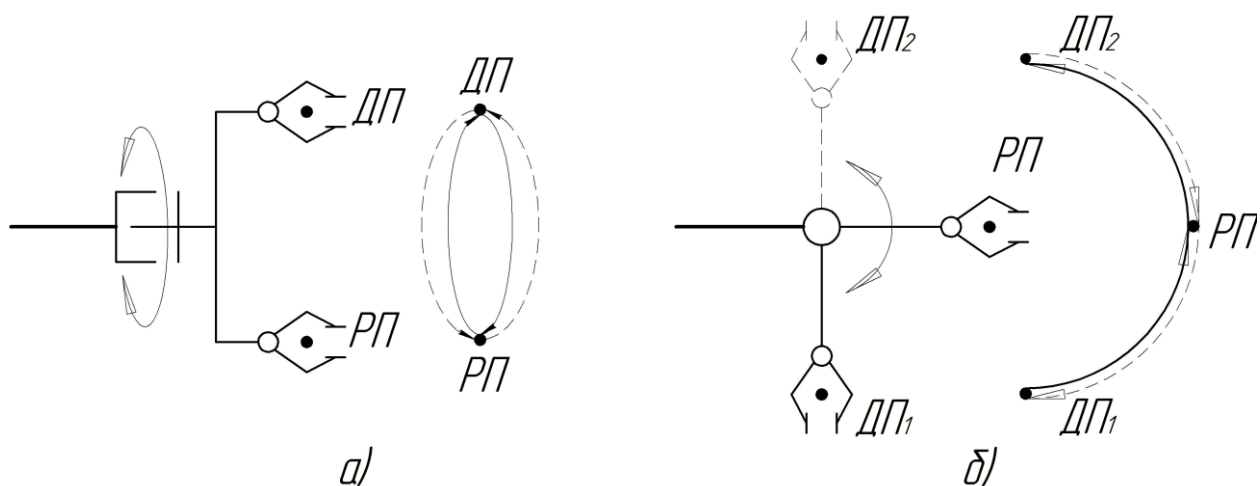


Рис.4.5. Схеми роботи двозахватних пристроїв

Якщо двозахватний пристрій складається з однієї ланки (рис.4.4, л), процес ЗЗМ може реалізуватися одним обертовим

рухом (рис.4.6, а), або одним поступальним рухом, що здійснюється в напрямку вісі ланки (рис.4.6, б). Відповідно до наведеної схеми (рис.4.6, а) структурна формула буде:

$$\text{ВЛ} / \text{О} \perp \text{Л} \begin{cases} \perp \uparrow | \text{З}_1 \\ \perp \uparrow | \text{З}_2 \end{cases} .$$

У структурній формулі додатково вказана кінематична пара, яка здійснює обертовий рух відносно власної вісі (О), з напрямком руху співвісним (/) по направленню до приєднувальної ланки. Після кінематичної пари (О) вказується напрямок приєднання ланки пристрою. В даній схемі ці напрямки перпендикулярні. Якщо потрібно, то додатково можна вказувати ще й напрямок приєднання відносно ланки, до якої приєднується кінематична пара. У схемі, що розглядається, таке уточнення не потрібне, оскільки іншого приєднання ланки (Л) до пари (О), при умові їх перпендикулярності неможливе. У подальших схемах будуть наведені приклади подвійного позначення напрямків приєднання.

Відповідно до варіанта з поступальним рухом (рис.4.6, б) структурну формулу можна записати:

$$\text{ВЛ} \perp \text{П}' // \perp \text{Л} \begin{cases} \perp \uparrow | \text{З}_1 \\ \perp \uparrow | \text{З}_2 \end{cases} .$$

У даній структурі вказано, що ланка (Л) приєднана по напрямку руху до пари П' паралельно, а її вісь і вісь ВЛ між собою перпендикулярні.

Для одноланкових захватних пристроїв можливі й інші структурні варіанти в залежності від напрямку рухів та особливостей їх конструктивної реалізації. Наприклад, варіант з обертовою парою можна представити схемою (рис.4.6, в) зі структурною формулою:

$$\text{ВЛ} \perp \text{О} \perp // \text{Л} \begin{cases} / \text{З}_1 \\ / \text{З}_2 \end{cases} .$$

У процесі обертання ланка може змінювати напрямок по відношенню до ВЛ, тому позначення вказуються для її вихідного положення.

Для дволанкових захватних пристроїв один з варіантів приєднання обертової кінематичної пари показано на рис.4.6, г, а структура схеми буде:

$$\text{ВЛ} \perp \text{О}' \begin{cases} \perp / \text{Л}_1 / \text{З}_1 \\ (\perp) \\ \perp \perp \text{Л}_2 / \text{З}_2 \end{cases} .$$

Триланкові двозахватні пристрої з додаванням ступенів рухомості МЗЗМ також можуть бути реалізовані різними варіантами, залежно від необхідних умов роботи промислового робота в комплексі. Один з прикладів наведено на рис.4.6, д, згідно зі структурою:

$$\text{ВЛ} / \text{О} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp \uparrow \uparrow \text{Л}_2 \perp \uparrow \uparrow \text{З}_1 \\ \perp \uparrow \uparrow \text{Л}_3 \perp \uparrow \uparrow \text{З}_2 \end{cases} .$$

У структурній формулі позначення наведені для показаного на рис.4.6, р, положення схеми. У процесі обертання в парі (О) всі позначення у формулі залишаються незмінними, окрім позначення стрілок в напрямках паралельності біля захватів З_1 і З_2 , оскільки їх вісі В_1 і В_2 змінюють свій напрямок у системі координат.

У структурі двозахватних пристроїв можуть бути не тільки ступені рухомості, які забезпечують ЗЗМ, а й інші кінематичні групи. Це, в першу чергу, стосується наявності в пристрої орієнтуючих ступенів рухомості, які відносяться до кисті того чи іншого захвату.

Приклад такого варіанта показано на рис.4.6, е, за структурою:

$$\begin{aligned}
 \text{ВЛ} \perp \text{O}' & \begin{cases} \perp \uparrow \text{Л}_1 / \text{O}_{\text{к1}} \uparrow \text{З}_1 \\ \perp \perp \text{Л}_2 / \text{O}_{\text{к2}} \downarrow \text{З}_2 \end{cases}
 \end{aligned}$$

У таких конструкціях кисть розміщується перед захватом робота і може бути реалізована одним із видів обертових рухів O чи O'.

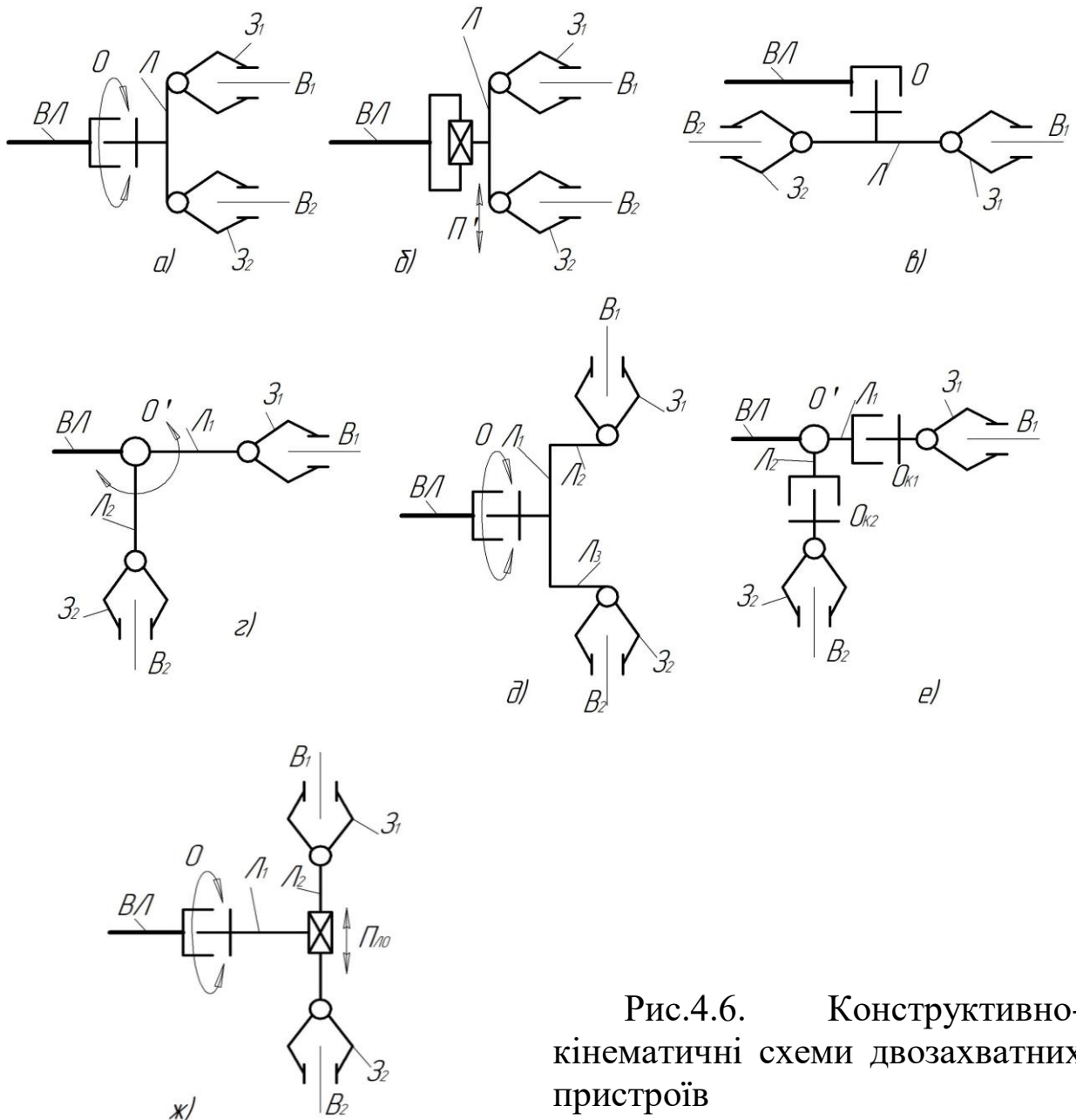


Рис.4.6. Конструктивно-кінематичні схеми двозахватних пристроїв

Окрім ступенів рухомості кисті, в структурі пристроїв можуть бути і локально-операційні ступені рухомості. Один із варіантів їх виконання наведено на рис.4.6, ж, відповідно до структури:

$$\begin{aligned}
 & \nearrow \uparrow \perp \text{З}_1
 \end{aligned}$$

443

$$ВЛ / О / Л_1 \perp П_{ло} / Л_2 \quad \downarrow \perp Z_2$$

У даній формулі вказується на використання поступального локально-операційного переміщення ($П_{ло}$), що може вирішувати питання здійснення локального руху для виведення деталі із патрону токарного верстата, тощо. В цілому, наведений структурний метод дозволяє врахувати всі основні відмінні ознаки, які забезпечують формування різних конструкцій двозахватних пристроїв, зручно представляти їх будову формулами та ґрунтовно аналізувати для пошуку найбільш доцільних варіантів залежно від особливостей виконання та використання РТК.

4.5. Структурне визначення початково доцільних конструктивних варіантів

Кількість ланок та умови їх з'єднання є достатньо конкретними характеристиками двозахватних пристроїв, а тому вони реально визначають особливості будови та функціонування зазначених пристроїв. Основна складність питання полягає у виборі напрямків приєднання ланок і захватів. Тому для дослідження питання послідовно розглянемо конструкції з різною кількістю ланок та різними умовами їх з'єднання.

Для пристроїв, які мають одну формуючу ланку має місце умова практичної нереалізуємості, коли ланка приєднується до ВЛ паралельно ($//$) чи перехресно (X). Практично реалізуємі варіанти тільки напрямків – співвісний ($/$) і перпендикулярний (\perp). Таким чином, для схем що мають одну ланку маємо теоретичних – $2 \cdot 4 = 8$ варіантів, а практично реалізуємих – $2 \cdot 2 = 4$ варіанти.

Варіанти, коли ВЛ і $Л_1$ з'єднуються між собою співвісно ($/$), слід віднести до малодоцільних, оскільки в цих схемах $Л_1$ є продовженням вихідної ланки. Тому тільки два варіанти слід вважати за доцільні – коли $Л_1$ приєднується кінцевою частиною до

ВЛ або серединою. Із цих варіантів найбільш доцільним слід вважати варіант (рис.4.4, а), оскільки він є симетричним і зрівноваженим відносно ВЛ.

Приєднання захватів здійснюється до кінцевих частин ланок з різним напрямком. Тому для кожної із відібраних схем, що мають одну ланку, може бути $4 \cdot 4 = 16$ варіантів. Перша четвірка вказує на теоретично можливі напрямки приєднання вісі захвату до L_1 , а друга до ВЛ. Оскільки найбільш доцільним є варіант $ВЛ \perp L_{1C}$, ґрунтовно розглянемо приєднання захватів для цієї схеми. В цих умовах для напрямків з'єднання (L_1 і Z_1) варіанти з паралельним та перехресним напрямками нереалізуємі, а для напрямків ВЛ і Z_1 нереалізуємі співвісні. Таким чином, для одноланкового пристрою маємо такі найбільш доцільні конструктивні варіанти (рис.4.7, а, б, в) зі структурами:

$$ВЛ \perp L_1 \begin{cases} \perp // Z_1 \\ \perp // Z_2 \end{cases} ; \quad ВЛ \perp L_1 \begin{cases} / \perp Z_1 \\ / \perp Z_2 \end{cases} ; \quad ВЛ \perp L_1 \begin{cases} \perp X Z_1 \\ \perp X Z_2 \end{cases} .$$

Окрім цих варіантів, можуть бути й інші, які складаються з комбінації наведених схем та структурних формул, наприклад (рис. 4.7, г):

$$ВЛ \perp L_1 \begin{cases} \perp // Z_1 \\ / \perp Z_2 \end{cases} .$$

Для дволанкових пристроїв доцільними умовами з'єднання ланок слід вважати варіанти, наведені на рис.4.4, б, в, д, е, які побудовано відповідно до формул:

$$ВЛ \begin{cases} \perp L_1 \\ (\perp) \\ \perp L_2 \end{cases} ; \quad ВЛ \begin{cases} / L_1 \\ (\perp) \\ \perp L_2 \end{cases} ;$$

$$ВЛ \perp L_1 \begin{cases} \perp X L_2 \\ \perp // L_2 \end{cases} .$$

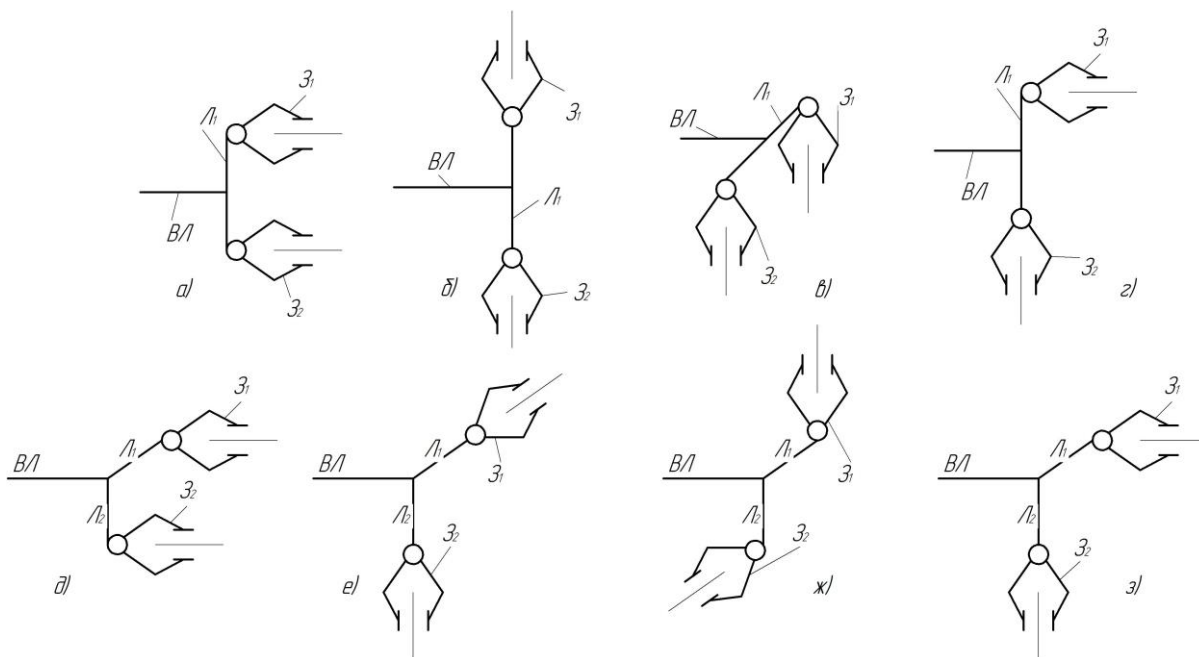
Розглядаючи в формулах подвійні позначення напрямків та аналізуючи інші їх виконання, можна за доцільний прийняти ще варіант (рис.4.4, ж):

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{matrix} \diagup \\ \diagdown \end{matrix} \perp \text{X Л}_2$$

Кожна з відібраних схем, при приєднанні до неї двох захватів, теоретично має $(4 \cdot 4) \cdot (4 \cdot 4) = 256$ виконання. Усі вони, як і в одноланкових пристроях, пов'язані з напрямками приєднання вісі захватів. Відносно попередньої ланки, таке приєднання може бути доцільним відповідно до початкової схеми (рис.4.4, б):

$$\text{ВЛ} \begin{cases} \perp \text{Л}_1 \perp // \text{З}_1 \\ (\perp) \\ \perp \text{Л}_2 \perp // \text{З}_2 \end{cases}, \quad \text{ВЛ} \begin{cases} \perp \text{Л}_1 / \perp \text{З}_1 \\ (\perp) \\ \perp \text{Л}_2 / \perp \text{З}_2 \end{cases},$$

$$\text{ВЛ} \begin{cases} \perp \text{Л}_1 \perp \text{X} \text{З}_1 \\ (\perp) \\ \perp \text{Л}_2 \perp \text{X} \text{З}_2 \end{cases}, \quad \text{ВЛ} \begin{cases} \perp \text{Л}_1 \perp // \text{З}_1 \\ \perp \text{Л}_2 / \perp \text{З}_2 \end{cases}.$$



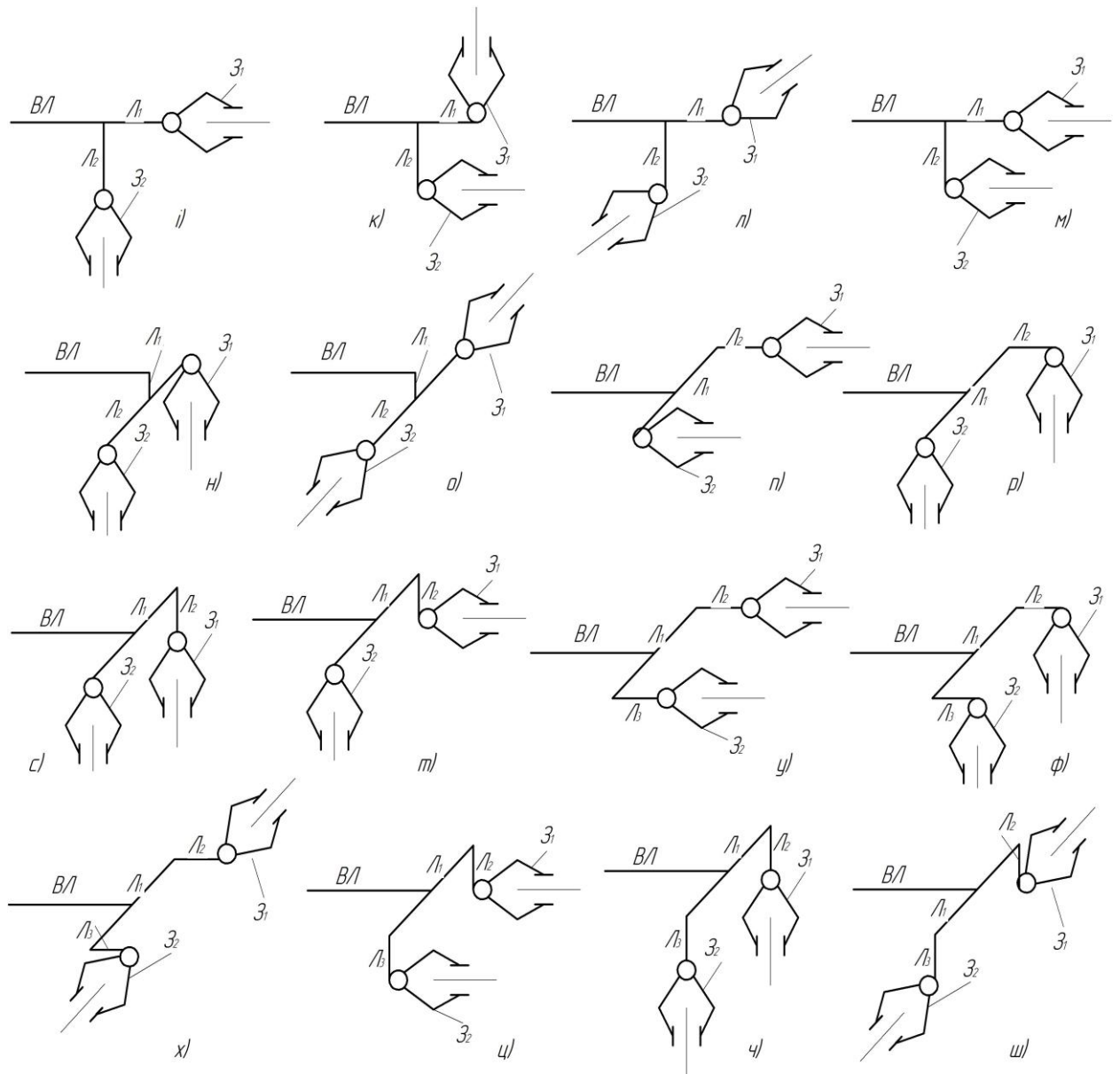


Рис.4.7. Попередньо доцільні конструктивні схеми
двозахватних пристроїв:

а - г – одноланкових; д - т – дволанкових; у - ш – триланкових.

В умовах послідовного приєднання формуючих ланок (рис. 4.7, в, е, ж) методика визначення доцільних варіантів подібна тій, що наведена вище. Так, для варіанта (рис.4.4, е) типові доцільні конструктивні варіанти, відповідно до структурних формул наведені на рис.4.7, н, о:

$$\begin{array}{l}
 \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \perp \text{X} \text{Л}_2 \begin{cases} / \perp \text{З}_1 \\ / \perp \text{З}_2 \end{cases} ; \\
 \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \perp \text{X} \text{Л}_2 \begin{cases} \perp // \text{З}_1 \\ \perp // \text{З}_2 \end{cases} .
 \end{array}$$

Для варіанта з'єднання ланок (рис.4.4, в) доцільні схеми і, відповідно, структурні формули наведені на рис.4.7, п, р:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp // \text{Л}_2 / \perp \text{З}_1 \\ \perp // \text{З}_2 \end{cases} ; \quad \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp // \text{Л}_2 \perp \text{Х} \text{З}_1 \\ \perp \text{Х} \text{З}_2 \end{cases} .$$

Для варіанта (рис.4.4, ж) доцільні схеми наведені на рис.4.7, с, т:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp \text{Х} \text{Л}_2 / \perp \text{З}_1 \\ \perp \text{Х} \text{З}_2 \end{cases} ; \quad \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp \text{Х} \text{Л}_2 \perp \text{Х} \text{З}_1 \\ \perp \text{Х} \text{З}_2 \end{cases} .$$

З усіх наведених схем більш доцільними слід вважати симетричні та зрівноважені схеми (рис.4.7, н, о).

Триланкові пристрої, за умовами з'єднання ланок, теоретично мають ще більшу кількість варіантів, але доцільними слід вважати симетричні схеми (рис.4.4, к, з), побудовані за формулами:

$$\text{ВЛ} \text{Л}_1 \begin{cases} \perp \text{Х} \text{Л}_2 \\ \perp \text{Х} \text{Л}_3 \end{cases} ; \quad \text{ВЛ} \text{Л}_1 \begin{cases} \perp // \text{Л}_2 \\ \perp // \text{Л}_3 \end{cases} .$$

Кожний з них теоретично має 256 варіантів приєднання захватів. Із них доцільні варіанти визначаються подібно до пристроїв, що мають одну чи дві ланки. Тоді для кожної зі схем доцільні варіанти, представлені на рис.4.7 у – ш, і, відповідно, їх структурні формули:

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp // \text{Л}_2 / \perp \text{З}_1 \\ \perp // \text{Л}_3 / \perp \text{З}_2 \end{cases} ; \quad \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp // \text{Л}_2 \perp \text{Х} \text{З}_1 \\ \perp // \text{Л}_3 \perp \text{Х} \text{З}_2 \end{cases} ,$$

$$\text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp // \text{Л}_2 \perp \uparrow \uparrow \text{З}_1 \\ \perp // \text{Л}_3 \perp \uparrow \uparrow \text{З}_2 \end{cases} ; \quad \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp \text{Х} \text{Л}_2 \perp \text{Х} \text{З}_1 \\ \perp \text{Х} \text{Л}_3 \perp \text{Х} \text{З}_2 \end{cases} ,$$

$$ВЛ \perp Л_1 \begin{cases} \perp X Л_2 / \perp З_1 \\ \perp X Л_3 / \perp З_2 \end{cases} ; \quad ВЛ \perp Л_1 \begin{cases} \perp X Л_2 \perp // З_1 \\ \perp X Л_3 \perp // З_2 \end{cases} .$$

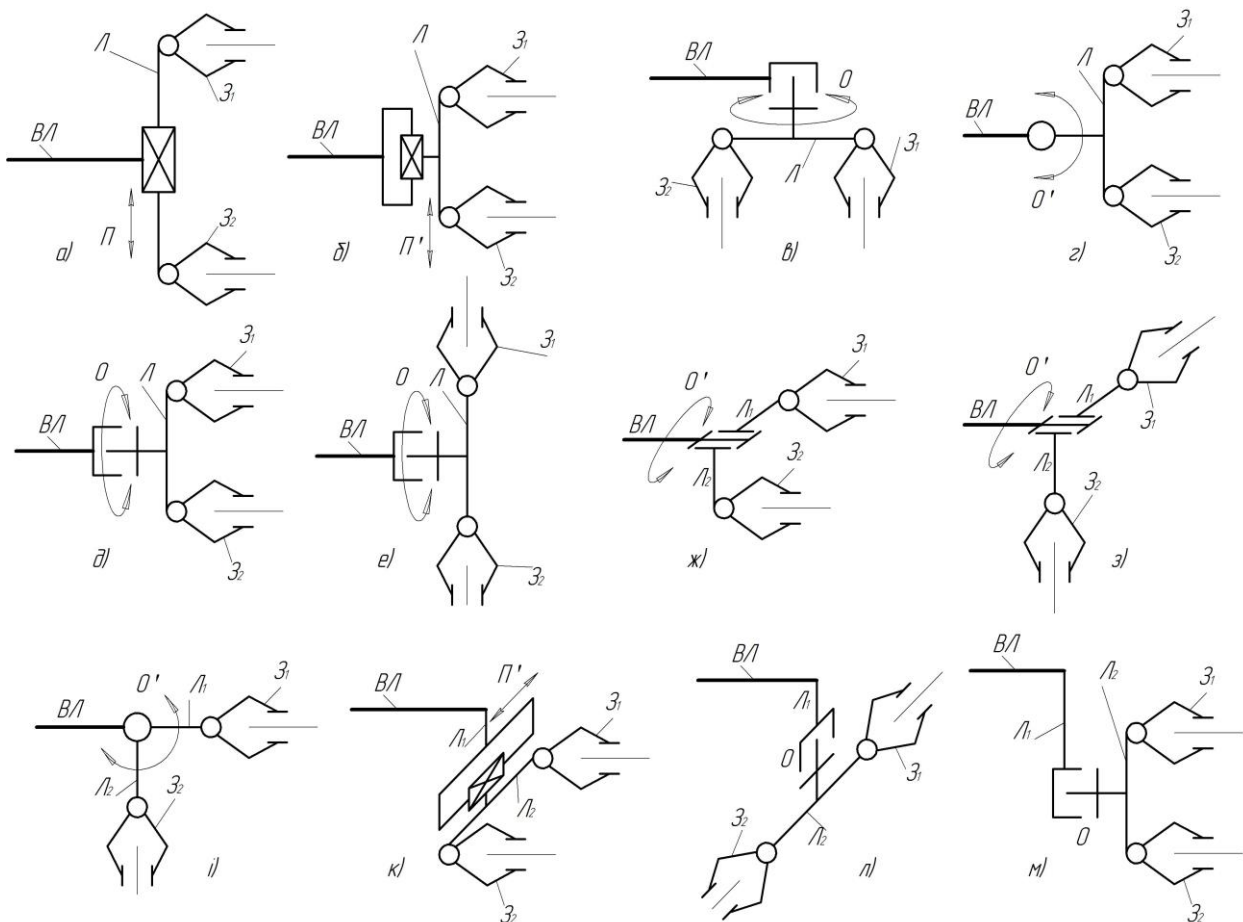
На основі виконаного структурного аналізу визначені попередньо доцільні варіанти двозахватних пристроїв з різною кількістю формуючих ланок. Деякі із цих конструкцій можуть безпосередньо використовуватися в роботах, де необхідні рухи захватів по зміні їх місцями здійснюються ступенями рухомості руки ПР. Такі варіанти більш енерговитратні, менш швидкісні та можуть вимагати більшого виробничого простору для їх реалізації. Тому більш доцільно в структуру двозахватного пристрою вводити спеціальні ступені рухомості для забезпечення процесу ЗЗМ.

4.6. Структурний аналіз попередньо доцільних конструктивно-кінематичних варіантів

Вирішення поставленої задачі виконується послідовно для пристроїв з різною кількістю формуючих ланок. Так, для пристроїв з однією ланкою найбільш прийнятні конструктивні варіанти наведені на рис.4.8, (а – е). Для зміни захватів місцями необхідно ввести кінематичні пари, що розміщуються між ВЛ та ланкою пристрою (Л), на якій закріплено захвати. Кінематичні пари п'ятого класу з різними конструктивними виконаннями (рис.4.3) забезпечують просте здійснення процесу ЗЗМ. Найбільш доцільним є перпендикулярне приєднання різних кінематичних пар (рис.4.8, а – г) та співвісне для обертової пари О (рис.4.8, д, е). Відносно приєднання до кінематичної пари ланки (Л) маємо варіанти: ВЛ \perp П / Л (рис.4.8, а – співвісне); ВЛ \perp П' // Л (рис.4.8, б – паралельне); ВЛ \perp О \perp Л (рис.4.8, в – перпендикулярне); ВЛ \perp О' X Л (рис.4.8, г – перехресне); ВЛ / О \perp Л (рис.4.8, д, е – перпендикулярне). Інші варіанти приєднання ланок до кінематичних пар або нереалізуємі, або не вирішують якісно питання зміни захватів місцями.

Для дволанкових пристроїв пошук доцільних конструкцій виконано на основі визначених конструктивних варіантів (рис.4.7). При паралельному приєднанні ланок кінематична пара механізму ЗЗМ може розміщуватися в точці з'єднання ланок. У якості такої пари може бути тільки обертова (поступальний рух майже не вирішує поставлену задачу). На основі обертових рухів (O і O') з різними напрямками приєднання кінематичної пари до ВЛ і різними варіантами з'єднання Л₁ і Л₂ з кінематичною парою доцільними є такі структурні виконання (рис.4.8, ж, з, і):

$$\begin{array}{l}
 \text{ВЛ / O'} \left\langle \begin{array}{l} \perp \text{ Л}_1 \perp // \text{ З}_1 \\ (\perp) \\ \perp \text{ Л}_2 \perp // \text{ З}_2 \end{array} \right. , \text{ ВЛ / O'} \left\langle \begin{array}{l} \perp \text{ Л}_1 / \perp \text{ З}_1 \\ (\perp) \\ \perp \text{ Л}_2 / \perp \text{ З}_2 \end{array} \right. , \text{ ВЛ / O'} \left\langle \begin{array}{l} \perp \text{ Л}_1 / \perp \text{ З}_1 \\ (\perp) \\ \perp \text{ Л}_2 / \perp \text{ З}_2 \end{array} \right. .
 \end{array}$$



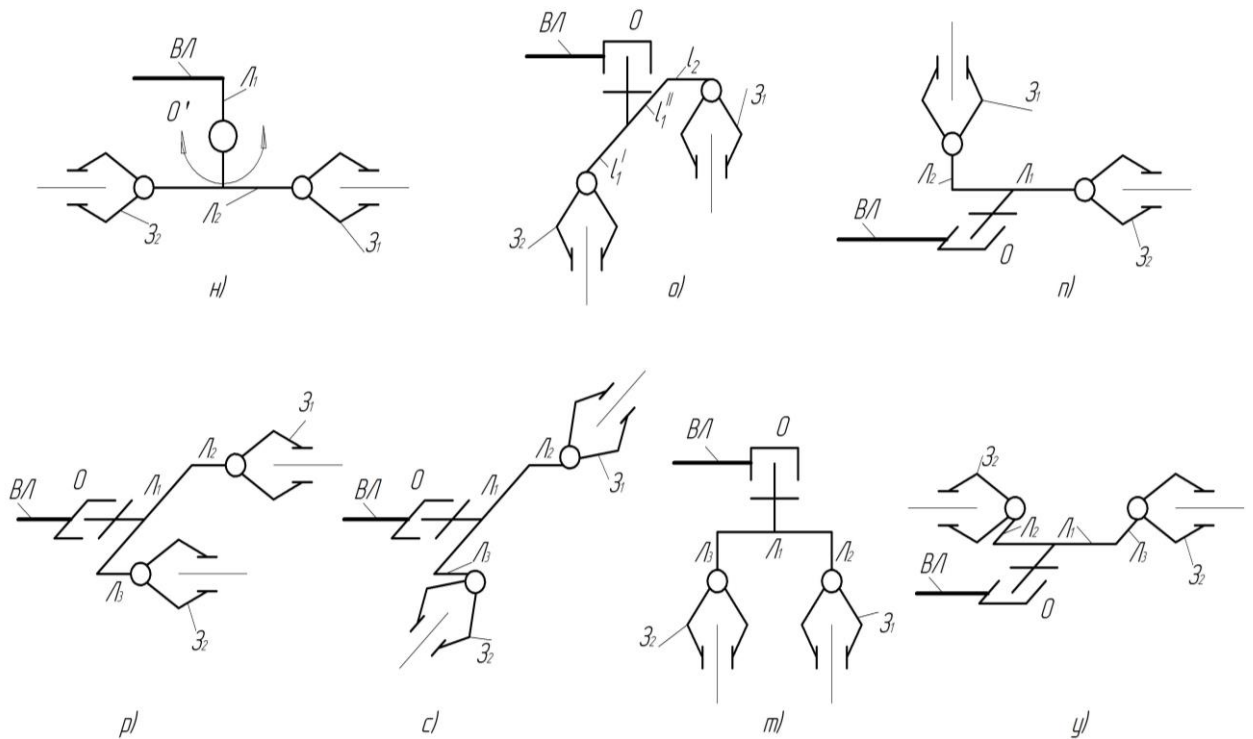


Рис.4.8. Попередньо доцільні конструктивно-кінематичні схеми ДПР

При послідовному з'єднанні ланок в пристрої ЗЗМ може бути реалізована як обертовими, так і поступальними рухами. Останні є менш доцільні як за масо-габаритними параметрами конструктивної реалізації, так і за можливостями вільного підходу захватів до робочих позицій в РТК. Найбільш типові структури та відповідні схеми (рис.4.8, к – н) такі:

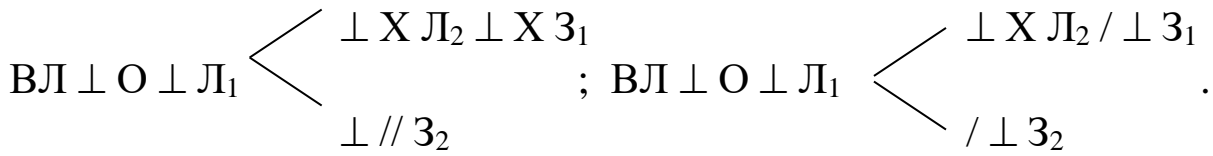
$$\begin{aligned}
 & \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \perp \text{П}' \perp \text{Л}_2 \begin{cases} \perp \times \text{З}_1 \\ \perp \times \text{З}_2 \end{cases}, & \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 / \text{О} \perp \text{Л}_2 \begin{cases} / \text{З}_1 \\ / \text{З}_2 \end{cases}, \\
 & \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \perp // \text{О} \perp \text{Л}_2 \begin{cases} \perp // \text{З}_1 \\ \perp // \text{З}_2 \end{cases}, & \text{ВЛ} \perp \text{Л}_1 \perp \text{О}' \times \text{Л}_2 \begin{cases} / \text{З}_1 \\ / \text{З}_2 \end{cases}.
 \end{aligned}$$

Для конструктивних варіантів, у яких Л_1 приєднується серединою до ВЛ, а до її кінцевої частини приєднується Л_2 , кінематична пара механізму ЗЗМ також повинна розміщуватися в місці з'єднання ВЛ – Л_1 . Обертовий рух, який для цього

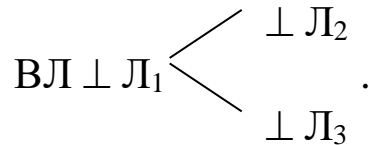
використовується повинен забезпечувати співпадання центрів захватів, що буде мати місце у разі виконання умови:

$$l_1^I = \sqrt{(l_1^{II})^2 + l_2^2}.$$

Прикладами таких структур і схеми (рис.4.8, о, п) будуть:

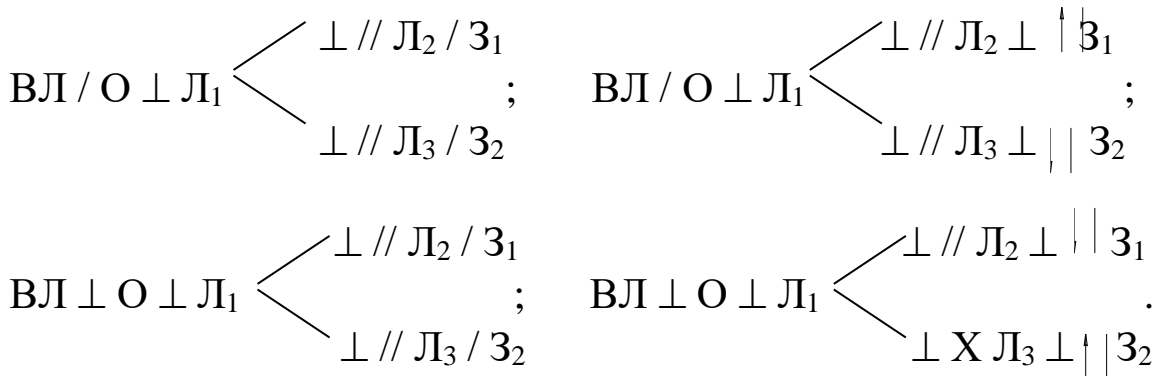


У процесі аналізу триланкових пристроїв виявлено один варіант із симетричним розміщенням ланок, узагальнена структура якого має вигляд:



Різновиди варіантів можуть мати місце в напрямках приєднання ланок L2 і L3 по відношенню до VL і напрямками приєднання захватів.

Використання поступальних рухів для ЗЗМ подібне попереднім варіантам з тими ж особливостями. Найбільш доцільними є такі варіанти з обертовими рухами (рис.4.8, р – у):



4.7. Структура конструктивно-кінематичного виконання двозахватних промислових роботів з додатковими кінематичними групами

У конструкції двозахватного пристрою можуть бути ступені рухомості, призначені не тільки для ЗЗМ, а й для виконання інших

за призначенням рухів: n_k – ступені рухомості кисті; $n_{ло}$ – локально-операційні ступені рухомості.

Ступені рухомості кисті розміщуються безпосередньо перед захватами, а тому вони практично можуть мати місце в різних за виконанням двозахватних пристроях. Так, у пристроях без механізму ЗЗМ кисті можуть бути різного виконання. Наприклад, кисті здійснюють орієнтацію захватів навколо власних осей (рис.4.9, а, б):

$$ВЛ \perp Л_1 \begin{cases} \perp // Л_2 / O_{к1} / З_1 \\ \perp // Л_3 / O_{к2} / З_2 \end{cases} ; \quad ВЛ \perp Л_1 \begin{cases} \perp // Л_2 \perp // O'_{к1} \perp З_1 \\ \perp // Л_3 \perp // O'_{к2} \perp З_2 \end{cases} .$$

У свою чергу кисті також можуть мати місце в пристроях зі ступенями рухомості по ЗЗМ. Так, в одноланковому пристрої кисть може бути реалізована такими варіантами (рис.4.9, в, г):

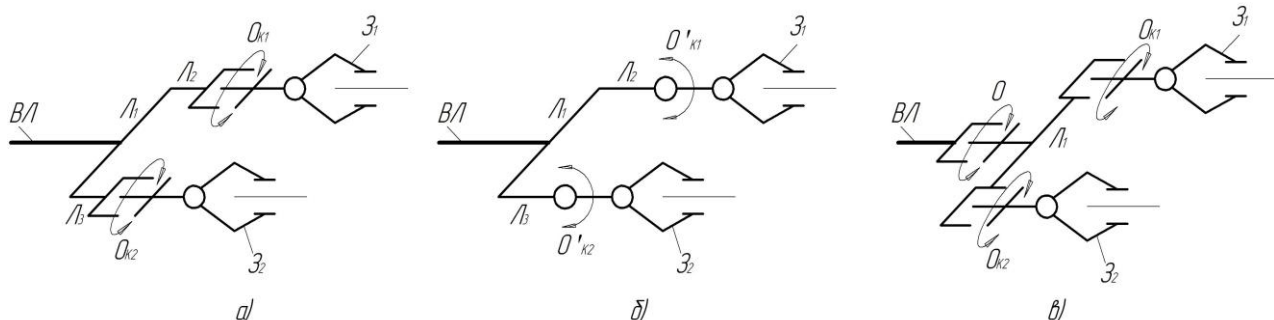
$$ВЛ / O \perp Л \begin{cases} \perp // O_{к1} / З_1 \\ \perp // O_{к2} / З_2 \end{cases} ; \quad ВЛ / O \perp Л \begin{cases} / O_{к1} / З_1 \\ / O_{к2} / З_2 \end{cases} .$$

Для дволанкових пристроїв також можливі різні варіанти з кистю. Деякі з них наведено на рис.4.9, д, е:

$$ВЛ / O' \begin{cases} \perp Л_1 / O_{к1} / З_1 \\ (\perp) \\ \perp Л_2 / З_2 \end{cases} ; \quad ВЛ \perp O \perp Л_1 \begin{cases} \perp X O_{к1} \perp Л_2 / З_1 \\ / O_{к2} / З_2 \end{cases} .$$

Приклади триланкових пристроїв з кистю представлені на рис.4.9, ж, з, відповідно до структурних формул:

$$ВЛ / O \perp Л_1 \begin{cases} \perp // Л_2 / O_{к1} / З_1 \\ \perp // Л_3 / O_{к2} / З_2 \end{cases} ; \quad ВЛ \perp O \perp Л_1 \begin{cases} \perp Л_2 / O_{к1} / З_1 \\ \perp Л_3 / O_{к2} / З_2 \end{cases} .$$



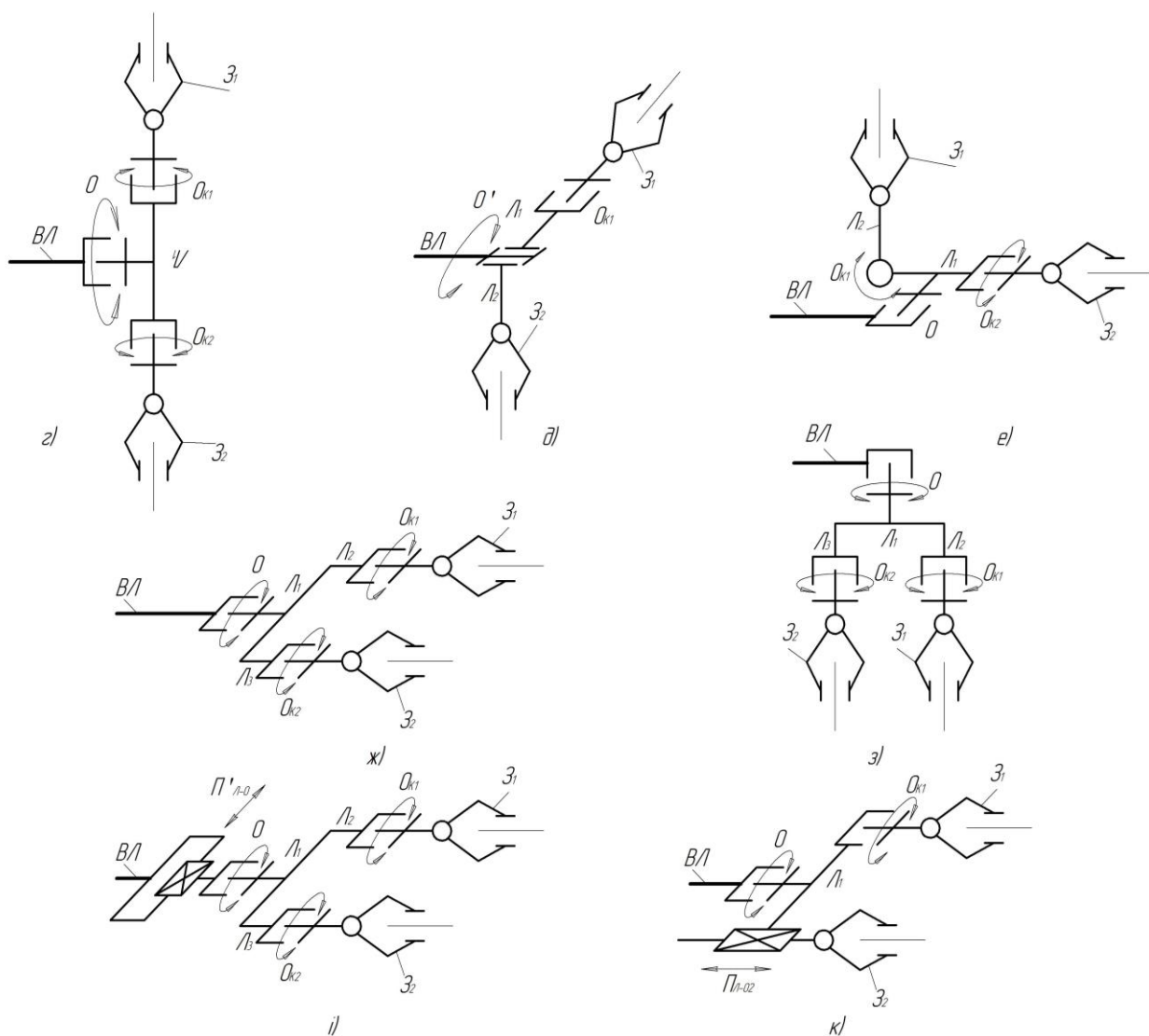


Рис.4.9. Типові схеми двозахватних пристроїв з кистю та локально-операційними механізмами

Наявність в пристрої локально-операційних ступенів рухомості дозволяє роботу виконувати специфічні функції: введення деталі в патрон верстату, з'єднання деталей тощо. Структурно такі рухи можуть бути спільними для обох захватів або окремими для того чи іншого захвату. За розміщенням вони можуть мати місце перед механізмом ЗЗМ або після нього. Приклад структури та схеми пристроїв (рис.4.9, і), де локально-операційний рух розміщено перед механізмом ЗЗМ:

$$\begin{array}{l}
 \text{ВЛ} \perp \Pi'_{\Gamma-O} \perp O \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp // O_{K1} / 3_1 \\ \perp // O_{K2} / 3_2 \end{cases}
 \end{array}$$

Варіант структури та схеми (рис.4.9, к), де локально-операційний механізм відноситься тільки до захвату – Z_2 , має вигляд:

$$ВЛ / О \perp Л_1 \begin{cases} \perp // O_{к1} / Z_1 \\ \perp // П_{л-о2} / Z_2 \end{cases} .$$

Таким чином, запропонований метод дозволяє ґрунтовно аналізувати схеми двозахватних пристроїв різної складності та записувати всі їх конструктивні різновиди у вигляді структурних формул. Таке системне представлення конструкцій дає можливість цілеспрямовано визначати доцільні виконання, основна частина яких наведена в даному розділі.

4.8. Структура комбінованих варіантів двозахватних пристроїв

Вищенаведені дослідження виконані для найбільш характерних і доцільних умов будови та функціонування двозахватних пристроїв. Це має місце, коли ланки та кінематичні пари пристрою розміщені узгоджено з осями прямокутної системи координат.

Разом з цим у деяких випадках може бути доцільним формування конструкцій двозахватних пристроїв за інших умов. До них можна віднести:

- неспівпадання осей ланок та кінематичних пар з напрямками прямокутної системи координат;
- використання в пристрої для ЗЗМ більше однієї ступені рухомості;
- використання в пристрої різних передач та механізмів, що дозволяє урізноманітнити рухи захватів, у тому числі і у разі зміни їх місцями.

Виходячи з цих умов, розглянемо деякі можливі варіанти схем двозахватних пристроїв та їх структурні формули.

Так, розміщення вісі обертання під непрямим кутом може реалізувати достатньо доцільний варіант (рис.4.10, а) згідно з формулою:

$$\text{ВЛ } (45^\circ) \text{ O}' \begin{cases} (45^\circ) \text{ Л}_1 / \text{З}_1 \\ (45^\circ) \text{ Л}_2 / \text{З}_2 \end{cases}$$

У формулі відзначено, що кінематична пара O' приєднана до ВЛ під кутом 45° , і за такої ж умови приєднані Л_1 і Л_2 до неї.

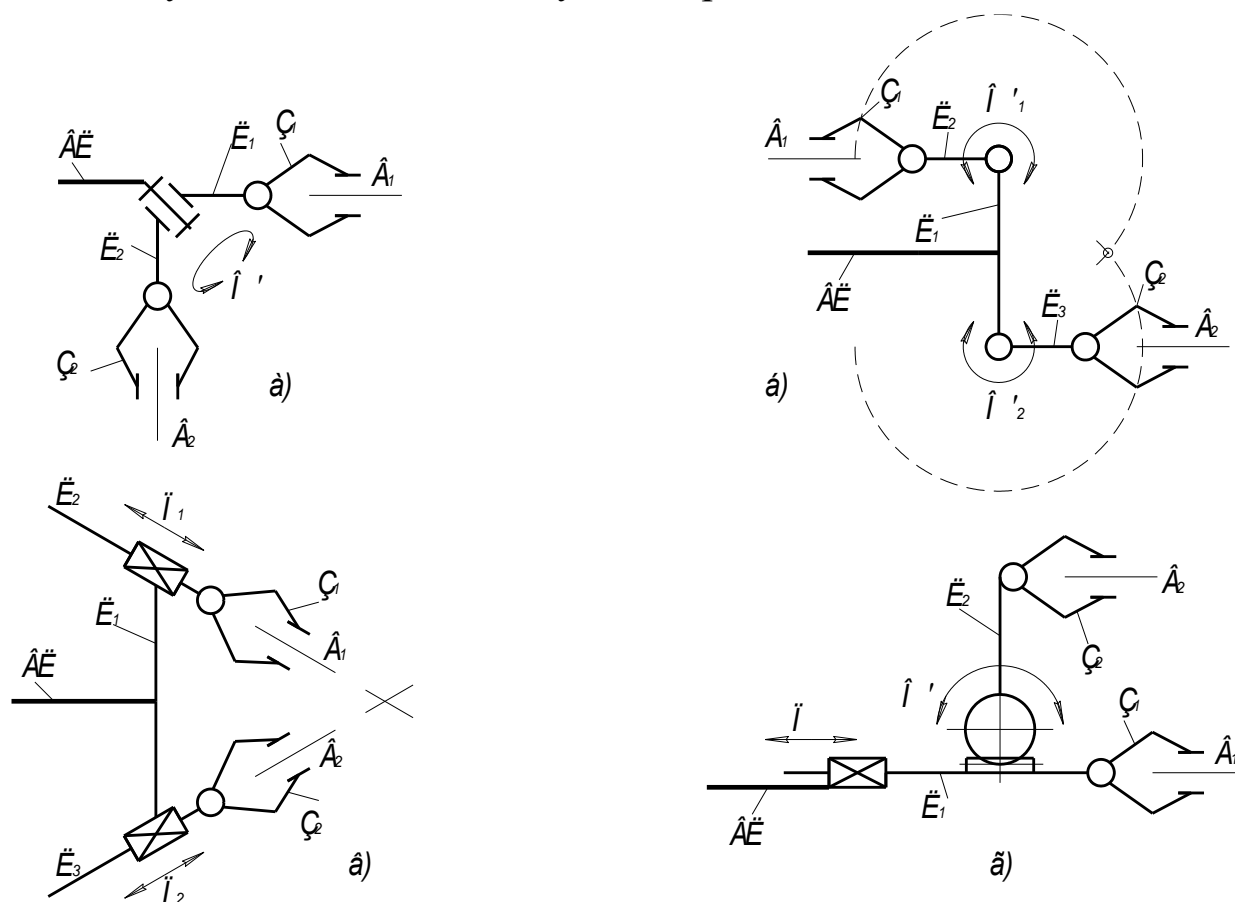


Рис.4.10. Схеми комбінованих варіантів виконань двозахватних пристроїв

ЗЗМ можна реалізувати двома ступенями рухомості, коли захвати мають окремі приводи їх просторового переміщення (рис.4.10, б). Структура такого пристрою матиме вигляд:

$$\text{ВЛ } \perp \text{ Л}_1 \begin{cases} \perp \text{ X O}'_1 / \text{З}_1 \\ \perp \text{ X O}'_2 / \text{З}_2 \end{cases}$$

Подібне вирішення питання може бути реалізоване на основі використання поступальних кінематичних пар (рис.4.10, в), які розміщені під довільним кутом (V) відповідно до структурної формули:

$$ВЛ \perp Л_1 \begin{cases} (V) П_1 / Л_2 / З_1 \\ (V) П_1 / Л_3 / З_2 \end{cases} .$$

Використання в пристрої двох ступенів рухомості ускладнює конструкцію, а тому вони можуть використовуватися тільки при достатньому для цього обґрунтуванні.

ЗЗМ можна здійснювати однією ступенню рухомості, з використанням проміжних передач (механізмів). На цій основі можна отримати комбінації різних рухів захватів. Один із таких варіантів представлено на рис.4.10, г, за структурною формулою:

$$ВЛ // П / Л_1 \begin{cases} X O' \perp Л_2 \perp X З_2 \\ / З_1 \end{cases} .$$

Усі вищенаведені обґрунтування дають можливість більш повно визначити структуру можливих варіантів двозахватних пристроїв.

4.9. Кількісний аналіз кінематичних варіантів двозахватних пристроїв

Кількість кінематичних варіантів залежить від ступенів рухомості в двозахватному пристрої та їх функціонального призначення ($n_{зс}$; n_k ; $n_{ло}$).

Основою двозахватних пристроїв, з точки зору їх функціонування, є ступені рухомості ЗЗМ. Для даних механізмів кількість теоретично можливих варіантів буде:

$$m_{кін} = m_n \cdot m_b \cdot m_k \cdot m_{нп} \cdot m_{нл},$$

де m_n – кількість варіантів, які відрізняються послідовністю розміщення кінематичних пар. Якщо в механізм ЗЗМ можуть використовуватися пари різних класів, то [64]:

$$m_n = \frac{N!}{n_{III}!n_{IV}!n_V!},$$

де $N = n_{III} + n_{IV} + n_V$ – загальна кількість кінематичних пар в механізмі ЗЗМ, що визначається як сума кількості кінематичних пар відповідно III, IV та V-го класів. У більшості випадків $m_n = 1$.

m_B – кількість варіантів по виду руху в парах V-го класу. Оскільки основних видів руху два (поступальні – П і обертові – О), то:

$$m_B = 2^n.$$

Оскільки в конструкціях двозахватних пристроїв в основному використовуються пари п'ятого класу, то $n = n_V$.

m_K – кількість варіантів відносно особливостей конструктивного виконання кінематичних пар. Таких різновидів для кожного виду рухів два. Перший – коли вісь рухомої ланки кінематичної пари співпадає з напрямком руху чи віссю обертання (позначаємо П і О), і другий – коли вони не співпадають, то позначаються П' і О' (рис. 4.3). Відповідно:

$$m_K = 2^n.$$

m_{HP} – кількість варіантів з напрямку руху в окремих ступенях рухомості. Якщо рухи відносно попереднього можуть бути паралельними, співвісними, перпендикулярними чи перехресними, то кількість таких варіантів буде:

$$m_{HP} = 4^{(n-1)};$$

m_{HP} – кількість варіантів з напрямку приєднання кінематичної пари до ланки, що її утримує. Оскільки приєднання є одним, але з різним напрямком, то теоретично їх, подібно до вищенаведеного, може бути чотири варіанти.

Виходячи з того, що для ЗЗМ, як правило, використовується одна ступінь рухомості, то загальна кількість теоретично можливих кінематичних варіантів для механізму ЗЗМ буде:

$$m_{кін} = 1 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 = 32.$$

Подібно можна визначити кількість кінематичних варіантів для кисті чи локально-операційних механізмів, якщо вони мають місце в двозахватному пристрої.

4.10. Теоретична кількість конструктивно-кінематичних варіантів

Визначена кількість кінематичних варіантів об'єднується з конструктивними варіантами, що дає можливість оцінити загальну кількість теоретично можливих варіантів для тієї чи іншої схеми (структури) двозахватного пристрою. Так, для одноланкового пристрою зі структурою:

$$\text{ВЛ} / \text{О} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp // \text{З}_1 \\ \perp // \text{З}_2 \end{cases},$$

їх буде:

$$m_m = m_{кон}^m \cdot m_{кін}^m = 8192 \cdot 32 = 262144.$$

Для дволанкового пристрою зі структурою:

$$\text{ВЛ} \perp \text{О}' \begin{cases} \perp \text{Л}_1 / \text{З}_1 \\ (\perp) \\ \perp \text{Л}_2 / \text{З}_2 \end{cases},$$

$$m_m = m_{кон}^m \cdot m_{кін}^m = 16384 \cdot 32 = 524288.$$

Для триланкового пристрою зі структурою:

$$\text{ВЛ} / \text{О} \perp \text{Л}_1 \begin{cases} \perp // \text{Л}_2 \perp \uparrow \text{З}_1 \\ \perp // \text{Л}_3 \perp \downarrow \text{З}_2 \end{cases},$$

кількість конструктивно-кінематичних варіантів:

$$m_m = m_{кон}^m \cdot m_{кін}^m = 14194304 \cdot 32 = 134217728.$$

Отримані результати свідчать, що кількість теоретично можливих варіантів виконань двозахватних пристроїв є надзвичайно великою. А тому одним із важливих напрямків досліджень промислових роботів і їх захватних пристроїв є розробка методики визначення з теоретично можливих варіантів найбільш доцільних їх виконань для різних конструкцій роботизованих верстатних комплексів та умов їх експлуатації.

РОЗДІЛ 5

СИЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ

5.1. Особливості силового навантаження захватних пристроїв роботів

Основне призначення захватних пристроїв полягає у забезпеченні надійного утримування транспортованих роботом деталей за різних режимів переміщень. Головною відмінною ознакою функціонування захватних пристроїв є те, що промислові роботи – це високорухомі системи, які забезпечують зміну просторового положення захватів та їх рух у різних напрямках. Такі особливості функціонування призводять до зміни силового навантаження на захватний пристрій. Додатковою умовою зміни силового навантаження є врахування зміни режимів руху з прискорення на гальмування. Таким чином, в циклі роботи робота має місце велика кількість умов силового навантаження на захватний пристрій, що супроводжується постійним циркулюванням сил у точках затиску транспортованих деталей, а відповідно, в конструкції затискного пристрою. Виходячи з того, що роботи здійснюють періодичні рухи з великими швидкостями, що супроводжується відповідними силами інерції, прикладеними до транспортованої деталі. Величина сил інерції може бути близькою або більшою за силу ваги деталі. Тому врахування сил інерції в розрахунках захватного пристрою є обов'язковою умовою.

Конструктивне розміщення захватного пристрою в кінці кінематичного ланцюга робота вимагає виконання точних силових розрахунків з метою забезпечення гарантованого утримування транспортованої деталі за мінімальних масо-габаритних параметрах захвату. Всі вищенаведені умови можна представити у вигляді відповідної структури (рис.5.1.):



Рис.5.1. Структура силового навантаження захватного пристрою

Розрахунок величини сил затиску необхідно розділити на такі складові:

1. Розрахунок мінімально необхідних сил затиску (P_{\min}) для забезпечення теоретично можливого утримування транспортованої деталі захватним пристроєм робота.
2. Розрахунок реальних (дійсних) сил затиску (P_p) для забезпечення гарантованого утримування транспортованої деталі з

урахуванням всіх можливих відхилень в роботі системи захват-транспортована деталь.

5.2. Визначення мінімальних сил затиску деталей

Визначення відзначених сил повинно базуватися на врахуванні всіх особливостей утримування транспортованих деталей на прикладі призматичного виконання захватного пристрою. Додатковою умовою розрахунку є просторове його орієнтування. Найбільш типові варіанти – це вертикальне та горизонтальне розміщення. На прикладі вертикального розміщення захвату розглянемо дане питання. Під час складання розрахункової схеми необхідно також враховувати особливості утримування деталей захватним пристроєм. Найбільш прийнятним є затиск деталі такого розміру, коли вершини затискних призм співпадають з віссю деталі (рис.5.2,а).

Як роботи, так і його захватні пристрої відносяться до універсальних засобів автоматизації, а тому наведений варіант затиску є одним із дуже великої кількості можливих. Це пов'язано з тим, що утримувані деталі можуть бути різних діаметрів: від D_{\min} до D_{\max} . Причому захват може спочатку брати деталь (заготовку) одного діаметра, а, встановивши її на верстат, після обробки вона уже має інший розмір. Все це спричиняє різні умови затиску деталі, а відповідно, інші умови розрахунку. Врахування цих умов є важливою складовою розрахунку сил затиску деталі. В деяких джерелах [39, 99, 100] наводяться розрахунки для варіанту, коли вершина призм співпадає з віссю симетрії утримуваної деталі. Такий варіант затиску назвемо початковим, або номінальним, а діаметр утримуваної деталі будемо вважати за номінальний (D_H). Від цього діаметра інші розміри деталей можуть відхилятися як в більшу, так і в меншу сторону, що спричиняє виникнення інших схем затиску – рис.5.2, б, в. Кожна з цих схем оцінюється появою

кута φ , який вказує на зміщення вершини призми від вісі симетрії деталі: φ_6 – відхилення для більшого діаметра D_6 ; φ_M – відхилення для меншого діаметра D_M .

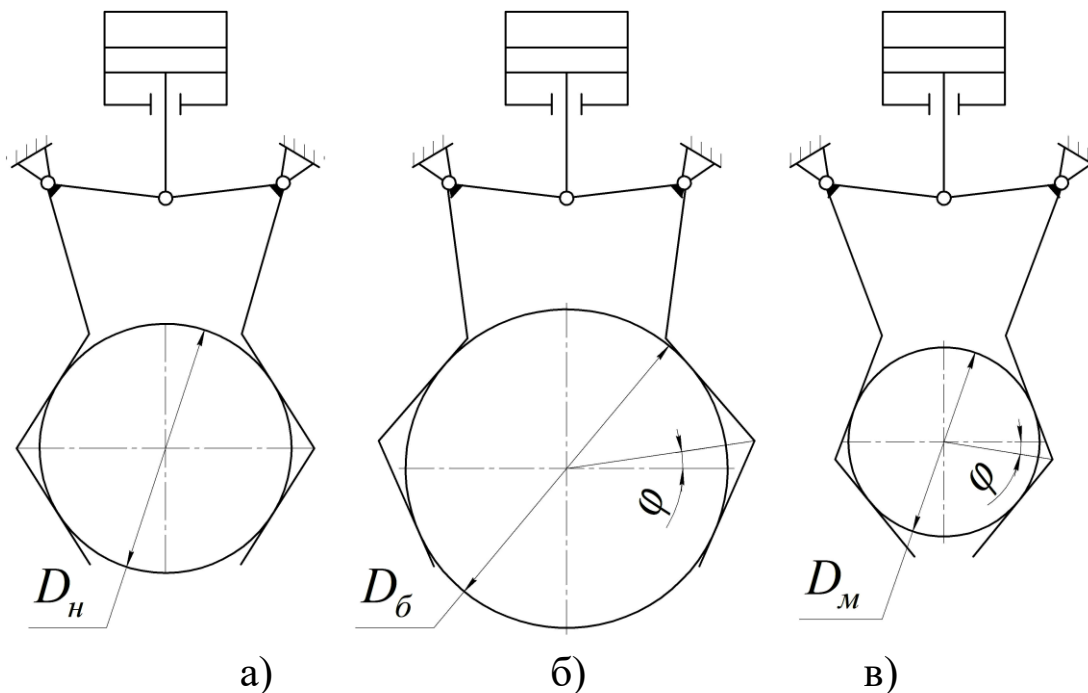


Рис.5.2. Типові умови затиску деталі

З урахуванням наведеної умови складаємо узагальнену розрахункову схему затиску деталі (рис.5.3.), де вказані такі позначення: G – сила ваги деталі; I – сила інерції; α – кут призми; β – кут напрямку сили інерції; φ – кут розміщення вершини призми; P_1, P_2, P_3, P_4 – сили затиску деталі.

Для визначення сил затиску складаємо рівняння рівноваги утримуваної деталі. Оскільки рівнянь рівноваги можна скласти два ($\sum P_x; \sum P_y$), а невідомих сил затиску чотири ($P_1; P_2; P_3; P_4$) то, щоб знайти ці сили, приймаємо умову – визначення мінімально необхідних сил затиску. Другою важливою умовою у процесі запису рівнянь рівноваги є врахування сил тертя між утримуваною деталлю та затискними елементами. Для наведеного варіанта (рис.5.3.) такими силами тертя будуть – F_1 і F_2 .

Тоді рівняння рівноваги будуть:

$$\sum P_x = I \sin \beta - P_3' \sin(\alpha/2 + \varphi) - P_4' \sin(\alpha/2 - \varphi) = 0;$$

$$\sum P_Y = -G - I \cos \beta + P_1'' \cos(\alpha/2 + \varphi) + P_3'' \cos(\alpha/2 + \varphi) + F_1 \sin(\alpha/2 + \varphi) + F_3 \sin(\alpha/2 + \varphi) = 0.$$

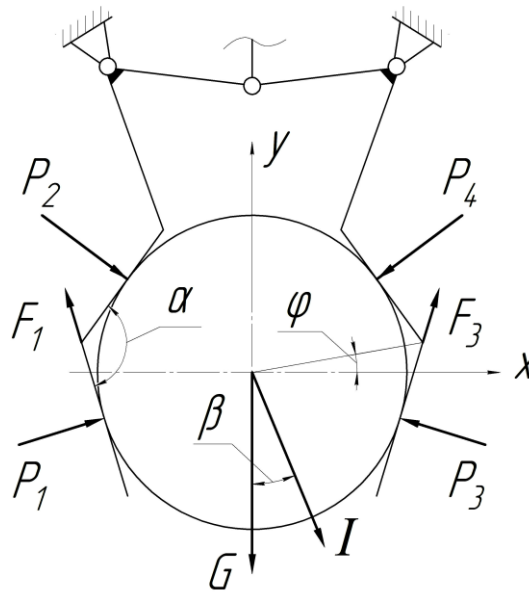


Рис.5.3. Розрахункова схема вертикально розміщеного захватного пристрою

Для вирішення першого рівняння приймаємо додаткову умову, що горизонтальні складові P_3' та P_4' зрівноважуються між собою через систему затиснутої деталі. Під час вирішення другого рівняння ($\sum P_Y = 0$) враховуємо умову, що захватний пристрій у напрямку вертикальної вісі виконаний симетрично, а відповідно і навантажений симетрично, тому вертикальні складові сил затиску P_1'' та P_3'' також рівні між собою.

Підсумкові значення мінімальних сил затиску для досліджуваного варіанта дорівнюють:

$$P_1 = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)]};$$

$$P_2 = 0;$$

$$P_3 = \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)]} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi) \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 + \varphi) \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)} = \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\sin \alpha} +$$

$$+ \frac{G + I \cos \beta}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)]};$$

$$P_4 = \frac{I \sin \beta \cdot \sin(90 - \alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi) \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi) + \cos(\alpha/2 + \varphi) \cdot \sin(\alpha/2 - \varphi)} = \frac{I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 + \varphi)}{\sin \alpha}.$$

При $\varphi = 0$ відзначені сили будуть:

$$P_1 = \frac{G + I \cos \beta}{2(\cos \alpha/2 + f \cdot \sin \alpha/2)};$$

$$P_2 = 0;$$

$$P_3 = \frac{G + I \cos \beta}{2(\cos \alpha/2 + f \cdot \sin \alpha/2)} + \frac{I \sin \beta \cdot \cos \alpha/2}{\sin \alpha};$$

$$P_4 = \frac{I \sin \beta \cdot \cos \alpha/2}{\sin \alpha}.$$

У наведених формулах f – це коефіцієнт тертя між утримуваною деталлю і затискними елементами захвату.

Подібно виконуються розрахунки для варіанту при зміщенні вершин затискних призм нижче горизонтальної вісі, що відбувається при затиску та утримуванні деталі діаметром D_M (рис.5.2, в). Під час переміщення деталі захватний пристрій може змінювати напрямок руху, відповідно змінюється і кут дії сили інерції. Тому потрібно проводити силові розрахунки ЗП при інших напрямках дії сили інерції.

Отже, основними варіантами маніпулювання деталями можна вважати горизонтальний, вертикальний рухи руки робота, її поворот та ротацію. При даних рухах можуть утворюватися різні схеми затиску деталей за рахунок горизонтальної чи вертикальної орієнтації захватного пристрою, а також утримуваної деталі (рис.5.4). Зміну силового навантаження на затискні елементи створює напрямок сил інерції та ваги деталі, що відбувається при виконанні різних рухів або їх поєднанні, і відповідно оцінюється кутом напрямку дії сили інерції (β). Також на зміну сил затиску впливають конструктивні елементи захватів, такі як кут затискних

призм (α), кут зміни положення вершин призм (φ), довжини плечей затискних важелів (l_n) та ін. Важливою особливістю кута « φ » є те, що він може утворюватися у процесі маніпулювання деталями різних розмірів (див.рис.5.2) або за рахунок конструкції затискних важелів та їх затискних елементів (призм). У більшості випадків найбільш небезпечними варіантами затиску деталей виявляються такі, коли вершини затискних призм зміщені до ЗП. Тоді є можливість виривання деталі із ЗП, особливо при направленні сили інерції в напрямку від центру (приводу) ЗП. Також різке збільшення сил затиску спостерігається у випадках, коли сила інерції направлена вздовж вісі деталі. Це відповідає вертикальному переміщенню руки робота при вертикальній орієнтації деталі в ЗП, або повороту руки робота коли деталь зорієнтована горизонтально. Всі ці умови затиску створюють різні розрахункові схеми балансу сил у ЗП, які необхідно розглянути і прийти до єдиної системи рішень та рекомендації з проектування ЗП, а також керування ним у процесі затиску і маніпулюванні деталями.

5.3. Аналіз залежностей сил затиску від конструктивних параметрів ЗП

Промислові роботи у складі верстатних комплексів можуть виконувати безліч рухів при різній орієнтації ЗП. Для того, щоб оцінити загальний вплив конструктивних параметрів ЗП на сили затиску, доцільно розглядати типові варіанти затиску.

Якщо скласти рівняння рівноваги за розрахунковими схемами, які представлено на рис.5.4 та вивести рівняння для визначення мінімально необхідних сил затиску, то за отриманими рівняннями можливо виконувати дослідження впливу на величину необхідних сил затиску конструктивних параметрів захватного пристрою, умов затиску та напрямків переміщення утримуваних деталей.

Нижче наведено результати розрахунків окремих сил затиску. На рис.5.5 показано залежності впливу кута затискних призм (α) на

сили затиску (P), а на рис.5.6 побудовано залежності впливу кута дії сили інерції (β) на ці ж сили затиску (P). На рис.5.7 представлено залежності впливу кута зміщення вершин затискних призм (φ) також на сили затиску (P). Усі нумерації сил на даних залежностях є ідентичними і відповідають позначенням, які показано на розрахункових схемах (рис.5.4). Це зроблено для того, щоб можливо було оцінити зміну силового навантаження ЗП при різних умовах затиску деталі.

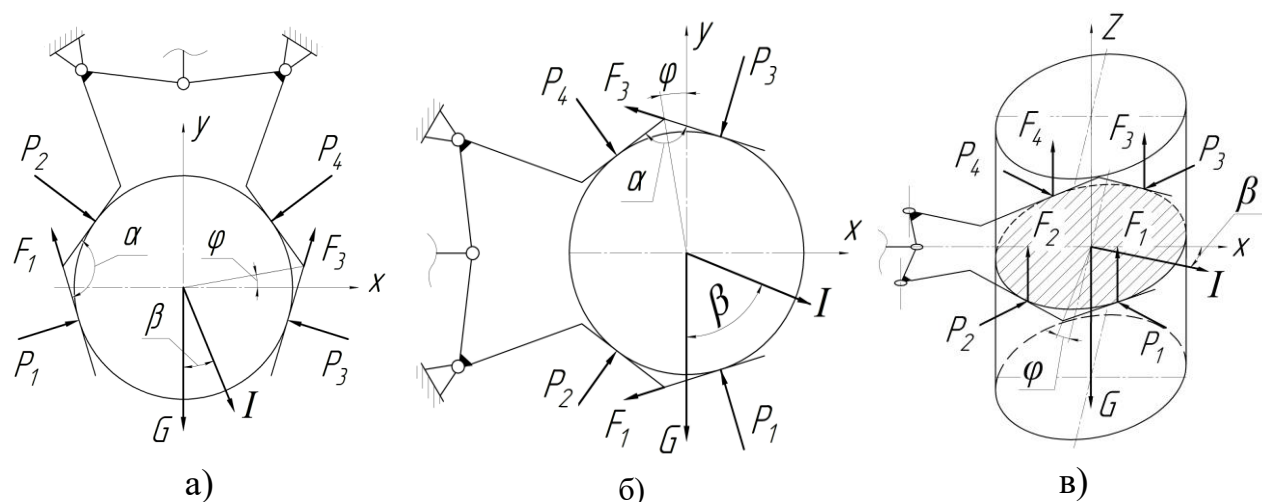


Рис.5.4. Типові варіанти затиску деталі ЗП

Отже, на рис.5.5 видно: як змінюються сили затиску при зміні кута затискних призм (α) коли ЗП зорієнтовано вертикально (рис.5.4, а) – відповідно криві 1, 2 та 3; горизонтально (рис.5.4, б) – криві 4, 5 та 6; і горизонтально з вертикально орієнтованою деталлю (рис.5.4, в) – криві 7, 8, 9 та 10. Представлені криві побудовані за умови, що вершини затискних призм зміщені до ЗП ($\varphi=10^\circ$), сила інерції дорівнює силі ваги ($I=G$); кут напрямку дії сили інерції $\beta=0^\circ$ (для схеми, що на рис.5.4, а) та $\beta=90^\circ$ (для схем, що на рис.5.4, б, в). Кути β підібрані так, щоб відтворити небезпечні схеми затиску, при яких може відбуватися виривання деталі із ЗП. Коефіцієнт тертя при цьому прийнято рівним $f = 0,1$.

P, Н

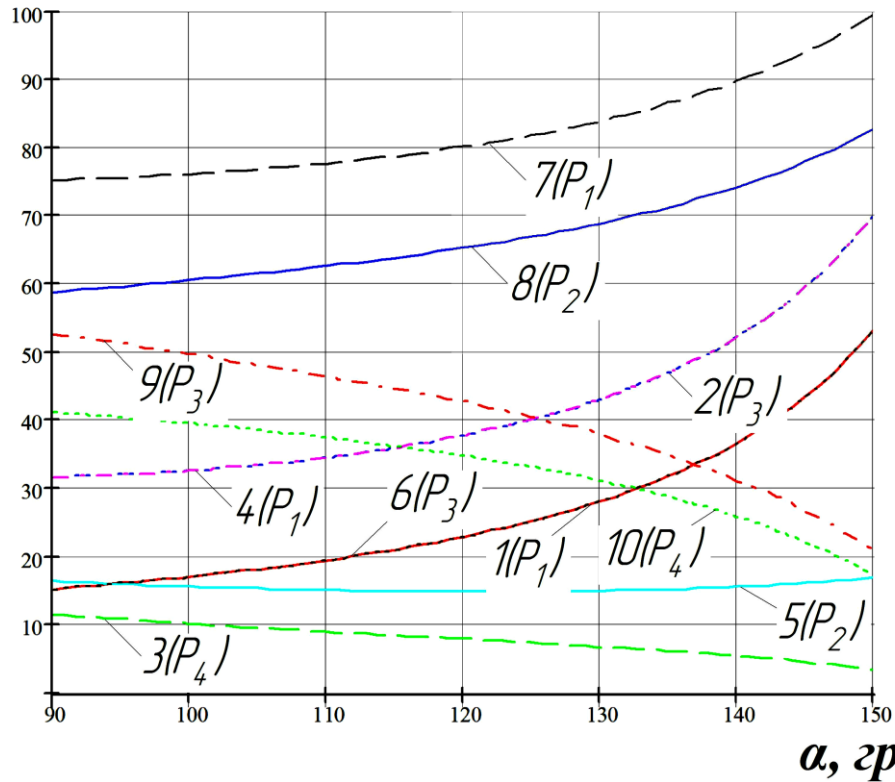


Рис.5.5. Залежності впливу кута затискних призм (α) на сили затиску (P)

P, Н

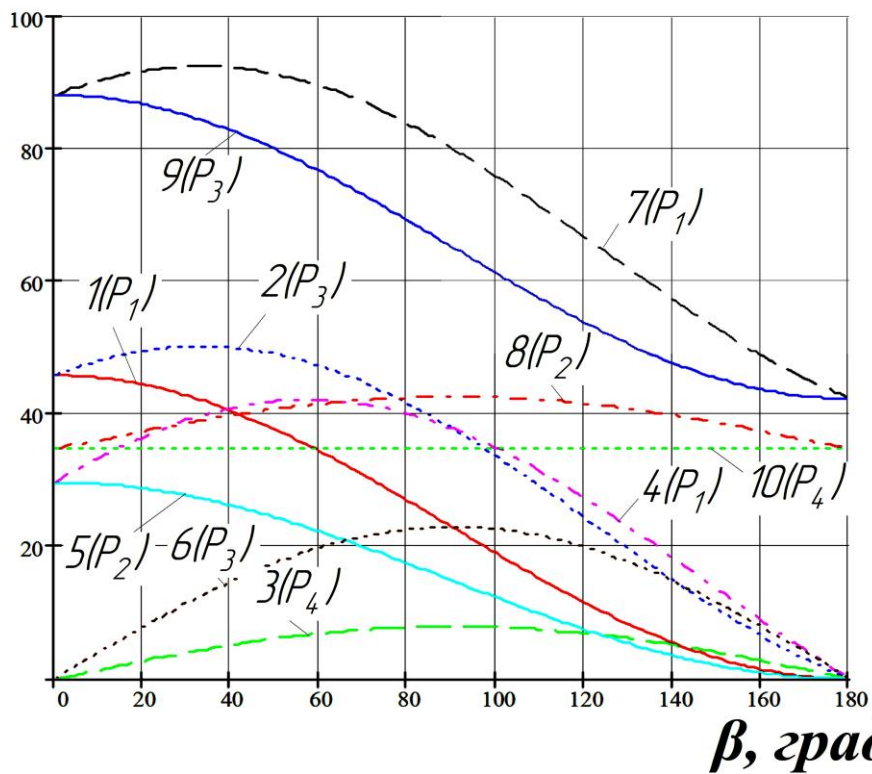


Рис.5.6. Залежності впливу напрямку сили інерції (β) на сили затиску (P)

P, H

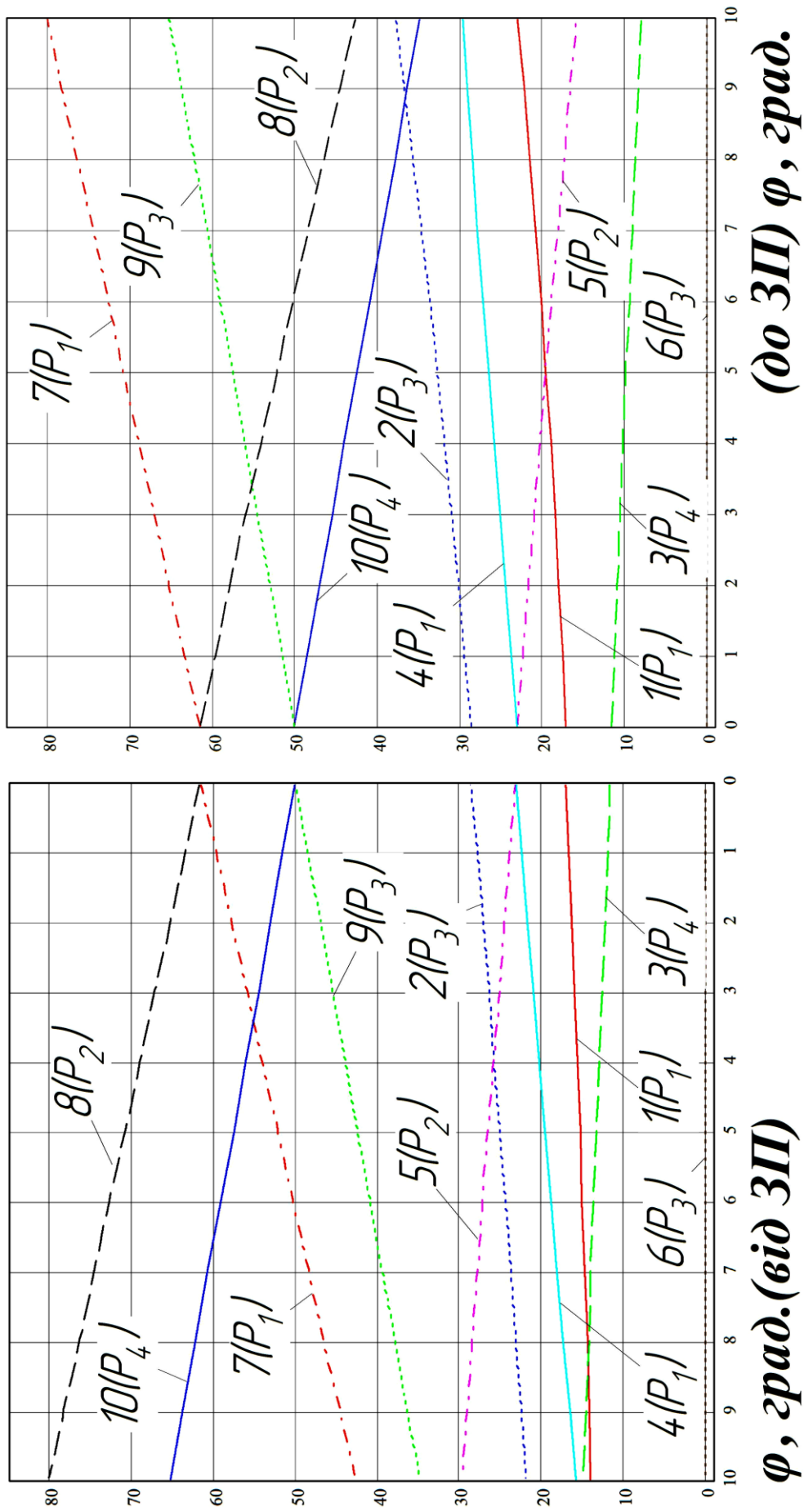


Рис.5.7. Залежності впливу зміщення вершин призми (φ) на сили затиску (P)

Рис.5.6 показує вплив напрямку дії сили інерції на сили затиску. Для отримання зміни кута β від 0° до 180° , необхідно забезпечити зміну напрямку руху руки робота, а відповідно і ЗП. Аналогічно до попереднього рисунка, криві побудовано за схемою: 1, 2 та 3 – для вертикально орієнтованого ЗП (рис.5.4, а); 4, 5 та 6 – для горизонтально орієнтованого ЗП; 7, 8, 9 та 10 – для горизонтально розміщеного ЗП з вертикально орієнтованою деталлю. Вихідні дані для побудови залежностей: $\alpha=120^\circ$; $\varphi=10^\circ$ (зміщення до ЗП); $I=G$; $f=0,1$.

Залежності впливу на сили затиску (P) кута зміщення вершин затискних призм (φ) побудовано таким чином, що ліва частина (рис.5.7, а) відповідає зміщенню даного кута від ЗП, коли затискні призма утримують деталь діаметром меншим за номінальний, тобто - D_m . Відповідно права частина (рис.5.7, б) показує зміну сил затиску при зміщенні вершин затискних призм в напрямку до приводу ЗП, коли робот утримує деталь діаметром більшим за номінальний, тобто - D_b .

Отримані залежності (рис.5.5; 5.6; 5.7) дозволяють більш обґрунтовано вибирати конструктивні параметри згідно з конкретними умовами експлуатації робота. Дослідження всіх можливих поєднань орієнтації та напрямків руху ЗП показали, що найбільш навантаженим варіантом затиску деталі буде такий, коли вісь деталі зорієнтована вертикально, а рука робота виконує вертикальний рух (вгору), і при цьому вершини затискних призм (φ) зміщені в напрямку до приводу ЗП. Тоді необхідні сили затиску будуть найбільші.

5.5 Визначення сумарних сил затиску деталей

Із вищенаведених досліджень видно, що утримування деталей захватом здійснюється силами, які відносяться до двох затискних призм. Таким чином, кожна з призм створює по дві сили затиску,

які через відповідні важелі та проміжні передачі передаються на двигун привода захватного пристрою. Тому важливо визначити сумарні сили, створювані кожною затискною призмою.

Вирішення цієї задачі здійснюється за умови, коли сумарні сили на кожній із затискних призм проходять через центр призми та центр утримуваної деталі. Це найбільш доцільний варіант, оскільки визначені сили прикладаються до центру призми і такі сили зручно приводити через проміжні передачі до двигуна привода захватного пристрою. За прийнятої умови, складаємо розрахункову схему для вертикально орієнтованого пристрою (рис.5.8).

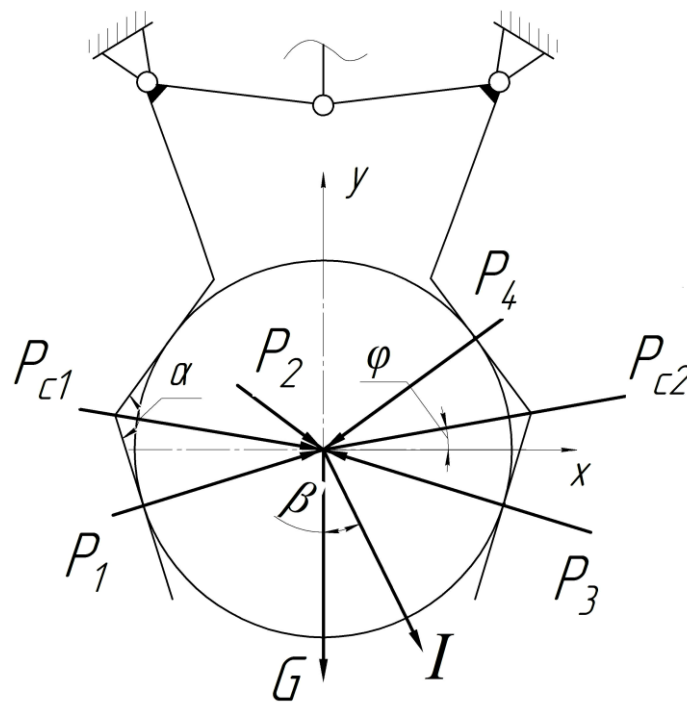


Рис.5.8. Розрахункова схема для визначення сумарних сил затиску

Для зручності сили затиску P_1 ; P_2 ; P_3 ; P_4 приведені до центру утримуваної деталі. Проектуємо векторно сили затиску на вісь симетрії призми. Тоді сумарна сила затиску для лівої призми буде:

$$P_{c1} = P_1 \sin \alpha/2 + P_2 \sin \alpha/2 = (P_1 + P_2) \sin \alpha/2.$$

Подібно знаходиться сумарна сила затиску для правої призми:

$$P_{c2} = (P_3 + P_4) \sin \alpha/2,$$

де α – кут призми.

Загальна сумарна сила затиску утримуваної деталі двома призмами буде:

$$P_c = P_{c1} + P_{c2} = (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) \sin \alpha/2.$$

Підставляючи в отримані рівняння раніше визначені сили затиску (див. п.5.2), отримаємо:

$$P_{c1} = \frac{(G + I \cos \beta) \sin \alpha/2}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)]};$$
$$P_{c2} = \frac{(G + I \cos \beta) \sin \alpha/2}{2[\cos(\alpha/2 + \varphi) + f \cdot \sin(\alpha/2 + \varphi)]} +$$
$$+ \frac{(I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)) \sin \alpha/2}{\sin \alpha} + \frac{(I \sin \beta \cdot \cos(\alpha/2 + \varphi))}{\sin \alpha}.$$

Розглянута вище послідовність визначення сумарних сил затиску дозволяє виконувати розрахунки і при інших напрямках сили інерції та деяких інших різновидах затиску утримуваних деталей.

5.5. Аналіз залежностей сумарних сил затиску при типових рухах та зміні орієнтації захватного пристрою

У пункті 5.3 за отриманими залежностями було показано, як впливають конструктивні параметри ЗП на окремі сили затиску при типових рухах та різній орієнтації захвату.

З метою наглядного визначення впливу конструктивних параметрів ЗП при зміні його орієнтації на сумарні сили затиску доцільно будувати комплексні залежності (рис.5.9; 5.10; 5.11). Вихідні дані для побудови залежностей взято такі ж, як і в п.5.3.

Всі залежності побудовані за однакових умов урахування конструктивних параметрів ЗП, але при різних напрямках їх руху та орієнтації. Це зроблено для зручності порівняння стану силового балансу у системі ЗП-деталь за різних умов маніпулювання деталлю.

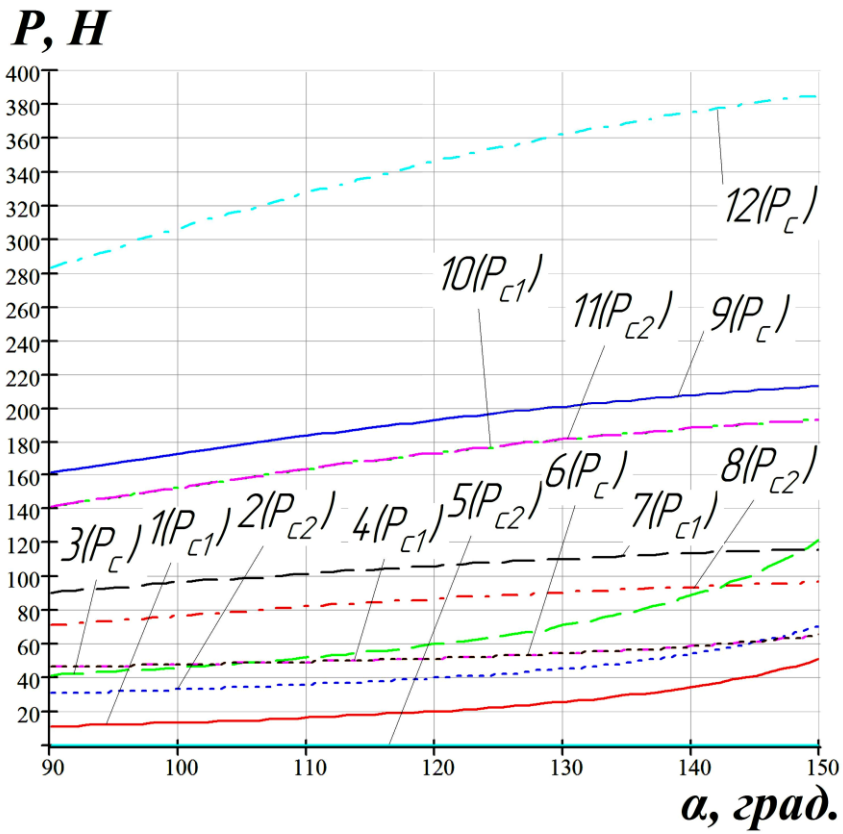


Рис.5.9. Залежності сумарних сил затиску (P_c) від кута затискних призм (α)

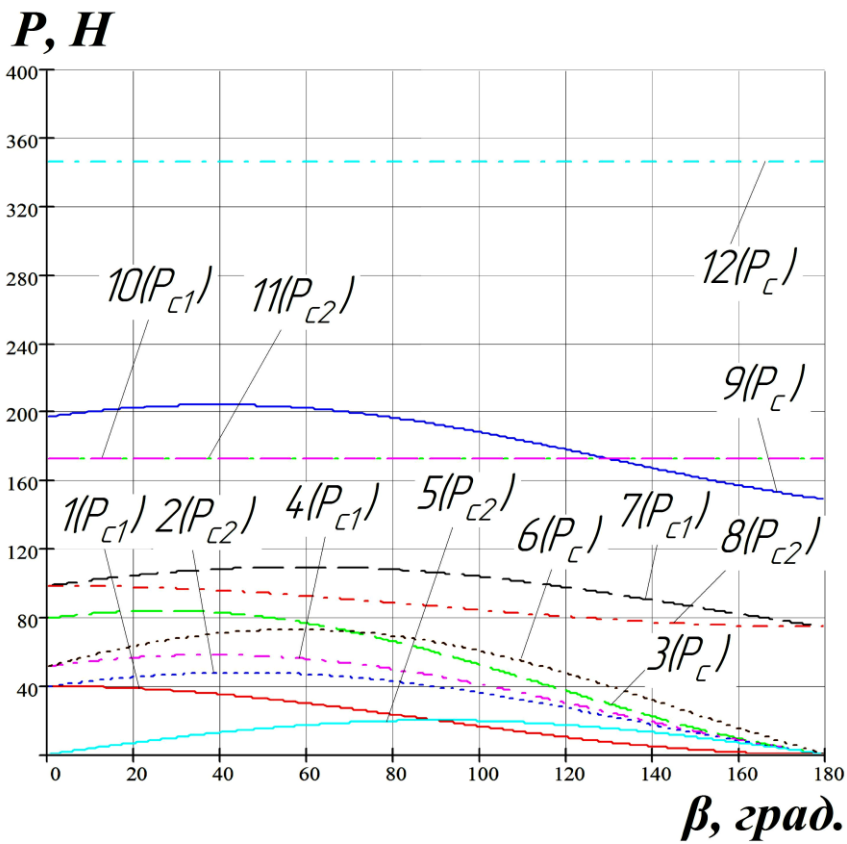
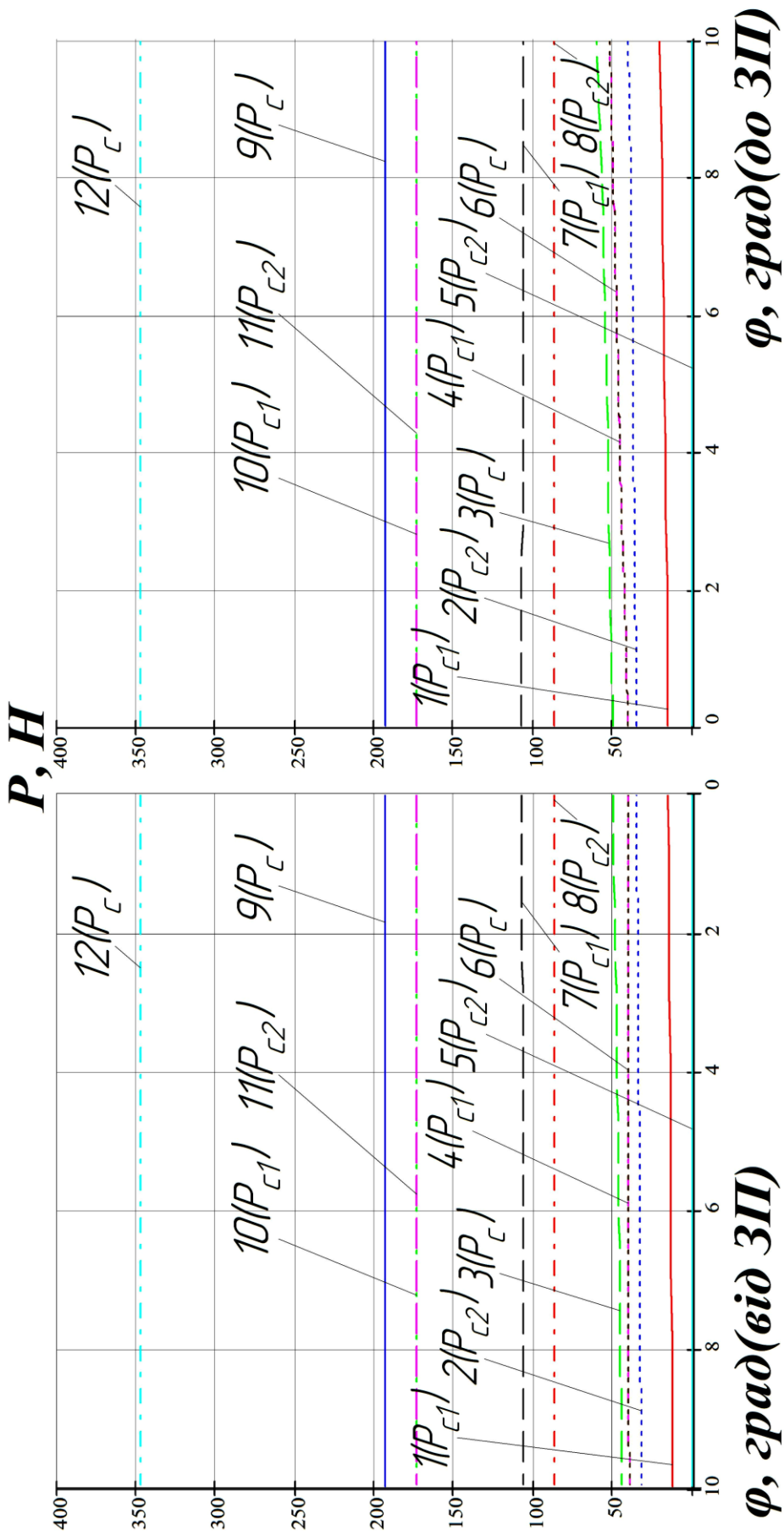


Рис.5.10. Залежності впливу напрямку сили інерції (β) на сили затиску (P_c)



б)

а)

Рис.5.11. Залежності впливу зміщення вершини призми (φ) на сили затиску (P_c)

Розглянуті вище питання дозволяють зробити такі висновки:

1. Аналіз окремих сил затиску показує, що вони суттєво змінюються залежно від величини конструктивних параметрів та умов роботи ЗП. Так, різке збільшення сил затиску має місце для вертикально орієнтованого ЗП при співпаданні сили ваги деталі G та сили інерції I . Наприклад, при куті призми $\alpha=105^\circ-120^\circ$ деякі сили затиску вертикально орієнтованого ЗП більші в 1,25–1,45 рази, ніж для горизонтально орієнтованого ЗП.

2. Найбільше силове навантаження має місце, коли ЗП орієнтований горизонтально, а утримувана деталь – вертикально. При кутах призми $\alpha=105^\circ-120^\circ$ окремі сили затиску деталі більші, ніж для горизонтально орієнтованого (де деталь має горизонтально орієнтовану вісь) захвату в 2,8–3,5 рази.

3. Сумарні сили затиску на вісь призми мають подібні залежності. Так, при $\alpha=105^\circ-120^\circ$ для вертикально орієнтованого захвату сумарні сили затиску порівняно з горизонтально орієнтованим більші у 1,15–1,5 рази. Для найбільш навантаженого варіанту, коли захват горизонтально орієнтований, а вісь деталі – вертикально, сумарні сили більші в 3,8–4,3 рази.

4. Зміна кута φ веде до значного збільшення сил затиску. Так, при збільшенні φ до 20° окремі і сумарні сили затиску збільшуються в 1,7–2,3 рази порівняно з варіантом при $\varphi=0^\circ$.

5. Зміна сили інерції I веде до приблизно лінійного зростання сил затиску.

6. Зміна кута затискних призм α впливає на сили затиску по-різному, залежно від орієнтації ЗП. Для вертикально орієнтованого ЗП збільшення кута α суттєво збільшує як окремі, так і сумарні сили затиску. Так, при зміні кута затискних призм від $\alpha=105^\circ$ до $\alpha=130^\circ$ (при $\varphi=0^\circ$) сили збільшуються в 1,15–1,25 рази, а для горизонтально орієнтованого ЗП – зменшуються в 1,7–2,0 рази.

Отримані рівняння сил затиску можуть використовуватися як корегуючі підпрограми в роботі промислового робота та його захватного пристрою залежно від умов функціонування.

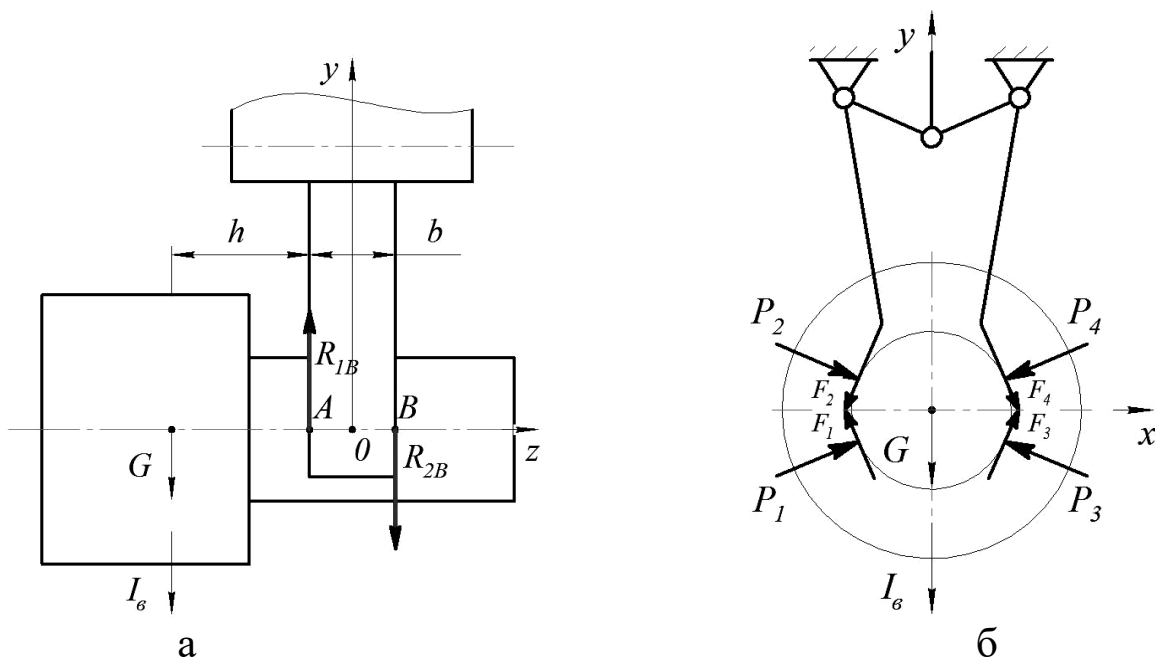
5.6. Розрахунок не зрівноважено утримуваних деталей захватними пристроями роботів

В значній кількості виконуваних роботом операцій захвату приходиться утримувати не зрівноважено затиснуті ним деталі. Це може мати місце, як при початковому їх захопленні, так і в процесі циклу функціонування робота з деталлю коли він установлює її на верстат де вона оброблюється і отримує іншу форму та розміри. Всі ці особливості призводять до зміни силового навантаження на захватний пристрій, а, відповідно, до зміни працездатної його якості.

Першим кроком у дослідженні цих питань є визначення необхідних сил затиску утримуваних деталей. Для цього з урахуванням всіх вихідних умов складаємо розрахункову схему (рис.5.12), де деталь затиснута захватом при несиметричному (не зрівноваженому) її розміщенні. В раніше виконаних дослідженнях [88] встановлено, що при визначенні сил затиску деталей, по таким розрахунковим схемам, може мати місце умова де кількість складених рівнянь рівноваги утримуваної деталі менше кількості невідомих сил затиску. Тому для вирішення поставленого завдання приймалась додаткова умова коли визначаються мінімально необхідні сили затиску, які потім збільшуються на потрібний коефіцієнт запасу. Таку ж умову приймаємо і в даних розрахунках.

Відповідно до наведеної схеми на затиснуту деталь вертикально розміщеним захватним пристроєм діють ексцентрично прикладені сила ваги деталі G і сила інерції I з плечем h . Таким чином, на захватний пристрій окрім зовнішніх сил G та I діє момент від цих сил, які повинні зрівноважуватись силами затиску.

Спочатку визначаємо загальний розподіл необхідних сил затиску між окремими частинами затискних призм, так як умовою рівноваги затиснутої деталі є сили затиску, які розміщуються по протилежним (крайнім) площинам затискних призм.



а – вид спереду; б – вид збоку

Рис. 5.12. Розрахункова схема для вертикально навантаженого захватного пристрою

Відповідно до наведеної схеми (рис.5.12, а) рівняння рівноваги будуть:

$$\sum M_A = (G + I)h - R_{2B}b = 0$$

звідки

$$R_{2B} = (G + I) \frac{h}{b}$$

при $h = 0$; $R_{2B} = 0$

$$\sum M_B = (G + I)(h + b) - R_{1B}b = 0$$

звідки

$$R_{1B} = (G + I) \frac{h + b}{b}$$

при $h = 0$; $R_{1B} = G + I$

Для визначення конкретного розподілу сил по окремих точках затиску деталі (сили – P_1 ; P_2 ; P_3 ; P_4) розглянемо схему представлену на рис.5.12, б.

В даній схемі нижні складові сил затиску (ліва частина затискних призм) P_1 та P_3 формують своїми вертикальними проекціями силу R_{1B} :

$$R_{1B} = P_1 \cos \frac{\alpha}{2} + F_1 \sin \frac{\alpha}{2} + P_3 \cos \frac{\alpha}{2} + F_3 \sin \frac{\alpha}{2};$$

де F_1 і F_3 - сили тертя в точках контакту затискних призм з деталлю.

$$F_1 = fP_1; F_3 = fP_3$$

де f - коефіцієнт тертя.

Так як схема симетрична відносно вертикальної вісі то $P_1 = P_3 = P$, а відповідно:

$$F = F_1 = F_3 = fP$$

Підставляючи у вихідне рівняння отримаємо:

$$R_{1B} = P_1 \left(\cos \frac{\alpha}{2} + f \sin \frac{\alpha}{2} \right) + P_3 \left(\cos \frac{\alpha}{2} + f \sin \frac{\alpha}{2} \right)$$

Враховуючи те, що наведена розрахункова схема симетрична відносно вертикальної вісі, то

$$P_1 = P_3 = \frac{R_{1B}}{2 \left(\cos \frac{\alpha}{2} + f \sin \frac{\alpha}{2} \right)},$$

або підставляючи раніше визначену величину сили R_{1B} отримаємо:

$$P_1 = P_3 = (G + I) \frac{h + b}{2b \left(\cos \frac{\alpha}{2} + f \sin \frac{\alpha}{2} \right)}$$

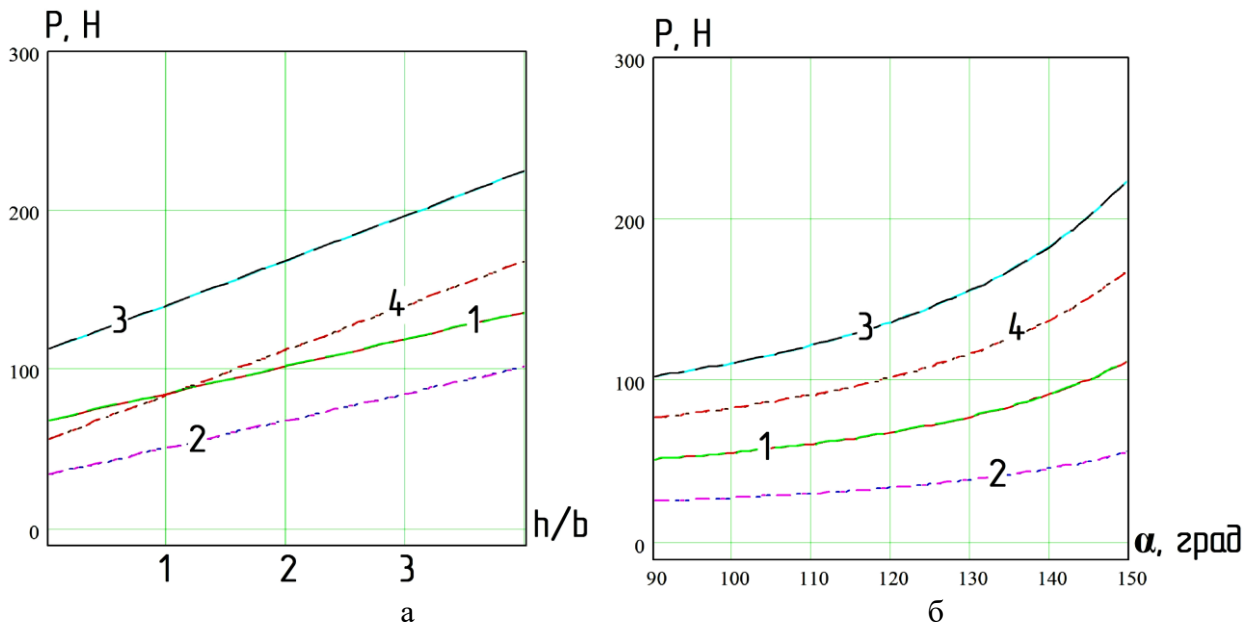
Подібно верхні складові сил затиску (права частина затискних призм) P_2 та P_4 формують вертикальними складовими силу R_{2B} :

$$R_{2B} = P_2 \cos \frac{\alpha}{2} + F_2 \sin \frac{\alpha}{2} + P_4 \cos \frac{\alpha}{2} + F_4 \sin \frac{\alpha}{2}$$

Повторюючи перетворення як у попередньому варіанті кінцево отримаємо:

$$P_2 = P_4 = (G + I) \frac{h}{2b \left(\cos \frac{\alpha}{2} + f \sin \frac{\alpha}{2} \right)}$$

Із отриманих формул видно, що сили P_1 та P_3 більші за сили P_2 та P_4 і чим більше плече, тим більша різниця між силами R_1 та R_2 . Детально вплив параметрів затискної схеми на величину сил затиску (P_i) представлено на графіках (рис.5.13).



а – залежності сил затиску від плеча прикладання зовнішніх сил (1 – P_1 та P_3 при $h = 10..30$, $b=10$, $G=20$, $I=20$, $\varphi=0$, $f=0.1$, $\alpha = 120$;

2 - P_2 та P_4 : $h = 10..30$, $b=10$, $G=20$, $I=20$, $\varphi=0$, $f=0.1$, $\alpha = 120$;

3 - P_1 та P_3 : $h = 10..30$, $b=10$, $G=20$, $I=20$, $\varphi=0$, $f=0.1$, $\alpha = 150$;

4 - P_2 та P_4 : $h = 10..30$, $b=10$, $G=20$, $I=20$, $\varphi=0$, $f=0.1$, $\alpha = 150$);

б – залежності сил затиску від кута затискних призм

(1 – P_1 та P_3 при $\alpha = 90..150$, $G=20$, $I=20$, $\varphi=0$, $f=0.1$, $b=10$, $h=10$;

2 – P_2 та P_4 при $\alpha = 90..150$, $G=20$, $I=20$, $\varphi=0$, $f=0.1$, $b=10$, $h=10$;

3 – P_1 та P_3 при $\alpha = 90..150$, $G=20$, $I=20$, $\varphi=0$, $f=0.1$, $b=10$, $h=30$;

4 – P_2 та P_4 при $\alpha = 90..150$, $G=20$, $I=20$, $\varphi=0$, $f=0.1$, $b=10$, $h=30$)

Рис. 5.13. Залежності сил затиску від плеча прикладання (h/b) зовнішніх сил та кута (α) затискних призм

Із отриманих залежностей видно, що збільшення плеча (h) прикладання зовнішніх сил G і I призводить до лінійного інтенсивного зростання необхідних сил затиску, та появи згинаючого моменту, який додатково навантажує конструкцію захватного пристрою. При цьому важливо враховувати, що «дальні» сили затиску R_1 і R_3 мають більше плече їх прикладання до важелів захватного пристрою, а тому це також потрібно враховувати на загальне навантаження захватного пристрою.

Не зрівноваженість затискної системи має місце також тоді коли зовнішні сили G і I прикладені в межах ширини (b) затискних губок пристрою але не по його середині. Для даного випадку зовнішні сили розміщуються між точками A і O . Відповідно максимальні сили R_1 і R_2 будуть при $h = 0$, величина яких при цій умові наведена вище, а при зменшенні плеча до точки « O » сили реакцій також будуть зменшувати переходячи в зрівноважений затиск деталі.

Розглянутий розрахунок виконано для умови затиску захватним пристроєм деталі номінального діаметра коли вершини затискних призм співпадають з віссю симетрії – X . Це є поодиноким прикладом утримання захватом деталей тому, що вони є універсальними пристроями які передбачають роботу з різними розмірами деталей. Один із таких прикладів представлено на рис.5.14.

Додатковою особливістю розрахунку зазначених пристроїв є врахування того факту, що робот здійснює різні просторові переміщення деталі із значними прискореннями, а тому в розрахунковій схемі показано різний напрямок дії сили ваги деталі і сили її інерції. Таким чином, в розрахункову схему додатково включено: β - кут напрямку сили інерції; φ - кут розміщення вершин призм залежно від діаметра утримуваної деталі.

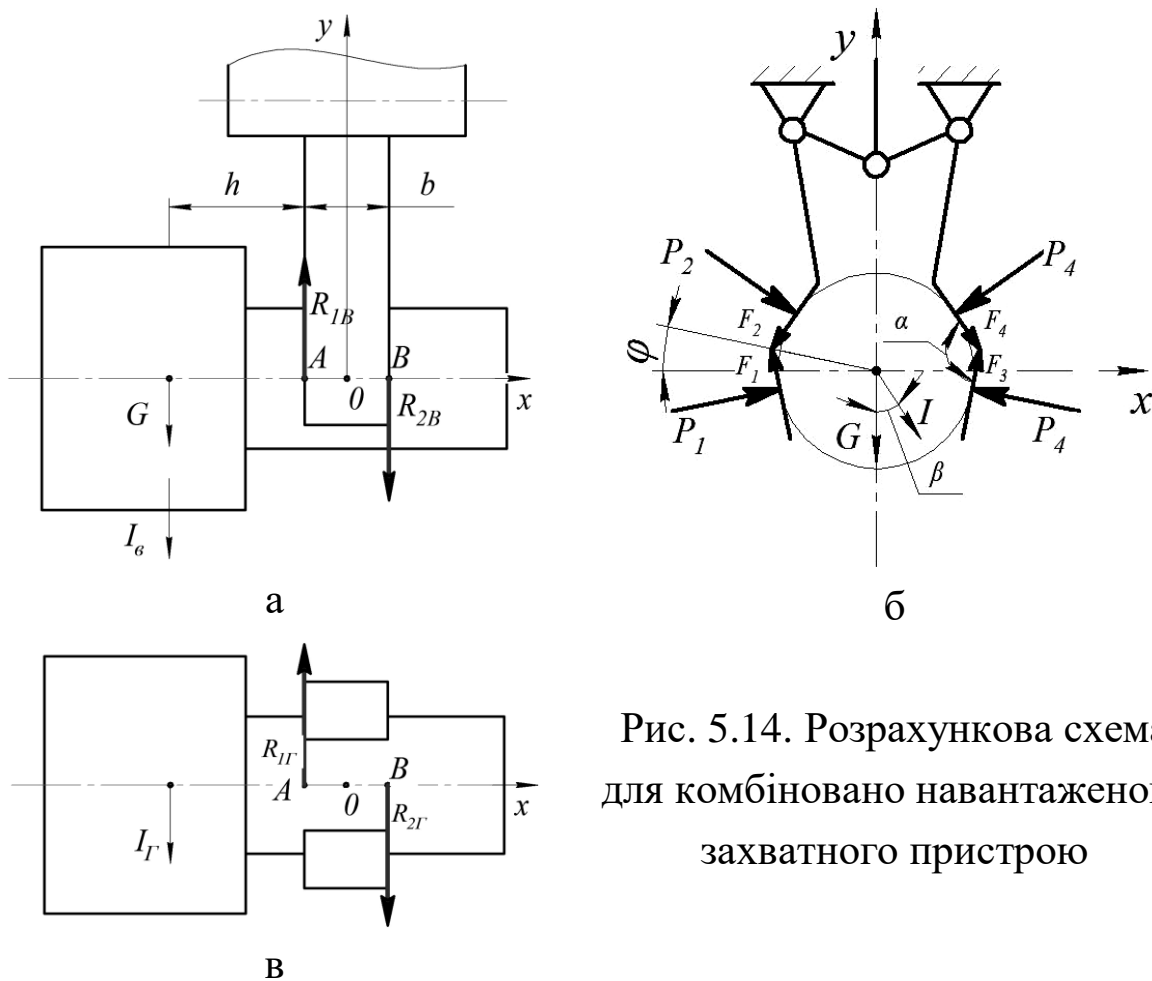


Рис. 5.14. Розрахункова схема для комбіновано навантаженого захватного пристрою

Визначення загальних сил R_1 та R_2 виконується подібно до вищенаведеного прикладу. Першою відмінністю є те, що зовнішні сили G та I діють в різних площинах. Тому спочатку визначаємо загальні сили R_1 та R_2 в цих площинах.

Так у вертикальній площині (рис.5.14, а) рівняння рівноваги будуть:

$$\sum M_A = (G + I \cos \beta)h - R_{2B}b = 0$$

звідки

$$R_{2B} = (G + I \cos \beta) \frac{h}{b}$$

$$\sum M_B = (G + I \cos \beta)(h + b) - R_{1B}b = 0$$

Тоді

$$R_{1B} = (G + I \cos \beta) \frac{h + b}{b}$$

Подібно визначаємо загальні сили в горизонтальній площині:

$$\sum M_A = I \sin \beta \cdot h - R_{2\Gamma} b = 0$$

звідки

$$R_{2\Gamma} = I \sin \beta \frac{h}{b}$$

$$\sum M_B = I \sin \beta (h + b) - R_{1\Gamma} b = 0$$

Тоді

$$R_{1\Gamma} = I \sin \beta \frac{h + b}{b}$$

Після цього переходимо до розподілу визначених сил між окремими силами затиску – P_i . Для цього складаємо рівняння рівноваги утримуваної деталі в різних площинах. Для вертикальної площини таке рівняння має вид (рис. 5.14, а, в):

$$R_{1B} = P_{1B} \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) + F_{1B} \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) + P_{3B} \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) + F_{3B} \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)$$

Враховуючи симетричність схеми отримаємо:

$$P_{1B} = P_{3B} = \frac{R_{1B}}{2\left(\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) + f \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)\right)};$$

або

$$P_{1B} = P_{3B} = (G + I \cos \beta) \frac{h + b}{2b\left(\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) + f \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)\right)}$$

Відповідно визначаємо сили R_{2B} , де в підсумку отримаємо:

$$R_{2B} = P_{2B} \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right) + F_{2B} \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right) + P_{4B} \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right) + F_{4B} \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)$$

Після подібних перетворень

$$P_{2B} = P_{4B} = (G + I \cos \beta) \frac{h}{2b\left(\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right) + f \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)\right)}$$

Розподіл сил в горизонтальній площині розглядаємо в тій же послідовності. Такі рівняння мають вид (рис. 5.14, б, в):

$$R_{1\Gamma} = P_{3\Gamma} \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) + P_{4\Gamma} \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)$$

Так як сили тертя в даному напрямку відсутні, то:

$$R_{3\Gamma} = \frac{I \sin \beta \frac{h+b}{b} - P_{4\Gamma} \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{b}$$

Для вирішення цього рівняння приймаємо додаткову умову [60], що вертикальні складові сил $P_{3\Gamma}$ та $P_{4\Gamma}$ між собою зрівноважені через затиснуту деталь, а тому в підсумку отримуємо:

$$R_{3\Gamma} = I \sin \beta \frac{(h+b) \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{b \sin \alpha};$$

$$R_{4\Gamma} = I \sin \beta \frac{(h+b) \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)}{b \sin \alpha}$$

Подібно визначаємо розподіл сили $P_{2\Gamma}$:

$$R_{2\Gamma} = P_{1\Gamma} \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) + P_{2\Gamma} \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)$$

де
$$P_{1\Gamma} = I \sin \beta \frac{h}{b}$$

Зрівноваженість сил у вертикальному напрямку $P_{1\Gamma B} = P_{2\Gamma B}$ отримаємо

$$P_{1B} \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) = P_{2B} \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)$$

тоді

$$P_{1B} = P_{2B} \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)}; \quad P_{2B} = P_{1B} \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}.$$

Підставляючи у попереднє рівняння отримаємо в кінцевому виді:

$$P_{1\Gamma} = I \sin \beta \frac{h \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{b \sin \alpha}; \quad P_{2\Gamma} = I \sin \beta \frac{h \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)}{b \sin \alpha}.$$

Розрахувавши складові сили затиску в різних площинах переходимо до визначення їх сумарних величин:

$$P_1 = P_{1B} + P_{1\Gamma} = (G + I \cos \beta) \frac{h+b}{2 \cdot b \left(\cos \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) + f \sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) \right)} + I \sin \beta \frac{h \cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right)}{b \sin \alpha};$$

$$P_2 = P_{2B} + P_{2\Gamma} = (G + I \cos \beta) \frac{h}{2 \cdot b \left(\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + f \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \right)} + I \sin \beta \frac{h \cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right)}{b \sin \alpha};$$

$$P_3 = P_{3B} + P_{3\Gamma} = (G + I \cos \beta) \frac{h+b}{2 \cdot b \left(\cos \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) + f \sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) \right)} + I \sin \beta \frac{(h+b) \cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right)}{b \sin \alpha};$$

$$P_4 = P_{4B} + P_{4\Gamma} = (G + I \cos \beta) \frac{h}{2 \cdot b \left(\cos \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + f \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \right)} + I \sin \beta \frac{(h+b) \cos \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right)}{b \sin \alpha}.$$

При умові коли кути $\varphi = 0$, $\beta = 0$ сили затиску будуть:

$$P_1 = (G + I) \frac{h+b}{2 \cdot b \left(\cos \frac{\alpha}{2} + f \sin \frac{\alpha}{2} \right)}; \quad P_2 = (G + I) \frac{h}{2 \cdot b \left(\cos \frac{\alpha}{2} + f \sin \frac{\alpha}{2} \right)};$$

$$P_3 = (G + I) \frac{h+b}{2 \cdot b \left(\cos \frac{\alpha}{2} + f \sin \frac{\alpha}{2} \right)}; \quad P_4 = (G + I) \frac{h}{2 \cdot b \left(\cos \frac{\alpha}{2} + f \sin \frac{\alpha}{2} \right)}.$$

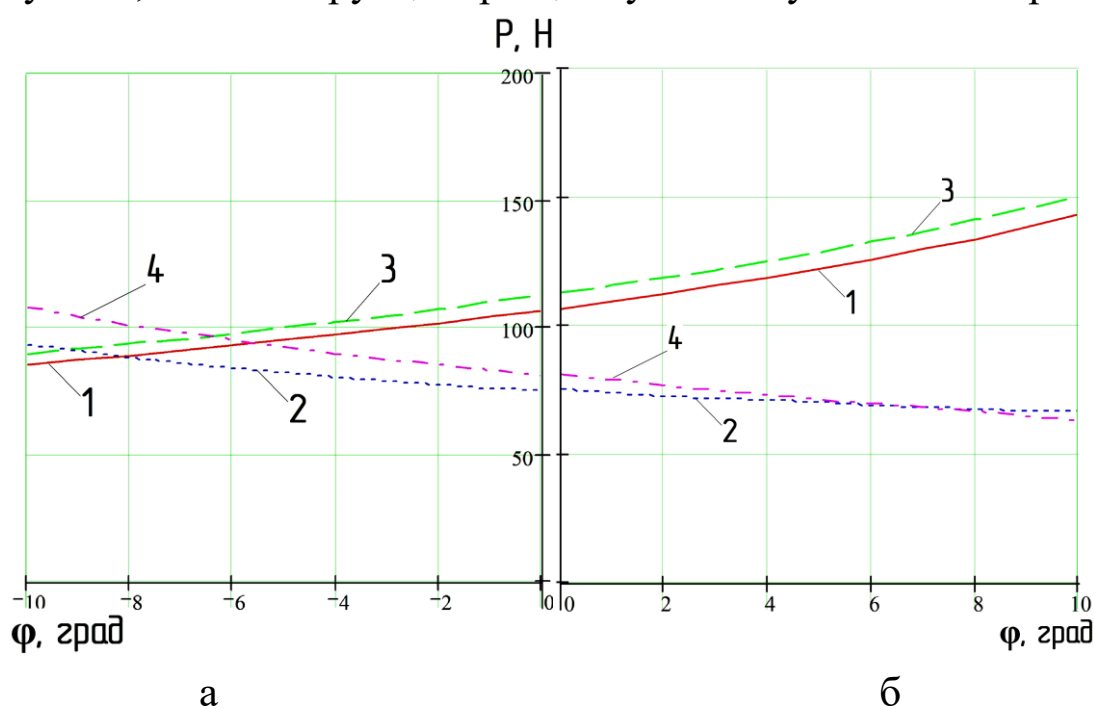
Тобто їх значення дорівнюють силам для попереднього варіанту (рис. 5.12), що підтверджує правильність їх визначення. В узагальненому виді вплив параметрів розрахункової схеми (рис. 5.14) подібний до варіанту – рис. 5.12, а вплив кута φ на сили затиску наведено на рис. 5.15.

В результаті дослідження сил затиску в захватному пристрої при утриманні деталі зі зміщеним центром мас отримано такі результати:

1. Виконані дослідження дозволяють точно визначати діючі сили навантаження на захватний пристрій та обґрунтовано визначати його конструктивні параметри.

2. Використання такого варіанту не зрівноваженого затиску деталей можливий при не значному зміщенні центру прикладання зовнішніх сил відносно вісі симетрії захватного пристрою та достатній жорсткості його конструкції і максимально можливій ширині затискних важелів.

3. При наявності значних не зрівноважених навантажень на захватний пристрій, може бути доцільним заміна захвата з одною парою затискних важелів на захват з двома парами затискних важелів, де силове їх навантаження визначається за такими ж формулами, але конструкція при цьому може бути більш жорсткою.



а – залежності сил затиску від кута зміщення затискних призм нижче вісі деталі (1 – P1, 2 – P2, 3 – P3, 4 – P4 при $\varphi = -10 \dots 0$, $\beta=30$, $b=10$, $G=20$, $I=20$, $h=20$, $f=0.1$, $\alpha =120$);

б – залежності сил затиску від кута зміщення затискних призм вище вісі деталі (1 – P1, 2 – P2, 3 – P3, 4 – P4 при $\varphi = 0 \dots +10$, $\beta=30$, $b=10$, $G=20$, $I=20$, $h=20$, $f=0.1$, $\alpha =120$)

Рис. 5.15. Залежності сил затиску від кута зміщення затискних призм (φ)

5.7. Визначення реальних сил затиску в захватних пристроях промислових роботів

Як відзначалось вище, розрахунок величини сил затиску необхідно розділити на такі складові: 1. Розрахунок мінімально необхідних сил затиску (P_{\min}) для забезпечення теоретично можливого утримування транспортованої деталі захватним пристроєм робота. 2. Розрахунок практично необхідних, - реальних сил затиску (P_p) для забезпечення гарантованого утримування транспортованої деталі з урахуванням всіх можливих відхилень в роботі системи захват-транспортована деталь.

Спочатку визначаємо мінімально необхідні сили затиску. З урахуванням особливостей затиску захватом деталі [60], складаємо узагальнену розрахункову схему (рис.5.16), де вказані такі позначення: G – сила ваги деталі; I – сила інерції; α – кут призми; β – кут напрямку сили інерції; φ – кут розміщення вершини призми; P_1, P_2, P_3, P_4 – мінімально необхідні сили затиску деталі.

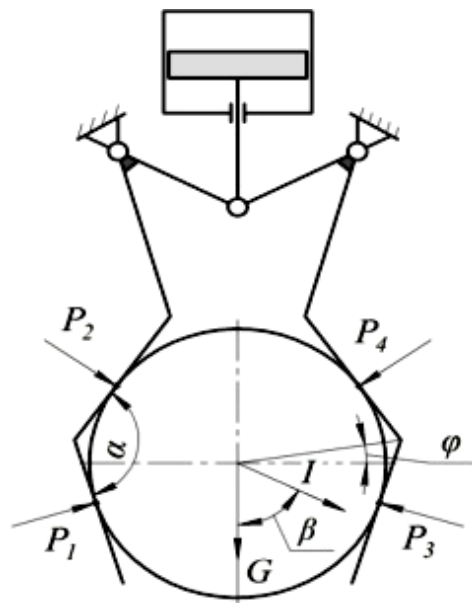


Рис.5.16. Схема для визначення мінімальних сил затиску деталі

За даною схемою складаємо рівняння рівноваги утримуваної деталі та визначаємо мінімально необхідні сили затиску (див. п.5.2)

Виконання такої умови визначення сил затиску не забезпечить гарантованого утримування деталі, оскільки в процесі функціонування робота можуть мати місце деякі відхилення, які впливають на надійність затиску деталі. На основі аналізу роботи захватних пристроїв роботів всі ці відхилення можна врахувати відповідним коефіцієнтом гарантованого запасу затиску деталі ($K_{ГЗ}$):

$$K_{ГЗ} = K_G \cdot K_I \cdot K_p \cdot K_T \cdot K_p \cdot K_{П} \cdot K_{Г},$$

де K_G – коефіцієнт, який враховує можливе перевищення дійсної ваги деталі від розрахункової. Такий коефіцієнт може бути в межах $K_G = 1,01 \dots 1,02$; K_I – коефіцієнт, який враховує можливе перевищення дійсної сили інерції від розрахункової ($K_I = 1,02 \dots 1,05$); K_p – коефіцієнт, який враховує можливе зменшення тиску в системі приводу затискного пристрою ($K_p = 1,02 \dots 1,05$); K_T – коефіцієнт, який враховує можливе зменшення сил тертя між поверхнями затискних губок захвату і поверхнею утримуваної деталі ($K_T = 1,02 \dots 1,05$); K_p – коефіцієнт, який враховує можливе відхилення розмірів утримуваної деталі, що вплине на величину сил затиску ($K_p = 1,01 \dots 1,02$); $K_{П}$ – коефіцієнт, який враховує правильність розміщення захоплюваної роботом деталі у відповідній позиції подавального пристрою, що може вплинути на правильність затиску деталі ($K_{П} = 1,02 \dots 1,05$); $K_{Г}$ – коефіцієнт додаткового гарантування надійності затиску деталі ($K_{Г} = 1,02 \dots 1,05$).

За наявності інших умов, які впливають на гарантованість затиску деталі, можна подібним чином врахувати їх у розрахунках. Таким чином, загальний коефіцієнт гарантованості затиску буде:

$$K_{ГЗ} = (1,01 \dots 1,02) \cdot (1,02 \dots 1,05) \cdot (1,02 \dots 1,05) \cdot (1,02 \dots 1,05) \cdot (1,01 \dots 1,02) \cdot (1,02 \dots 1,05) \cdot (1,02 \dots 1,05) = 1,12 \dots 1,35.$$

Округляючи коефіцієнт запасу, прийmemo: $K_{ГЗ} = 1,1 \dots 1,5$.

За необхідності, вказаний коефіцієнт можна приймати дещо в інших межах, навівши необхідні обґрунтування особливостей

роботи захватного пристрою. Таким чином для забезпечення гарантованого утримування транспортованої деталі, необхідно до мінімально необхідних сил затиску (P_1, P_2, P_3, P_4) прикласти додаткові сили затиску (ΔP). Розрахункова схема такого варіанту наведена на рис.5.17.

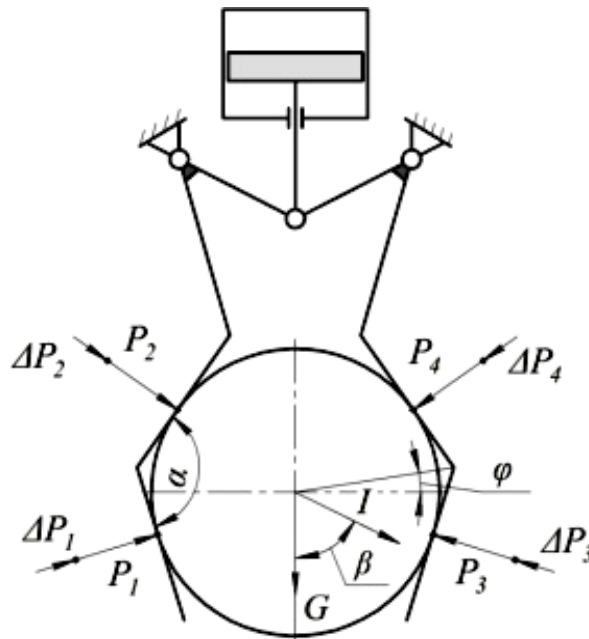


Рис.5.17. Схема для визначення реальних сил затиску

Цей варіант схеми враховує повний комплекс мінімальних і додаткових сил, які діють на деталь. При цьому обов'язково повинна витримуватися умова рівноваги утримуваної деталі. Виходячи з того, що таку особливість окремо розглянуто для мінімальних сил затиску, то відповідно така ж вимога повинна бути і до додаткових сил.

Згідно наведеної схеми умову рівноваги утримуваної деталі від додаткових сил затиску можна записати:

$$\sum \Delta P_x = \Delta P'_1 \sin(\alpha/2 + \varphi) + \Delta P'_2 \sin(\alpha/2 - \varphi) - \Delta P'_3 \sin(\alpha/2 + \varphi) - \Delta P'_4 \sin(\alpha/2 - \varphi) = 0;$$

$$\sum \Delta P_y = \Delta P''_1 \cos(\alpha/2 + \varphi) + \Delta P''_3 \cos(\alpha/2 + \varphi) - \Delta P''_2 \cos(\alpha/2 - \varphi) - \Delta P''_4 \cos(\alpha/2 - \varphi) = 0$$

Рівновага деталі в напрямку (x) буде за умови:

$$\Delta P'_1 \sin(\alpha/2 + \varphi) + \Delta P'_2 \sin(\alpha/2 - \varphi) = \Delta P'_3 \sin(\alpha/2 + \varphi) + \Delta P'_4 \sin(\alpha/2 - \varphi)$$

Тобто сили затиску лівим важелем дорівнюють силам правого важеля.

Приймаючи додаткову умову, що вертикальні складові сил $\Delta P_1'$ та $\Delta P_2'$, як відповідно і $\Delta P_3'$ та $\Delta P_4'$ між собою рівні, зрівноважуючи систему через затиснуту деталь.

Тоді:

$$\Delta P_1' \cos(\alpha / 2 + \varphi) = \Delta P_2' \cos(\alpha / 2 - \varphi);$$

$$\Delta P_3' \cos(\alpha / 2 + \varphi) = \Delta P_4' \cos(\alpha / 2 - \varphi)$$

Відповідно кожна із сил дорівнює:

$$\Delta P_1' = \Delta P_2' \frac{\cos(\alpha / 2 - \varphi)}{\cos(\alpha / 2 + \varphi)}; \quad \Delta P_2' = \Delta P_1' \frac{\cos(\alpha / 2 + \varphi)}{\cos(\alpha / 2 - \varphi)};$$

$$\Delta P_3' = \Delta P_4' \frac{\cos(\alpha / 2 - \varphi)}{\cos(\alpha / 2 + \varphi)}; \quad \Delta P_4' = \Delta P_3' \frac{\cos(\alpha / 2 + \varphi)}{\cos(\alpha / 2 - \varphi)}$$

Підставляючи у вихідне рівняння, отримаємо:

$$\Delta P_1' \left[\sin(\alpha / 2 + \varphi) + \frac{\cos(\alpha / 2 + \varphi)}{\cos(\alpha / 2 - \varphi)} \sin(\alpha / 2 - \varphi) \right] = \Delta P_3' \left[\sin(\alpha / 2 + \varphi) + \frac{\cos(\alpha / 2 + \varphi)}{\cos(\alpha / 2 - \varphi)} \sin(\alpha / 2 - \varphi) \right]$$

Із отриманого рівняння можна зробити висновок, що $\Delta P_1' = \Delta P_3'$ і відповідно $\Delta P_2' = \Delta P_4'$.

Тому:

$$\Delta P_1' = \Delta P_3' = \Delta P_2' \cdot \frac{\cos(\alpha / 2 - \varphi)}{\cos(\alpha / 2 + \varphi)} = \Delta P_4' \cdot \frac{\cos(\alpha / 2 - \varphi)}{\cos(\alpha / 2 + \varphi)};$$

або

$$\Delta P_2' = \Delta P_4' = \Delta P_1' \cdot \frac{\cos(\alpha / 2 + \varphi)}{\cos(\alpha / 2 - \varphi)} = \Delta P_3' \cdot \frac{\cos(\alpha / 2 + \varphi)}{\cos(\alpha / 2 - \varphi)}$$

В загальному виді можна зробити висновок, що «дальні» складові сил затиску (Δ_d), від приводу захватного пристрою, рівні між собою:

$$\Delta P_1' = \Delta P_3' = \Delta P'_d;$$

і відповідно «ближні» складові (Δ_b):

$$\Delta P_2' = \Delta P_4' = \Delta P'_b;$$

а «ближні» і «дальні» складові між собою знаходяться у співвідношенні:

$$\Delta P'_\delta = \Delta P'_\delta \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 + \varphi)} \text{ або } \Delta P'_\delta = \Delta P'_\delta \frac{\cos(\alpha/2 + \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi)}$$

Якщо кут (φ) буде відхилений від горизонтальної вісі вниз, тоді наведені співвідношення будуть навпаки:

$$\Delta P'_\delta = \Delta P'_\delta \frac{\cos(\alpha/2 + \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi)} \text{ або } \Delta P'_\delta = \Delta P'_\delta \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 + \varphi)}$$

При куті $\varphi=0$ відзначені сили будуть рівні між собою:

$$\Delta P'_\delta = \Delta P'_\delta$$

Рівняння рівноваги в напрямку (у) можна представити:

$$\Delta P_1'' \cos(\alpha/2 + \varphi) + \Delta P_3' \cos(\alpha/2 + \varphi) = \Delta P_2' \cos(\alpha/2 - \varphi) + \Delta P_4'' \cos(\alpha/2 - \varphi)$$

З наведеного рівняння видно, що сума проєкцій «дальніх» складових у досліджуваному напрямку дорівнює сумі проєкцій «ближніх» складових. Так як наведена на рис.5.17 система затиску деталі симетрична відносно вертикальної вісі, то сили $\Delta P_1''$ і $\Delta P_3''$, рівні між собою, як і сили $\Delta P_2''$ і $\Delta P_4''$. Одночасно сили $\Delta P_1''$ і $\Delta P_2''$, як і подібно сили $\Delta P_3''$ і $\Delta P_4''$, у вертикальному напрямку, будуть зрівноважені між собою.

В підсумку після подібних перетворень можна зробити висновок, що «дальні» складові сил затиску в цьому напрямку також рівні між собою:

$$\Delta P_1'' = \Delta P_3'' = \Delta P_\delta'' ;$$

і відповідно

$$\Delta P_2'' = \Delta P_4'' = \Delta P_\delta'' ;$$

а «ближні» і «дальні» складові сил затиску між собою знаходяться у співвідношенні:

$$\Delta P_\delta'' = \Delta P_\delta'' \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 + \varphi)} \text{ або } \Delta P_\delta'' = \Delta P_\delta'' \frac{\cos(\alpha/2 + \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi)}$$

Якщо кут (φ) буде відхилений від горизонтальної вісі вниз, тоді наведені співвідношення будуть навпаки:

$$\Delta P_{\delta}'' = \Delta P_{\delta}'' \frac{\cos(\alpha/2 + \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi)} \quad \text{або} \quad \Delta P_{\delta}'' = \Delta P_{\delta}'' \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 + \varphi)}$$

При куті $\varphi = 0$ відзначені сили будуть рівні між собою:

$$\Delta P_{\delta}'' = \Delta P_{\delta}''$$

В підсумку, співвідношення між складовими сил затиску знаходяться в одній і тій же залежності:

$$\Delta P_1 = \Delta P_3; \quad \Delta P_2 = \Delta P_4;$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 + \varphi)}; \quad \Delta P_3 = \Delta P_4 \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 + \varphi)}$$

Для визначення розрахункових реальних величин сил затиску ($P_{p1}, P_{p2}, P_{p3}, P_{p4}$) необхідно знати дійсну величину додаткових сил затиску ($\Delta P_1; \Delta P_2; \Delta P_3; \Delta P_4$). Виходячи із попередньо прийнятої умови, що реальні сили затиску повинні бути більше мінімально визначених ($P_1; P_2; P_3; P_4$) на коефіцієнт запасу (k), то можна прийняти умову, що:

$$\sum_{i=1}^n P_{pi} = P_{pc} = (P_1 + \Delta P_1) + (P_2 + \Delta P_2) + (P_3 + \Delta P_3) + (P_4 + \Delta P_4)$$

Так як арифметична сума мінімальних сил затиску:

$$P_c = P_1 + P_2 + P_3 + P_4;$$

то

$$P_{pc} = P_c + \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4$$

Для спрощення розрахунків приймемо за основу розрахунок коли кут $\varphi = 0$, тоді таку додаткову силу розглядаємо як номінальну (ΔP_n):

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_3 = \Delta P_4 = \Delta P_n$$

Сумарно ці сили можна позначити:

$$P_{pc} = P_c + \Delta P_c$$

З іншого боку реальні сили затиску будуть:

$$P_{pc} = P_c \cdot k$$

або

$$P_c + \Delta P_c = P_c \cdot k$$

Звідки:

$$\Delta P_c = P_c (k - 1)$$

Відповідно, для умови коли кут $\varphi = 0$:

$$\Delta P_c = 4\Delta P_n = P_c (k - 1)$$

Таким чином додаткові сили рівні між собою і дорівнюють:

$$\Delta P_n = P_c \frac{(k - 1)}{4}$$

Із вищенаведених рівнянь маємо:

$$\Delta P_1 = \Delta P_3 = \Delta P_\delta; \quad \Delta P_2 = \Delta P_4 = \Delta P_\sigma$$

Тоді, для умови коли кут φ відхилений вище горизонтальної вісі, рівняння додаткових сил будуть:

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 + \varphi)}; \quad \Delta P_2 = \Delta P_1 \frac{\cos(\alpha/2 + \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi)};$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_4 \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 + \varphi)}; \quad \Delta P_4 = \Delta P_3 \frac{\cos(\alpha/2 + \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi)};$$

а рівняння суми реальних сил:

$$P_{pc} = P_c + 2\Delta P_\delta + 2\Delta P_\sigma = P_c \cdot k$$

Знаючи величину мінімальних сил затиску, відповідно їх суму (P_c) та необхідний коефіцієнт запасу (k) рівняння можна переписати:

$$2\Delta P_\delta + 2\Delta P_\sigma = P_c \cdot (k - 1)$$

Через співвідношення між додатковими ΔP_δ і ΔP_σ силами можна визначити їх дійсну величину. Так, «дальні» додаткові складові сил затиску будуть:

$$2\Delta P_\delta + 2\Delta P_\sigma \frac{\cos(\alpha/2 + \varphi)}{\cos(\alpha/2 - \varphi)} = P_c \cdot (k - 1)$$

Звідки

$$\Delta P_\delta = \frac{P_c}{2} \cdot \frac{k - 1}{1 + [\cos(\alpha/2 + \varphi) / \cos(\alpha/2 - \varphi)]}$$

Подібно визначаємо «ближні» складові додаткових сил затиску:

$$2\Delta P_{\phi} + 2\Delta P_{\phi} \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos(\alpha/2 + \varphi)} = P_c \cdot (k-1)$$

Тоді

$$\Delta P_{\phi} = \frac{P_c}{2} \cdot \frac{k-1}{1 + [\cos(\alpha/2 - \varphi) / \cos(\alpha/2 + \varphi)]}$$

При відхиленні вершини затискних призм нижче горизонтальної вісі, значення додаткових сил затиску відповідно буде:

$$\Delta P_{\phi} = \frac{P_c}{2} \cdot \frac{k-1}{1 + [\cos(\alpha/2 - \varphi) / \cos(\alpha/2 + \varphi)]};$$

$$\Delta P_{\phi} = \frac{P_c}{2} \cdot \frac{k-1}{1 + [\cos(\alpha/2 + \varphi) / \cos(\alpha/2 - \varphi)]};$$

при $\varphi = 0$

$$\Delta P_{\phi} = \frac{P_c}{2} \cdot \frac{k-1}{1 + [\cos(\alpha/2) / \cos(\alpha/2)]} = \frac{P_c}{2} \cdot \frac{k-1}{2} = P_c \cdot \frac{k-1}{4};$$

$$\Delta P_{\phi} = P_c \cdot \frac{k-1}{4}$$

Визначивши значення додаткових сил затиску і додавши їх відповідно до мінімальних сил затиску, отримаємо необхідні величини реальних сил затиску. Для досліджуваного варіанту (рис.5.17) графічні залежності мінімальних, додаткових і реальних сил затиску від конструктивних параметрів захвату і умов затиску деталі наведені на рис.5.18, 5.19 та 5.20.

Вплив кута затискних призм α на мінімально необхідні сили затиску P_i , додаткові сили затиску ΔP_i та реальні сили затиску P_{pi} представлено на рис.5.18.

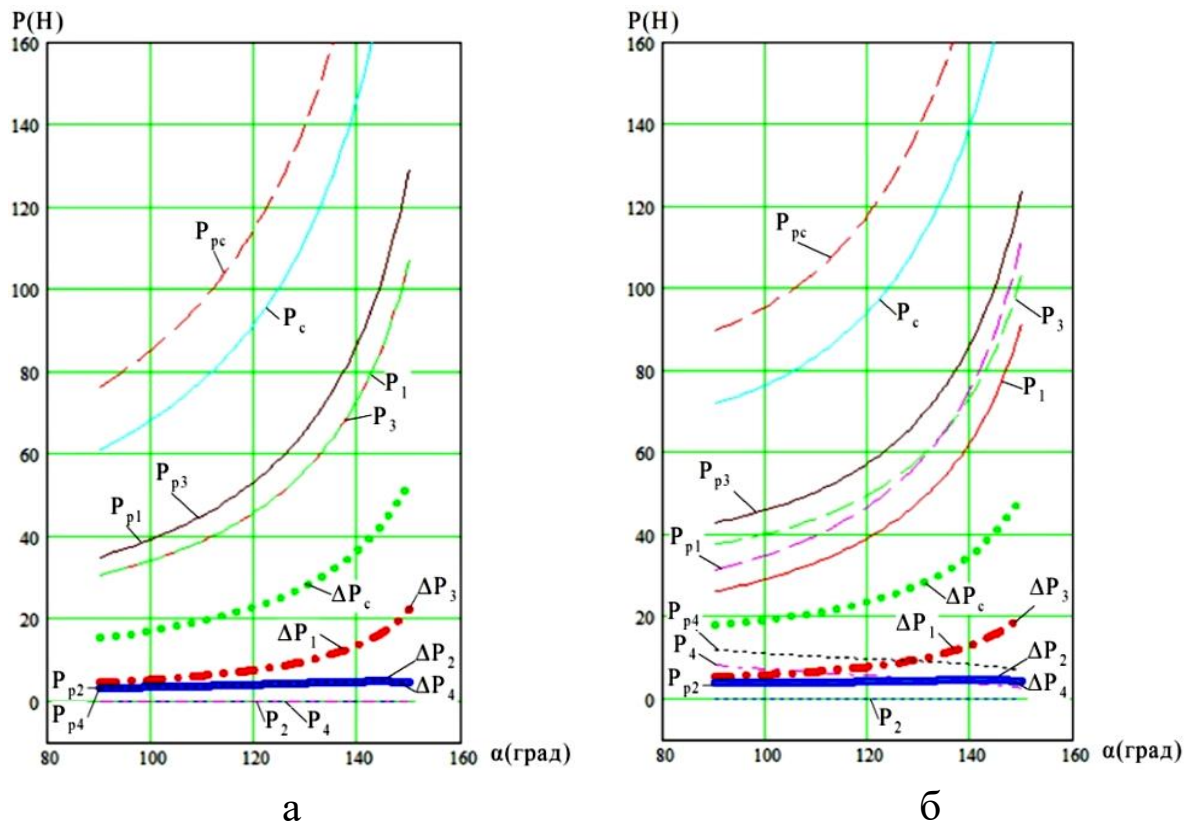


Рис.5.18. Графічні залежності сил затиску від кута α :

а - $\beta = 0^\circ$, $G = 20$, $I = G$, $f = 0.1$, $k = 1.25$, $\varphi = +10$;

б - $\beta = 45^\circ$, $G = 20$, $I = G$, $f = 0.1$, $k = 1.25$, $\varphi = +10$

Із наведених залежностей видно, що при вертикальному розміщенні захватного пристрою та руху руки робота вгору, коли кут дії сили інерції $\beta = 0^\circ$ (а), при збільшенні кута затискних призм α в діапазоні $90^\circ \div 150^\circ$ додаткові сили затиску збільшуються. В такому випадку значне навантаження припадає на нижні елементи затискних призм ΔP_1 та ΔP_3 . Також рука робота може виконувати суміщений рух, коли $\beta = 45^\circ$ (б), тоді значне навантаження припадає на три складові сил затиску - ΔP_1 , ΔP_3 та ΔP_4 . Коли кут напрямку дії сили інерції прийме значення $\beta = 90^\circ$, то рука робота буде виконувати горизонтальний рух, тоді отримаємо не значну зміну додаткових сил затиску завдяки тому, що навантаження припаде на одну з призм ліву або праву [77]. Мінімально необхідні та реальні сили мають схожу тенденцію залежностей за даних умов. Більш детально вплив конструктивних параметрів захватних пристроїв та функціональних особливостей затиску деталі на

мінімально необхідні P_i та сумарні сили P_{ci} розглянуто в роботі [76].

Вплив кута напрямку дії сили інерції β на відзначені сили затиску представлено на рис.5.19.

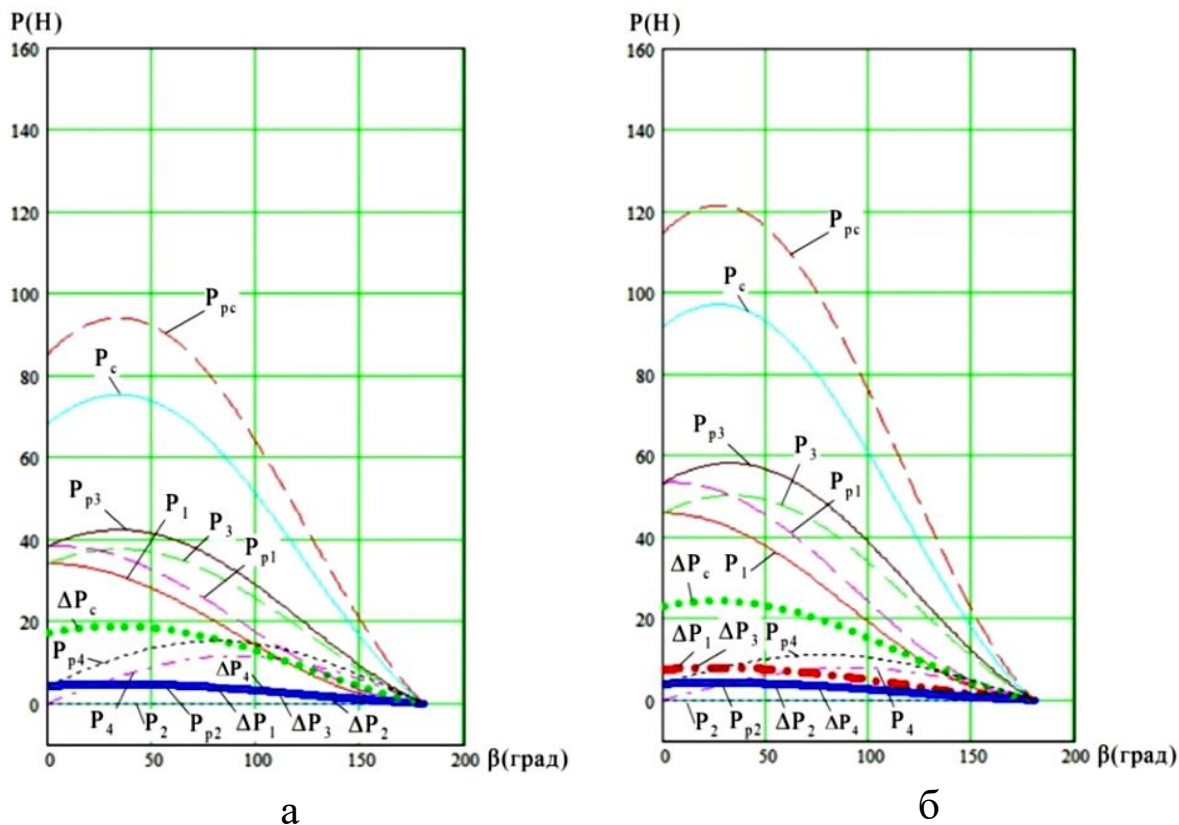


Рис.5.19. Графічні залежності сил затиску від кута β :

а - $\alpha = 120^\circ$, $\beta = 0^\circ \dots 180^\circ$, $G = 20$, $I = G$, $f = 0.1$, $k = 1.25$, $\varphi = 0$;

б - $\alpha = 120^\circ$, $\beta = 0^\circ \dots 180^\circ$, $G = 20$, $I = G$, $f = 0.1$, $k = 1.25$, $\varphi = +10$

Із отриманих залежностей видно, що кут напрямку дії сили інерції β має неоднозначний вплив на додаткові сили затиску, так як в залежності від його значення захватний пристрій рухається у певному напрямку в просторі. Так на рис.5.19, а захватний пристрій робота тримає деталь діаметром номінального значення (коли вершини затискних призм співпадають з віссю деталі), а напрямок руху руки робота змінюється в різних квадрантах. В даному випадку видно, що додаткові сили збільшуються коли значення кута напрямку дії сили інерції знаходиться в діапазоні $\beta = 0^\circ \dots 90^\circ$, що відповідає руху руки робота вгору і вбік. При інших напрямках руху додаткові сили затиску зменшуються. На рисунку 5.19, б

розглянуто варіант затиску деталі діаметром більшим за номінальний (коли вершини затискних призм зміщені до захватного пристрою). Тенденція поведінки додаткових сил затиску залишається не змінною, але їх значення збільшується прямо пропорційно куту зміщення вершин призм (ϕ). Це пояснюється тим, що для утримання деталі більшого діаметра за номінальний потребує більших мінімально необхідних сил затиску P_i , а відповідно додаткових ΔP_i та реальних сил P_{pi} .

Вплив кута зміщення вершин затискних призм ϕ на досліджувані сили представлено на рис.5.20.

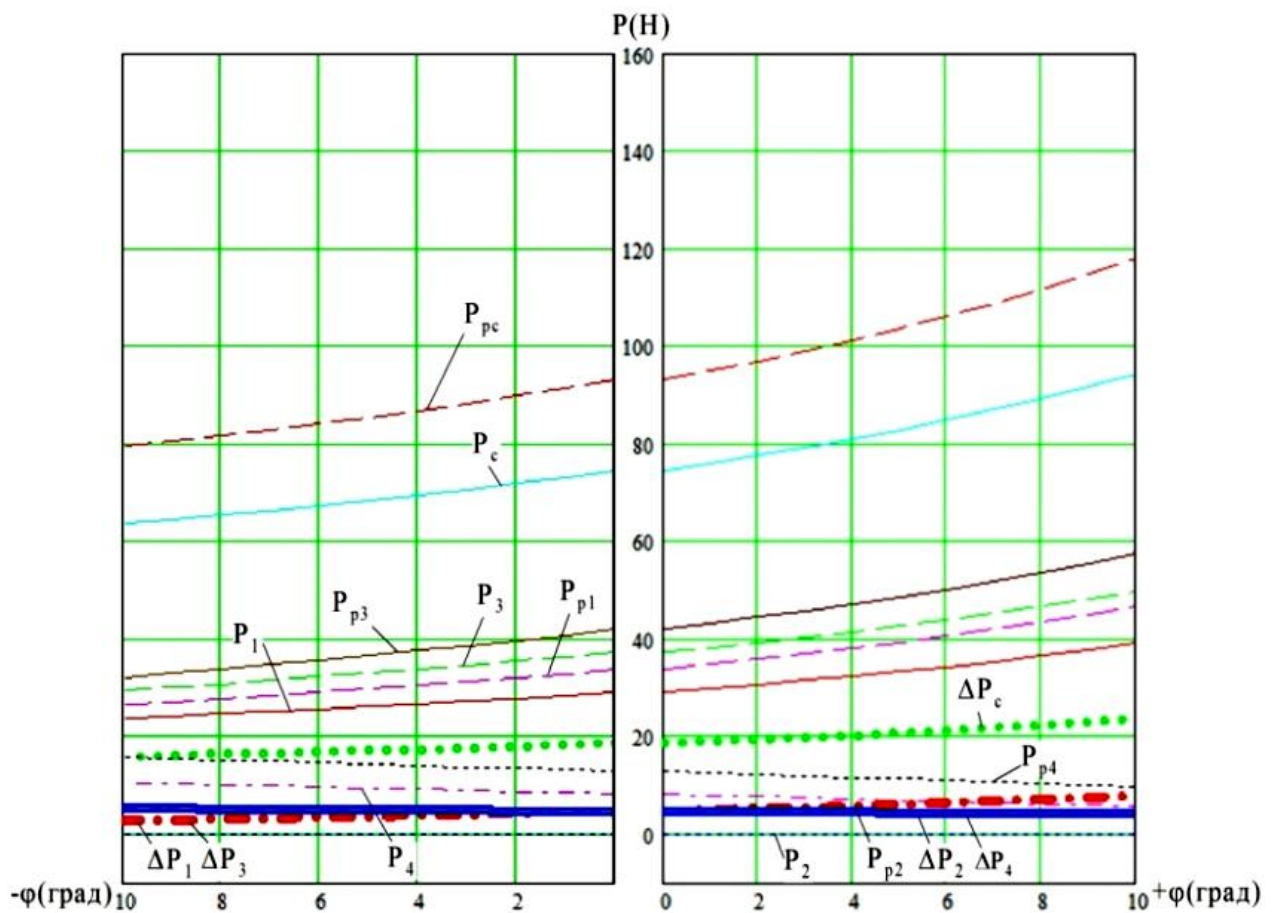


Рис.5.20. Графічні залежності сил затиску від кута ϕ :

$$\alpha = 120^\circ, \beta = 45^\circ, G = 20, I = G, f = 0.1, k = 1.25, \phi = -10 \dots 0 \text{ та } 0 \dots +10$$

Із отриманих залежностей видно, що додаткові сили затиску ΔP_i поступово збільшуються із збільшенням кута ϕ , коли захватний

пристрій утримує деталі діаметром більшим за номінальний, і поступово зменшуються із зменшенням кута φ , коли захватний пристрій утримує деталь діаметром меншим за номінальний. Зворотній вплив помітно тільки у сил P_4 , ΔP_4 та P_{p4} . Це пояснюється тим, що затискні елементи призм захвату, на які діють дані сили, розташовані ближче до приводу пристрою і за даних умов функціонування приймають більші зусилля при зменшенні діаметра утримуваної деталі.

В підсумку, запропонована методика аналітичного визначення додаткових сил затиску деталі в захватному пристрої дозволяє забезпечити гарантований затиск деталі та надійне її утримання. Основною перевагою даної методики є точний розрахунок сил затиску в захватному пристрої з переходом від мінімально необхідних до реальних сил, за рахунок прикладання додаткових сил із урахуванням конструктивних параметрів захватного пристрою і умов затиску деталі. Практичне використання представлених розрахунків дасть можливість зменшити масо-габаритні характеристики захватного пристрою, що призведе до підвищення продуктивності і точності його функціонування, а також покращення динамічних та енергетичних характеристик самого робота. Точний розрахунок захватного пристрою також має велике значення при роботі з тонкостінними деталями, або такими, де виконуються фінішні операції із затиском деталей за точно і якісно оброблені поверхні без можливого їх пошкодження.

РОЗДІЛ 6

ФУНКЦІОНАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАХВАТНИХ ПРИБОРІВ

6.1. Визначення передавальних відношень прикладання сил затиску

Визначені сили затиску забезпечуються двигуном привода захвату через проміжні передачі. Для ґрунтового дослідження силових навантажень захватних пристроїв важливо знати особливості передачі сил через проміжні передачі та вплив їх параметрів на ці процеси. Із загальної структури захватних пристроїв необхідна сила створювана двигуном пристрою Q , з урахуванням проміжних передач та їх передавальних відношень (i_i) дорівнює:

$$Q = \sum_{i=1}^n P_i / i_i$$

Таким чином, для визначення потрібної сили привода необхідно знати величини передавальних відношень використовуваних проміжних передач. У захватних пристроях роботів використовують різні типи передач: важільні, клинові, зубчасті та інші передачі, передавальні відношення яких достатньо детально визначені. У захватних пристроях роботів важливим є визначення передавальних відношень, які забезпечуються затискними важелями. Відмінною ознакою вирішення цього питання є те, що затискні важелі представляють собою комбіновані виконання, які закінчуються затискними призмами, що забезпечують необхідні сили затиску, контактуючи із циліндричною поверхнею утримуваної деталі. Оскільки захват робота повинен бути достатньо універсальним, то це дозволяє йому утримувати деталі різних діаметрів. У зв'язку з цим кожному діаметру утримуваної деталі буде відповідати своє значення

передавальних відношень затискних важелів. Тому для виконання розрахунку захватного пристрою потрібно визначити величину вказаних передавальних відношень, залежно від конструктивних параметрів захватного пристрою, та його затискних важелів, а також від розмірів утримуваних деталей. Наявність таких аналітичних залежностей дозволить оцінювати вплив відзначених параметрів на передавальні відношення та вирішувати питання пошуку найбільш доцільних виконань конструкцій захватних пристроїв із призматичними затискними елементами.

Для вирішення поставленого завдання складаємо розрахункову схему затискного важеля з утримуваною деталлю (рис.6.1).

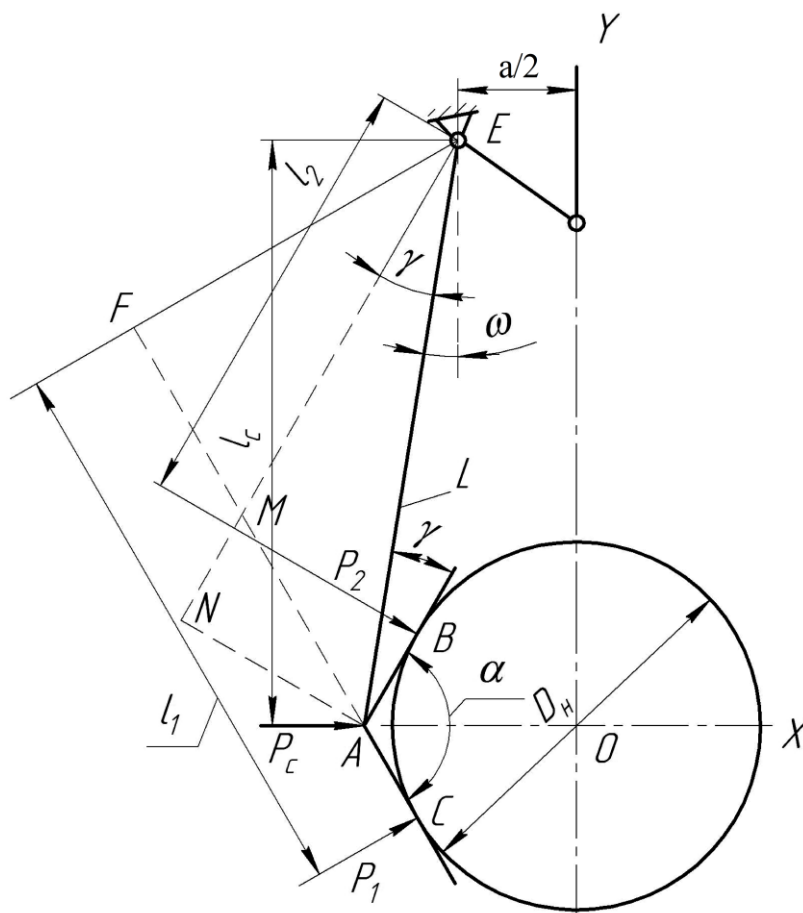


Рис.6.1. Розрахункова схема затискного важеля

На даній схемі вказані такі основні конструктивні параметри затискного важеля: L – довжина важеля; α – кут затискної призми; γ – кут приєднання затискної призми до затискного важеля; $a/2$ –

відстань опори затискного важеля відносно вісі симетрії захватного пристрою.

Довжини плечей (l_1 ; l_2) прикладання сил затиску (P_1 ; P_2) визначаються із рівнянь:

$$l_1 = CF = AF + AC = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$$

$$l_2 = EM = EN - MN = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$$

$$l_c = L \cos \omega = L \cos(90 - \alpha/2 - \gamma)$$

Номінальний діаметр утримуваної деталі для даної схеми:

$$D_H = 2 \cdot (a/2 \pm L \sin \omega) \cdot \sin \alpha/2,$$

де ω – кут відхилення затискного важеля від «вертикального» вихідного положення, який дорівнює: $\omega = 90 - \alpha/2 - \gamma$.

У рівнянні знак (+) приймається, коли відхилення важеля (точки А) від вертикалі (відносно точки Е) здійснюється вліво, а (-), коли це зміщення відбувається вправо.

У разі співпадання довжини важеля (L) з вертикальною віссю (рис.6.2) та при куту приєднання затискної призми γ рівним додатковому куту - γ' , тобто, коли $\alpha/2 + \gamma = 90^\circ$, номінальний діаметр утримуваної деталі буде:

$$D_H = 2 \cdot a/2 \cdot \sin \alpha/2.$$

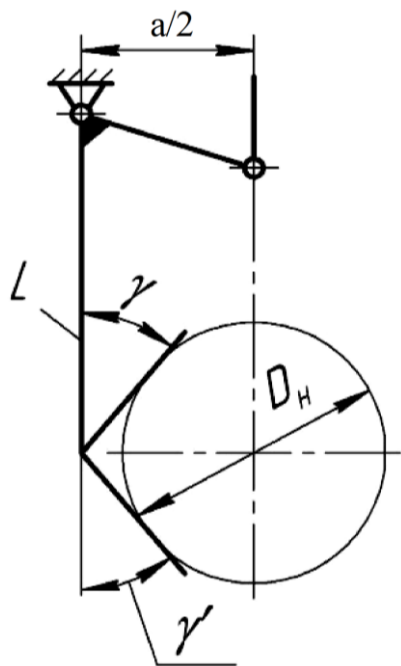


Рис.6.2. Схема симетричного приєднання затискної призми відносно затискного важеля

Таким чином, номінальний діаметр утримуваної деталі буде за виконання умови:

- при відхиленні важеля вліво: $\gamma + \omega = \gamma'$ або $\alpha/2 + \gamma + \omega = 90^\circ$;
- при відхиленні важеля вправо: $\gamma + \omega = \gamma'$.

Довжина сторін затискної призми: $AB = AC = D/2 \cdot \operatorname{tg} \alpha/2$.

Утримування деталі діаметром $D_6 > D_n$ можливе за умови відхилення затискного важеля вліво (рис.6.3), що супроводжується зміщенням вершини затискної призми (точка А) в сторону вісі обертання важеля на кут φ .

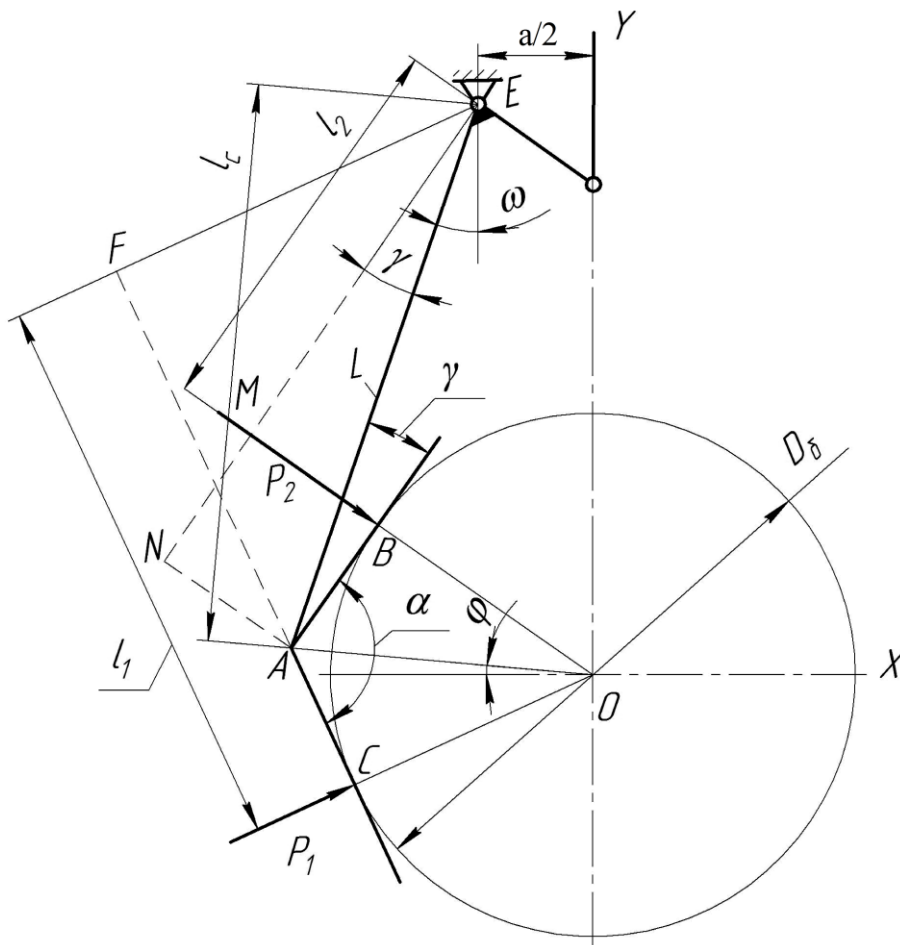


Рис.6.3. Розрахункова схема утримування деталі діаметром більшим за номінальний

Для цієї умови довжини плечей прикладання сил затиску визначаються подібно до вищерозглянутого прикладу (див.рис.6.1):

$$l_1 = CF = AF + AC = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2);$$

$$l_2 = EM = EN - MN = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2);$$

$$l_c = L \cos(90 - \alpha/2 - \gamma).$$

Оскільки кут відхилення затискного важеля:

$$\omega = 90 + \varphi - \alpha/2 - \gamma;$$

то діаметр:

$$D_6 = 2 \cdot (a/2 + L \sin(90 + \varphi - \alpha/2 - \gamma)) \cdot 1/\cos\varphi \cdot \sin \alpha/2.$$

Якщо діаметр утримуваної деталі менший за D_H , то вершина затискної призми буде зміщена нижче горизонтальної вісі (рис.6.4), що визначається кутом φ в сторону від вісі обертання затискного важеля захвата.

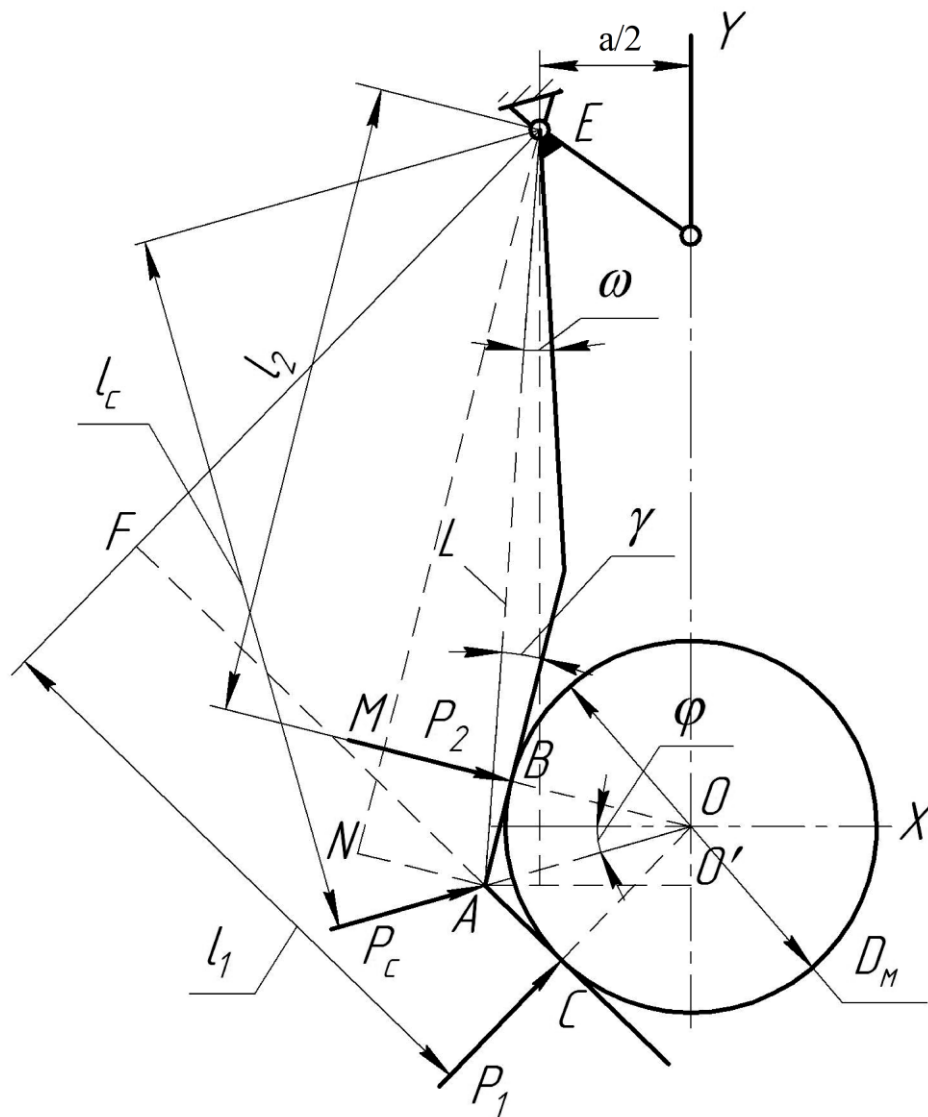


Рис.6.4. Розрахункова схема утримання деталі діаметром меншим за номінальний

Затискний важіль (L) при цьому зміщується вправо від положення при утримуванні деталі діаметром D_H .

Довжина плечей прикладання сил затиску:

$$l_1 = CF = AF + AC = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2);$$

$$l_2 = EM = EN - MN = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2);$$

$$l_c = L \cos(90 - \alpha/2 - \gamma).$$

Кут відхилення затискного важеля від вертикальної осі:

$$\omega = 90 - \varphi - \alpha/2 - \gamma;$$

тоді:

$$D_M = 2 (a/2 + L \sin (90 - \varphi - \alpha/2 - \gamma)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \sin \alpha/2.$$

Схеми та формули за приведеними розрахунками зведені до табл.6.1.

Таблиця 6.1.

Розрахункові схеми та формули для визначення передавальних відношень прикладання сил затиску

№	Розрахункова схема	Довжина плечей	Діаметр утримуваної деталі	Кут відхилення затискного важеля (ω)	Кут положення вершин призми (φ)
1	2	3	4	5	6
1		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_c = L$	$D_H = 2(a/2 \cdot \cos(90 - \alpha/2))$	0	0
2		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_c = L \cos(90 - \alpha/2 - \gamma)$	$D_H = 2 (a/2 + L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma)) \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = 90^\circ - \alpha/2 - \gamma$	0

Продовження табл. 6.1

1	2	3	4	5	6
3		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_c = L \cos(90 - \alpha/2 - \gamma)$	$D_6 = 2 (a/2 + L \sin(90 - \alpha/2 - \gamma + \varphi)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = 90^\circ - \alpha/2 - \gamma + \varphi$	$\varphi > 0$ (в сторону вісі обертання затискного важеля)
4		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_c = L \cos(90 + \alpha/2 - \gamma)$	$D_M = 2 (a/2 + L \sin(90 - \alpha/2 - \gamma - \varphi)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = 90^\circ - \alpha/2 - \gamma - \varphi$	$\varphi > 0$ (в сторону від вісі обертання затискного важеля)
5		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_c = L \cos(\alpha/2 + \gamma - 90)$	$D_H = 2 (a/2 - L \sin(\alpha/2 + \gamma - 90)) \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = \alpha/2 + \gamma - 90^\circ$	0
6		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_c = L \cos(\alpha/2 + \gamma - 90)$	$D_6 = 2 (a/2 - L \sin(\alpha/2 + \gamma - \varphi - 90)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = \alpha/2 + \gamma - \varphi - 90^\circ$	$\varphi > 0$ (в сторону вісі обертання затискного важеля)
7		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_c = L \cos(\alpha/2 + \gamma - 90)$	$D_M = 2 (a/2 - L \sin(\alpha/2 + \gamma + \varphi - 90)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = \alpha/2 + \gamma + \varphi - 90^\circ$	$\varphi > 0$ (в сторону від вісі обертання затискного важеля)

6.2. Аналіз передавальних відношень сил затискних важелів

Затискні важелі мають особливе конструктивне виконання, оскільки вони представляють собою комбінований обертово-рухомий важіль, до одного із кінців якого приєднана затискна призма. Тому складові їх передавальних відношень мають однаковий загальний вигляд для різних варіантів утримування деталей:

$$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2);$$
$$l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2).$$

Різниця для відзначених варіантів визначається величиною конструктивних параметрів затискних важелів (L , α , γ) та діаметром утримуваних деталей (D). Величина плечей включає дві складові, це: складова довжини затискного важеля (L) з відповідними кутами α і γ та складова затискної призми, яка оцінюється через діаметр утримуваної деталі та кут затискної призми. Складова затискної призми в плечі l_1 додається до складової (L), а в плечі l_2 , ця складова віднімається від складової L . Відповідно, із аналізу формули довжини плеча l_1 її можна записати:

$$l_1 = l_{11} + l_{12};$$

де:

$$l_{11} = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma);$$
$$l_{12} = D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2).$$

Таким чином, перша складова прямопропорційно залежить від L та $\cos(180 - \alpha - \gamma)$. Якщо потрібно забезпечувати зменшення плеча l_{11} , то це можна вирішувати як за рахунок зменшення L , так і (або) зменшення $\cos(180 - \alpha - \gamma)$, що відповідно досягається за рахунок збільшення величини кута ($180 - \alpha - \gamma$), що має місце при зменшенні кута призми (α) та кута її приєднання (γ).

Друга складова (l_{12}) залежить від діаметра утримуваної деталі (D) і кута затискної призми (α). Якщо ставиться задача зменшення

цієї складової, то при затиску деталі конкретного діаметра, вирішити поставлене питання можна за рахунок зменшення $\text{tg}(90-\alpha/2)$, а відповідно, за рахунок збільшення кута затискної призми. Отриманий висновок є протилежним по відношенню до величини l_{11} , де кут призми за однієї і тієї ж умови потрібно зменшувати, а для величини l_{12} – збільшувати.

Подібно можна проаналізувати формулу довжини плеча l_2 :

$$l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \text{tg}(90-\alpha/2) = l_{21} - l_{22};$$

де

$$l_{21} = L \cdot \cos \gamma;$$

$$l_{22} = D/2 \cdot \text{tg}(90-\alpha/2).$$

Перша складова довжини цього важеля прямопропорційно залежить від загальної довжини затискного важеля (L) та кута приєднання затискної призми γ до затискного важеля. Тому, наприклад, зменшення довжини цієї складової (l_{21}) можна реалізувати в основному за рахунок величини L і певною мірою за рахунок кута γ . Ці висновки співпадають з висновками, отриманими для складової l_{11} .

Друга складова (l_{22}) за величиною така ж, як і складова l_{12} , з тими ж висновками, але з принциповою відмінністю, що в довжині плеча l_1 , складова l_{12} додається до складової l_{11} , а в довжині l_2 складова l_{22} віднімається. Більш детально особливості цих залежностей наведені на рис. 6.5, 6.6, 6.7, 6.8.

На рис.6.5 представлено вплив довжини затискного важеля (L) на довжину плечей l_1 і l_2 . При побудові цих та інших графіків прийняті умови реальної можливості утримування деталі захватними важелями при вказаних вихідних даних. Окрім цього, при встановленні наведених залежностей прийнята умова утримування деталей номінального діаметра. Досліджувані залежності на рисунку представлені як окремими складовими (l_{11} ; l_{12} ; l_{21} ; l_{22}), так і підсумковими значеннями l_1 і l_2 . Для цього на

рис.6.5 спочатку наведені складові l_{11} і l_{21} , а потім до l_{11} добавлена (вказана стрілкою вгору) складова l_{12} , а від l_{21} віднята (вказана стрілкою вниз) складова l_{22} .

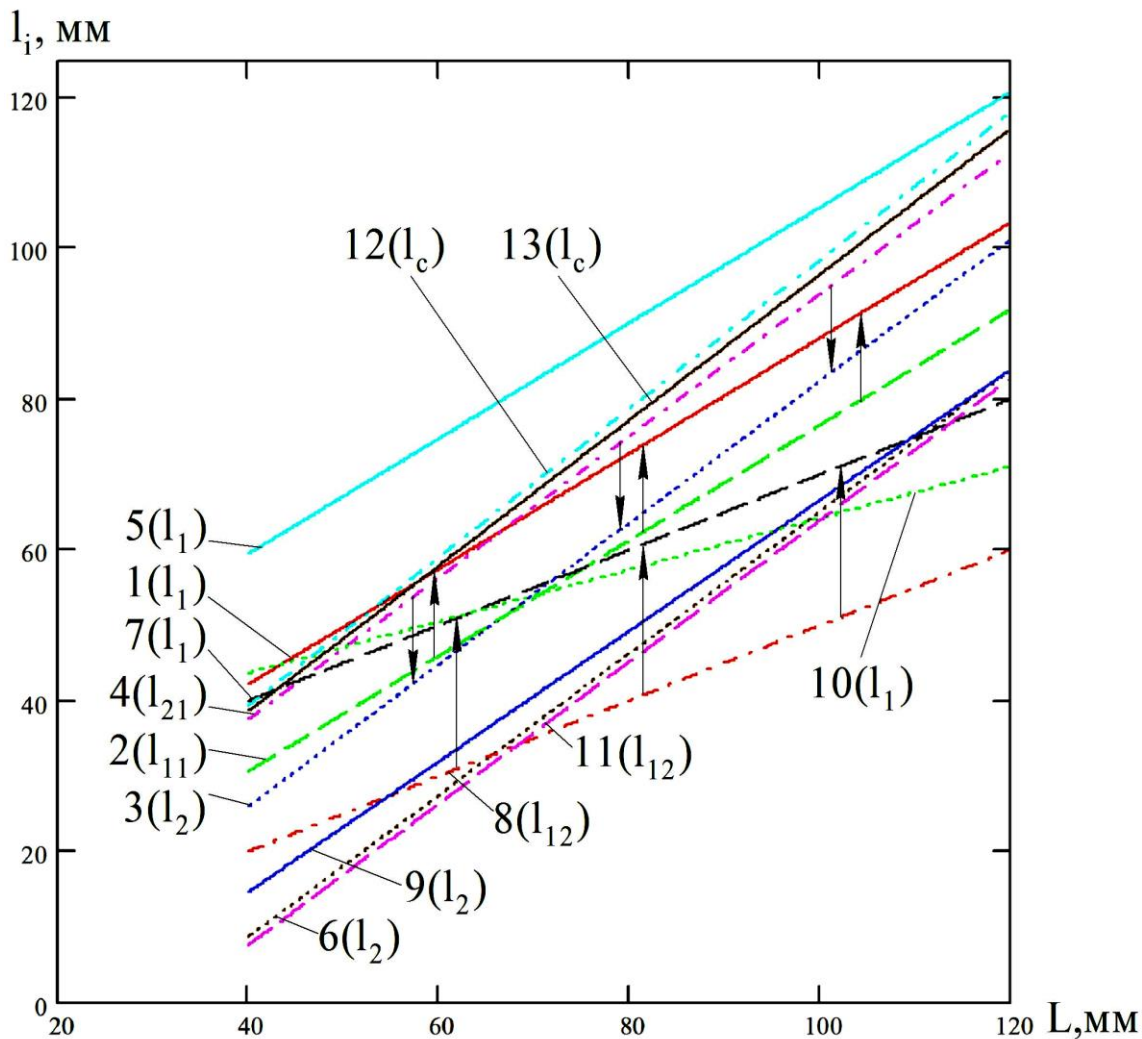


Рис.6.5. Залежності довжини плечей сил затиску від довжини затискних важелів:

- 1** - l_1 ($D=40; \alpha=120^\circ; \gamma=20^\circ$); **2** - l_{11} ($D=40; \alpha=120^\circ; \gamma=20^\circ$);
- 3** - l_2 ($D=40; \alpha=120^\circ; \gamma=20^\circ$); **4** - l_{21} ($D=40; \alpha=120^\circ; \gamma=20^\circ$);
- 5** - l_1 ($D=100; \alpha=120^\circ; \gamma=20^\circ$); **6** - l_2 ($D=100; \alpha=120^\circ; \gamma=20^\circ$);
- 7** - l_1 ($D=40; \alpha=90^\circ; \gamma=30^\circ$); **8** - l_{12} ($D=40; \alpha=90^\circ; \gamma=30^\circ$);
- 9** - l_2 ($D=40; \alpha=90^\circ; \gamma=30^\circ$); **10** - l_1 ($D=60; \alpha=120^\circ; \gamma=20^\circ$);
- 11** - l_2 ($D=60; \alpha=120^\circ; \gamma=20^\circ$); **12** - l_c ($\alpha=120^\circ; \gamma=20^\circ$);
- 13** - l_c ($\alpha=90^\circ; \gamma=30^\circ$).

Така форма представлення графічних залежностей детально розкриває вплив тих чи інших складових конструкції затискного

важеля та умови утримання деталей на величину плечей прикладання сил затиску. Із усіх наведених залежностей видно, що вони мають лінійну залежність. Тобто, збільшення довжини затискного важеля (L) веде до збільшення довжин плечей l_1 і l_2 та їх складових l_{11} і l_{12} та l_{21} і l_{22} . Більш інтенсивне зростання плечей має місце при більшому куті призми (α) та утриманні деталей номінального діаметра. При зменшенні кута призми, ця інтенсивність зменшується. Із наведених графіків також видно, що складові l_{11} та l_1 паралельні між собою, як і відповідно прямі l_{21} та l_2 . Це підтверджується змістом формул, де перша складова враховує довжину важеля (L), а друга – діаметр утримуваної деталі (D).

Залежність довжин плечей сил затиску від діаметра утримуваних деталей наведена на рис.6.6.

На цьому рисунку деякі залежності також представлені у вигляді їх складових частин. Так, прямі 2 та 4 відповідно представляють складові l_{11} та l_{21} , а їх підсумкові значення l_1 та l_2 – прямими 1 та 3. При $\alpha=120^\circ$ та $\gamma=30^\circ$ складові l_{11} та l_{21} – співпадають між собою, що представлено прямою 5, від якої вище представлена складова l_1 (пряма 6), а нижче – складова l_2 (пряма 7). При значенні кута затискних призм $\alpha=90^\circ$ підсумкові залежності l_1 та l_2 представлені прямими 8 та 9. Із наведених залежностей можна зробити такі висновки. Складові l_{11} та l_{21} не змінюються при зміні діаметра утримуваних деталей, оскільки вони у відповідних формулах оцінюються довжиною важеля (L) та кутами (α і γ). Тому ці складові на графіках представлені горизонтальними лініями, до яких додається або віднімається одна і та ж складова $D/2 \cdot \operatorname{tg}(90-\alpha/2)$, що і враховує вплив діаметра утримуваної деталі. Відповідно, при збільшенні цього діаметра (D) довжина плечей l_1 зростає, а довжина плечей l_2 зменшується. Інтенсивність зміни плечей при зменшенні кута затискних призм зростає.

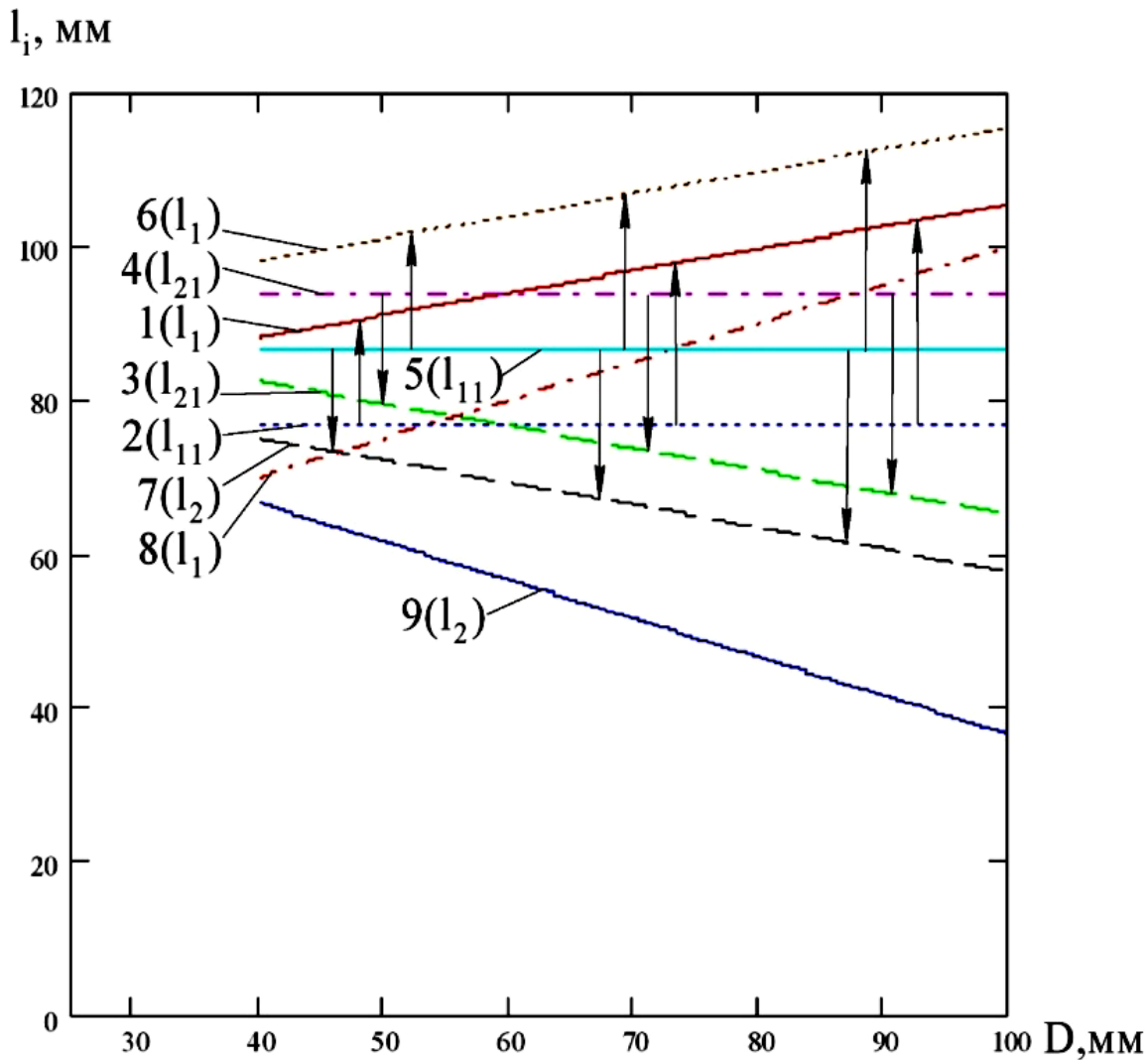


Рис.6.6. Залежність довжин плечей від діаметра утримуваної деталі:

- 1**- l_1 ($L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 20^\circ$); **2**- l_{11} ($L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 20^\circ$);
3- l_2 ($L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 20^\circ$); **4**- l_{21} ($L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 20^\circ$);
5- l_{11} та l_{21} ($L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 30^\circ$); **6**- l_1 ($L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 30^\circ$);
7- l_2 ($L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 30^\circ$); **8**- l_1 ($L = 100$; $\alpha = 90^\circ$; $\gamma = 30^\circ$);
9- l_2 ($L = 100$; $\alpha = 90^\circ$; $\gamma = 30^\circ$)

Вплив кута затискних призм на довжину плечей прикладання сил затиску представлено на рис.6.7. Із графіків видно, що збільшення кута призм веде до збільшення плечей l_1 та l_2 . Більш інтенсивно від кута α зростає величина плеча l_1 при більшій довжині затискного важеля (L), в тому числі і складова цього плеча - l_{11} . В цих залежностях складова l_{11} становить основну частину в загальній величині l_1 , оскільки складова l_{12} значно менша.

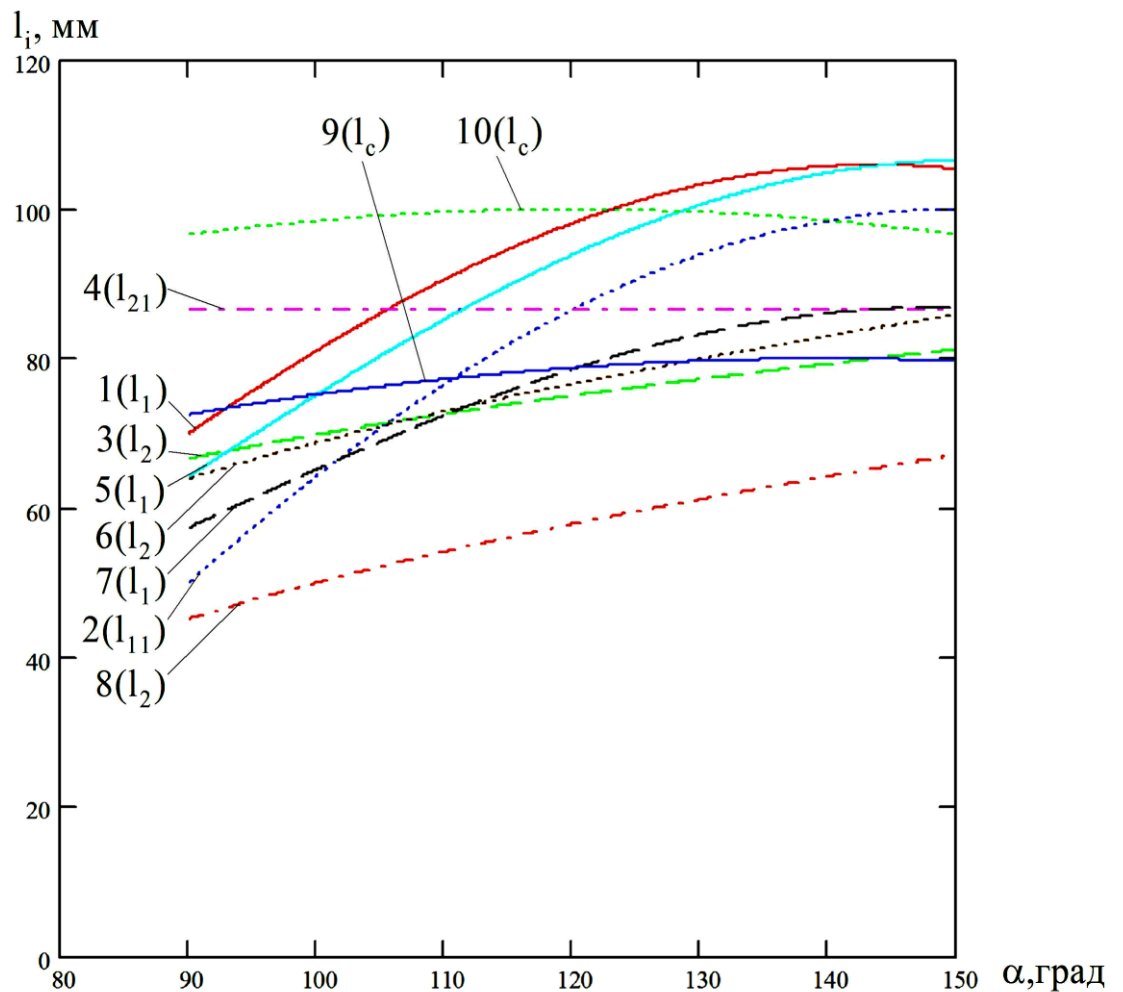


Рис.6.7. Залежність довжин плечей від кута затискних призм:

- 1** - l_1 ($L=100$; $D=40$; $\gamma=30^\circ$); **2**- l_{11} ($L=100$; $D=40$; $\gamma=30^\circ$);
3- l_2 ($L=100$; $D=40$; $\gamma=30^\circ$); **4**- l_{21} ($L=100$; $D=40$; $\gamma=30^\circ$);
5- l_1 ($L=100$; $D=60$; $\gamma=20^\circ$); **6**- l_2 ($L=100$; $D=60$; $\gamma=20^\circ$);
7- l_1 ($L=80$; $D=60$; $\gamma=20^\circ$); **8**- l_2 ($L=80$; $D=60$; $\gamma=20^\circ$);
9 - l_c ($L=80$; $\gamma=20^\circ$); **10** - l_c ($L=100$; $\gamma=30^\circ$)

У довжині плеча l_2 основною є складова l_{21} , від якої віднімається l_{22} , що в підсумку визначає величину l_2 . На цьому рисунку не показується стрілками додавання чи віднімання відповідних складових у формулах дожин плечей прикладання сил затиску.

Додатковим параметром в конструкції затискного важеля є кут (γ) приєднання затискної призми до вісі (L) важеля. Результати дослідження впливу цього кута на довжину плечей представлено на рис.6.8.

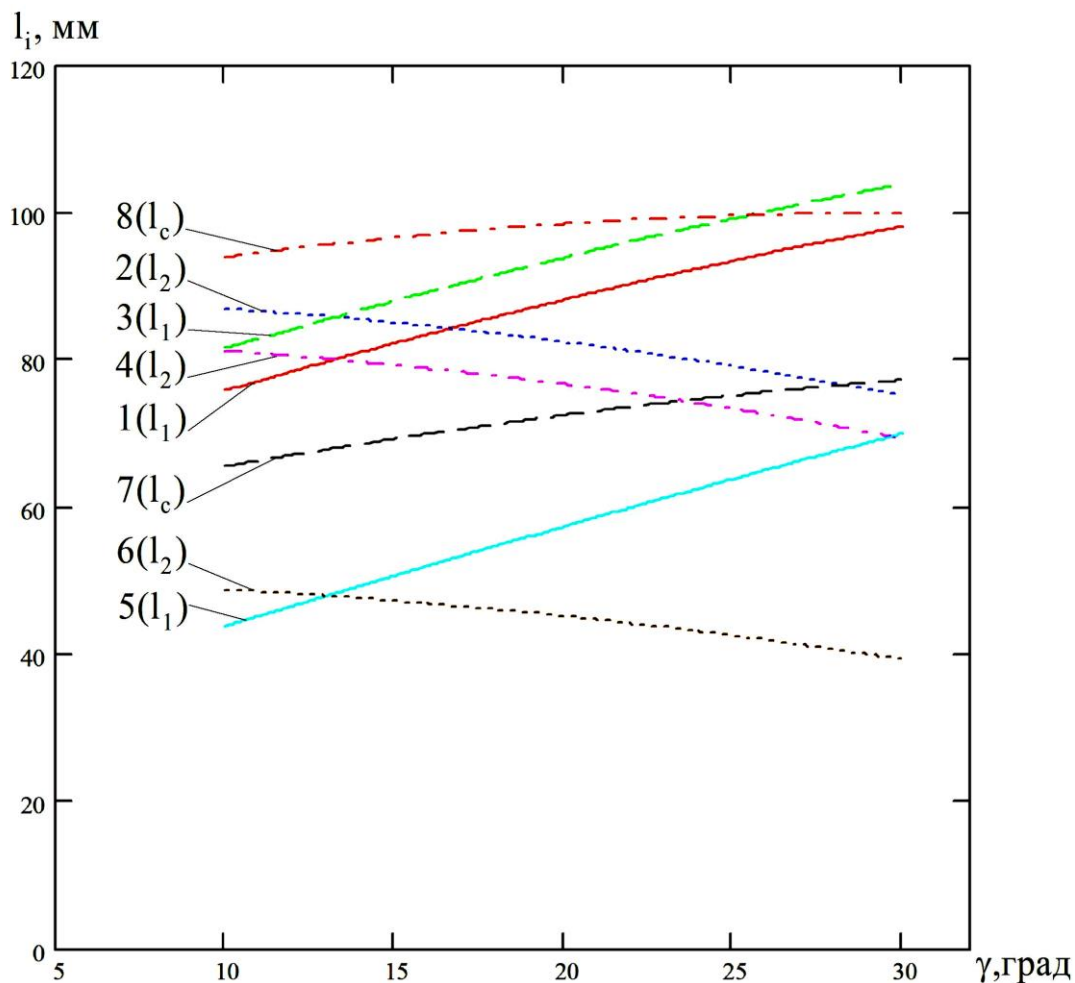


Рис.6.8. Залежність довжин плечей від кута приєднання затискної призми до затискного важеля:

- 1** - l_1 ($L=100; D=40; \alpha=120^\circ$); **2**- l_2 ($L=100; D=40; \alpha=120^\circ$);
3- l_1 ($L=100; D=60; \alpha=120^\circ$); **4**- l_2 ($L=100; D=60; \alpha=120^\circ$);
5- l_1 ($L=80; D=60; \alpha=90^\circ$); **6**- l_2 ($L=80; D=60; \alpha=90^\circ$);
7- l_c ($L=80; \alpha=90^\circ$); **8**- l_c ($L=100; \alpha=120^\circ$)

Із наведених кривих можна зробити такі висновки. Зміна кута γ значно впливає на зміну довжини плеча l_1 і не суттєво на l_2 . Абсолютна величина довжин плечей і в даних варіантах також досить різняться залежно від інших конструктивних параметрів захватного пристрою (L і α) та діаметра утримуваної деталі. У цілому збільшення кута γ веде до збільшення плеча l_1 і до зменшення плеча l_2 .

Із графіків також видно, що за деяких умов буває, що довжина плеча «близької» точки сили затиску, до вісі обертання затискного

важеля, який визначається плечем l_2 , може бути більшою, ніж плече «дальної» точки затиску – l_1 . Якщо прийняти за перехідний момент рівність довжин плечей $l_1 = l_2$, тоді:

$$L \cdot \cos (180-\alpha-\gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg} (90-\alpha/2) = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg} (90-\alpha/2);$$

або

$$L \cdot \cos \gamma - L \cdot \cos (180-\alpha-\gamma) = D \cdot \operatorname{tg} (90-\alpha/2).$$

Оскільки в даному рівнянні є ряд змінних величин, виконання поставленої умови може мати місце при одночасному врахуванні ряду параметрів. Так, якщо рівняння представити, що $L(\cos \gamma - \cos (180-\alpha-\gamma)) = D \cdot \operatorname{tg} (90-\alpha/2)$, і прийняти, що діаметр утримуваної деталі, як правило, менший за довжину затискного важеля (L), а їх співвідношення позначити: $k_e = D/L$, то вказане співвідношення, при відзначеній вище умові, знаходяться в межах від 0 до 1.

Якщо прийняті конкретні значення L і D , а відповідно k_e , тоді рівняння буде мати вигляд:

$$\cos \gamma - \cos (180-\alpha-\gamma) = k_e \cdot \operatorname{tg} (90-\alpha/2).$$

Подальше вирішення цього рівняння можливе при виборі значення одного із кутів α чи γ . Якщо буде вибрано значення кута затискної призми (α), тоді буде відоме значення правої частини рівняння:

$$k_e \cdot \operatorname{tg} (90-\alpha/2) = c.$$

Відповідно, така ж величина повинна бути і в лівій частині:

$$c = \cos \gamma - \cos (180-\alpha-\gamma).$$

Вирішення цього рівняння за прийнятих умов виконується методом пошуку відповідного значення кута приєднання затискної призми (γ). Результати деяких таких розрахунків зведені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2.

Конструктивні параметри затискних важелів при $l_1 = l_2$

L	D	α	γ	$l_1 = l_2$
80	40	120	13	66,3
100	60	120	10	81,4
100	60	90	20	64,1
120	60	120	13	99,4

Аналіз передавального відношення сумарних сил затиску (I_c) показує, що воно пропорційно залежить від довжини важеля (L) та особливості затиску деталей, коли кут ω може дорівнювати $\cos(90 - \alpha/2 - \gamma)$ чи $\cos(\alpha/2 + \gamma - 90)$. Графічно ці залежності представлені на рис. 6.5; 6.7; 6.8.

6.3. Аналіз діаметрів утримуваних деталей

Аналіз отриманих формул із визначення діаметрів утримуваних деталей (п.6.1) показує, що вони структурно подібні між собою, але суттєво різні за кутовими характеристиками залежно від особливостей утримання деталей. Найбільш характерними в цьому плані є визначення номінальних діаметрів деталей. Від значень цих діаметрів доцільно переходити до максимальних та мінімальних діаметрів, а також загального діапазону утримуваних деталей. Окрім цього, номінальні значення можуть бути покладені в основу вибору конструктивних параметрів захватів, силових їх розрахунків та встановлення градації параметрів захватних пристроїв.

Для аналізу впливу відзначених параметрів захватних пристроїв побудовані графіки, які наглядно ілюструють досліджувані залежності. Так, на рис.6.9 наведено вплив відстані між осями обертання ($a/2$) затискних важелів на величину номінального діаметра D_n .

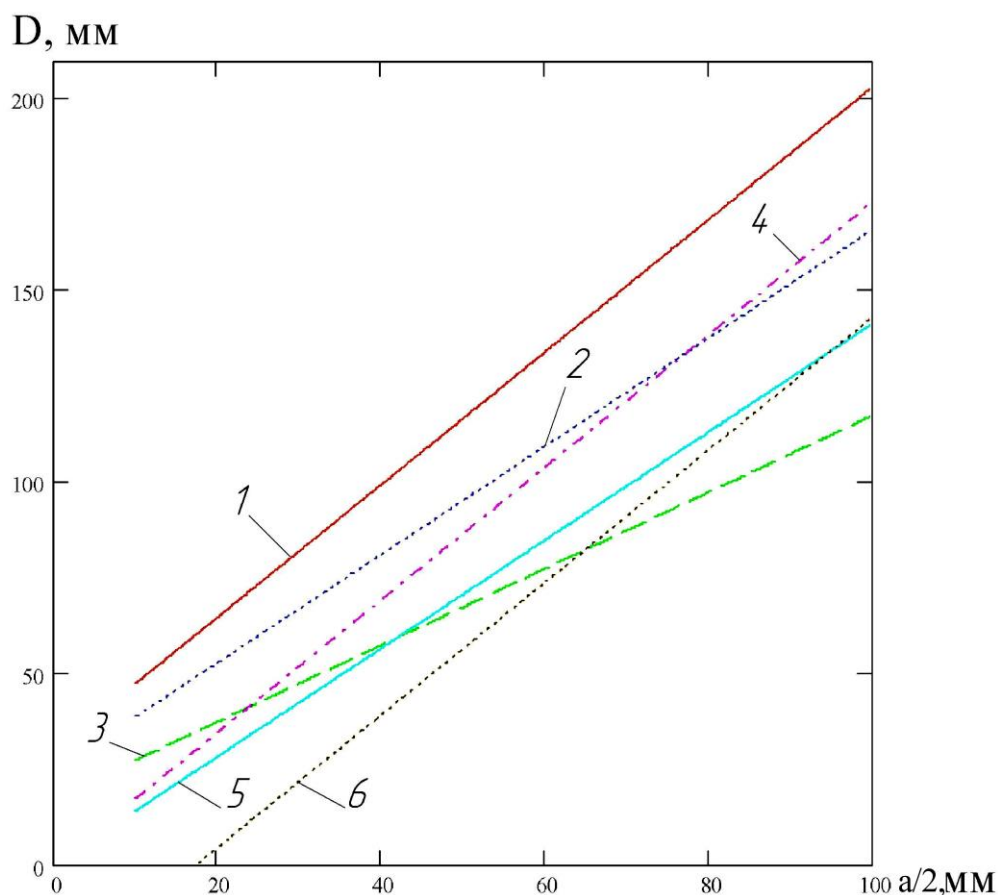


Рис.6.9. Залежності номінального діаметра утримуваних деталей захватним пристроєм від відстані між затискними важелями:

- 1 - $L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 20^\circ$; 2 - $L = 100$; $\alpha = 90^\circ$; $\gamma = 35^\circ$;
 3 - $L = 100$; $\alpha = 60^\circ$; $\gamma = 50^\circ$; 4 - $L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 30^\circ$;
 5 - $L = 100$; $\alpha = 90^\circ$; $\gamma = 45^\circ$; 6 - $L = 100$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 40^\circ$

Із наведених графіків видно, що збільшення відстані між осями затискних важелів (a) веде до лінійного інтенсивного зростання номінального діаметра деталей при усіх варіантах їх утримання. Більш інтенсивно зростає діаметр D_n при збільшенні кута призми $\alpha = 120^\circ$ (прямі 1,4,6) і значно менше при $\alpha = 60^\circ$ (пряма 3). Небажаною є конструкція із малим кутом α і великим кутом γ – пряма 3. Найбільш доцільним в цьому плані є значна величина кута призми α і невеликий кут її приєднання γ (пряма 1). У цілому із наведених графіків можна зробити також висновок, що для забезпечення значної величини діаметра утримуваної деталі необхідно, щоб відстань ($a/2$) була не менше 30 - 40% довжини затискного важеля (L) для різних умов утримання деталей.

Вплив довжини важеля (L) на величину діаметра D_H показано на рис.6.10.

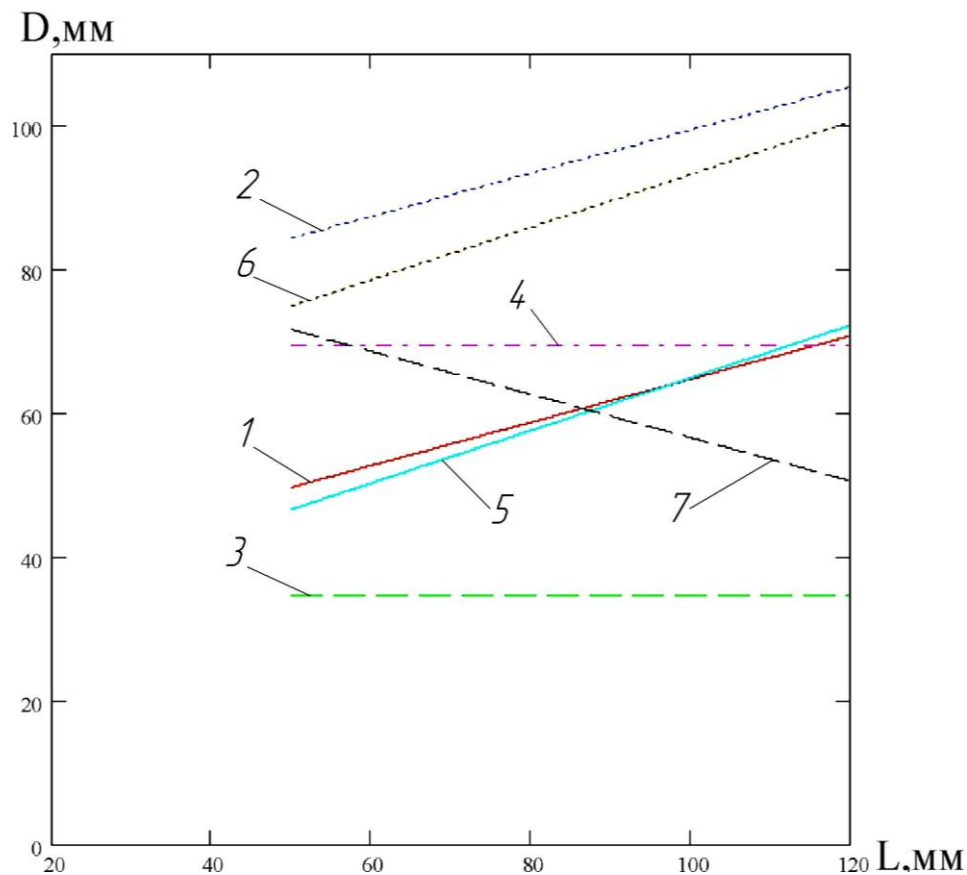


Рис.6.10. Залежність номінального діаметра утримуваної

деталі від довжини затискного важеля:

1 – $a/2 = 20$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 20^\circ$; **2** – $a/2 = 40$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 20^\circ$;

3 – $a/2 = 20$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = \gamma' = 30^\circ$; **4** – $a/2 = 40$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = \gamma' = 30^\circ$;

5 – $a/2 = 20$; $\alpha = 90^\circ$; $\gamma = 30^\circ$; **6** – $a/2 = 40$; $\alpha = 90^\circ$; $\gamma = 30^\circ$;

7 – $a/2 = 50$; $\alpha = 120^\circ$; $\gamma = 40^\circ$

Із наведених залежностей видно, що збільшення довжини затискного важеля (L) значно менше впливає на величину діаметра утримуваної деталі. Практично не впливає в цій комбінації параметрів кут затискної призми, порівнюючи між собою прямі 1 і 5 та 2 і 6. За певних умов утримування деталей (пряма 7) збільшення довжини затискного важеля навпаки зменшує номінальний діаметр утримуваних деталей, що є принципово недоцільним. Підсумовуючи наведені залежності, можна відзначити, що доцільно приймати захватні пристрої з кутом

затискної призми близьким до 120° , кутом приєднання призми $\gamma=10^\circ\dots 20^\circ$, а довжина затискного важеля (L) повинна бути в $1,2\dots 1,6$ разів більшою за номінальний діаметр утримуваних деталей.

Вплив величини кута затискних призм (α) на величину D_H представлено на рис.6.11. Із наведених даних та із самого процесу утримування деталі видно, що збільшення кута призм α , веде, при незмінних конструктивних параметрах L та $(a/2)$, до незначного зростання діаметра утримуваних деталей.

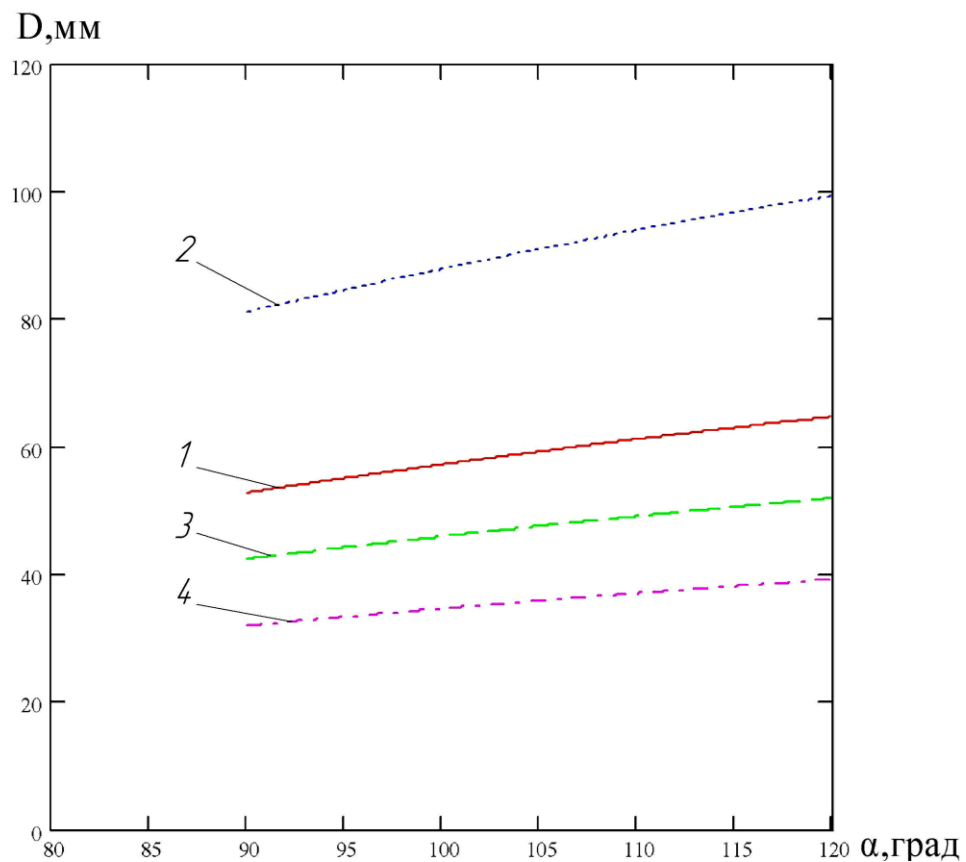


Рис.6.11. Залежність D_H від кута призми:

- 1- $L=100$; $a/2=20^\circ$; $\omega=90-\alpha/2-\gamma=10^\circ$; 2- $L=100$; $a/2=40^\circ$; $\omega=90-\alpha/2-\gamma=10^\circ$;
 3- $L=100$; $a/2=30^\circ$; $\gamma=\gamma'$; 4- $L=100$; $a/2=40^\circ$; $\omega=\alpha/2+\gamma-90=10^\circ$

Характер впливу кута приєднання затискних призм (γ) до затискних важелів (L) представлено на рис.6.12. Виконання даних досліджень вимагає врахування вищенаведених умов. Так, якщо прийняти постійними величини параметрів L та $(a/2)$, то зміна кута γ , у разі забезпечення співпадання вершини призм з

горизонтальною віссю утримуваної деталі, дозволяє визначити D_H при зміні кута призми.

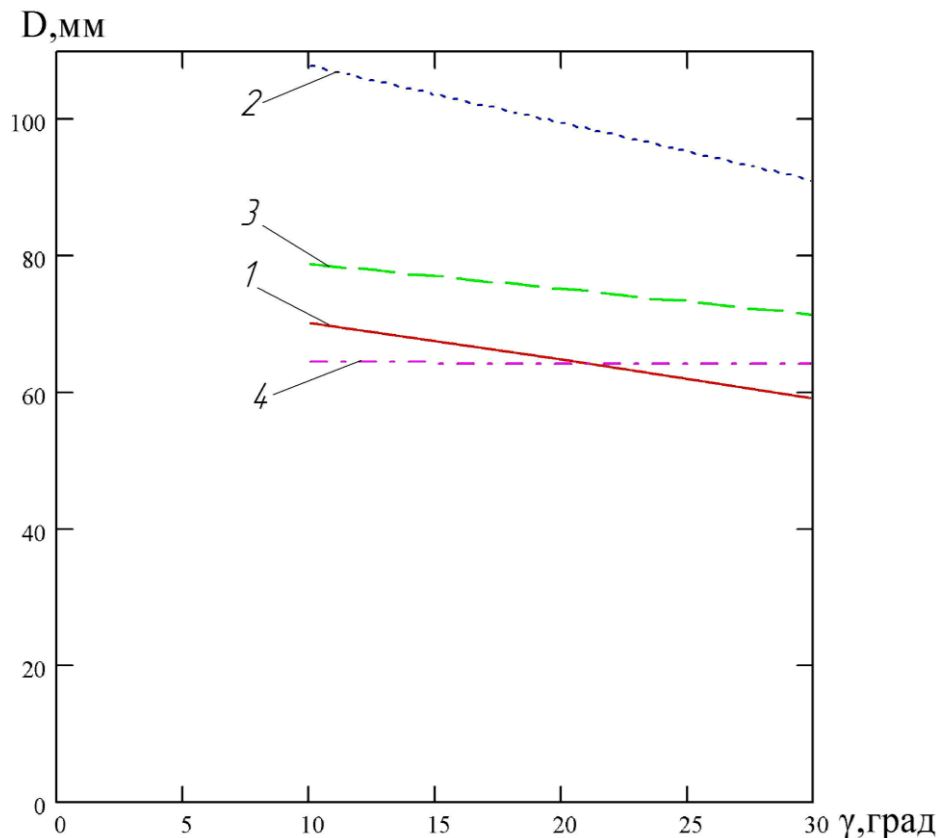


Рис.6.12. Залежність D_H від кута приєднання призми:

1 - $L = 100$; $a/2 = 20^\circ$; $\omega = 90 - \alpha/2 - \gamma = 10^\circ$; **2** - $L = 100$; $a/2 = 40^\circ$; $\omega = 90 - \alpha/2 - \gamma = 10^\circ$;

3 - $L = 100$; $a/2 = 40^\circ$; $\gamma = \gamma'$; **4** - $L = 100$; $\alpha = 120$ (при $\gamma = 10^\circ$; $a/2 = 30$ мм;

при $\gamma = 20^\circ$; $a/2 = 20$ мм; при $\gamma = 30^\circ$; $a/2 = 40^\circ$)

З урахуванням цієї умови побудовані відповідні залежності. Так, крива 1, відповідає умові, коли кут нахилу затискного важеля відповідає умові (див.рис.6.1):

$$\omega = 90 - \alpha/2 - \gamma.$$

За такої ж умови представлено залежність 2, але при збільшенні відстані ($a/2$) між затискними важелями, що дає більші значення діаметра утримуваних деталей. Обидві наведені прямі 1 та 2 показують, що при прийнятих умовах, збільшення кута γ веде до суттєвого зменшення діаметра D_H .

Всі вищенаведені залежності вимагають комплексного їх врахування при кінцевому визначенні конструктивних параметрів ЗП.

6.4. Визначення діапазону діаметрів утримуваних деталей

Якщо за основу вибору параметрів захватного пристрою взято номінальний діаметр утримуваної деталі, то для варіанта затиску деталі (рис.6.1) даний діаметр визначається:

$$D_H = 2(a/2 + L \sin \omega_H) \sin \alpha / 2,$$

де ω_H – кут відхилення затискного важеля від вертикального положення, який для даного варіанту дорівнює:

$$\omega_H = 90 - \alpha / 2 - \gamma.$$

Величина цього кута також може визначатися з урахуванням конструктивних параметрів захватного пристрою (див.рис.6.1):

$$\sin \omega_H = \frac{AO - a/2}{L} = \frac{D_H - 2a \sin \alpha / 2}{2L \sin \alpha / 2}.$$

Використовуючи розглянуті вище рекомендації, через заданий діаметр D_H вибираємо доцільні конструктивні параметри L , $a/2$, α , γ .

Мінімальна довжина сторін затискних призм, за такої умови утримання деталі буде:

$$AB_H = AC_H = \frac{D_H}{2 \tan \alpha / 2}.$$

Враховуючи універсальний характер призначення промислового робота, а відповідно і захватного пристрою, необхідно передбачити його можливість функціонування як з більшими, так і з меншими за діаметром деталями від номінального. При збільшенні діаметра деталі від D_H до D_6 можна записати:

$$D_6 = k_6 \cdot D_H,$$

де k_6 – коефіцієнт збільшення діаметра утримуваної деталі.

Фізична реалізація умови утримання деталі з більшим діаметром здійснюється за рахунок додаткового відхилення затискного важеля на додатковий кут $-\varphi_{\delta}$. Тоді кут відхилення затискного важеля від вертикальної вісі буде:

$$\omega_{\delta} = \omega_H + \varphi_{\delta} = 90 - \frac{\alpha}{2} - \gamma + \varphi_{\delta}.$$

За цієї умови збільшений діаметр визначається відповідно до схеми (рис.6.13) за формулою:

$$D_{\delta} = 2[a/2 + L \sin(\omega_H + \varphi_{\delta})] \cdot \frac{1}{\cos \varphi_{\delta}} \cdot \sin \alpha / 2.$$

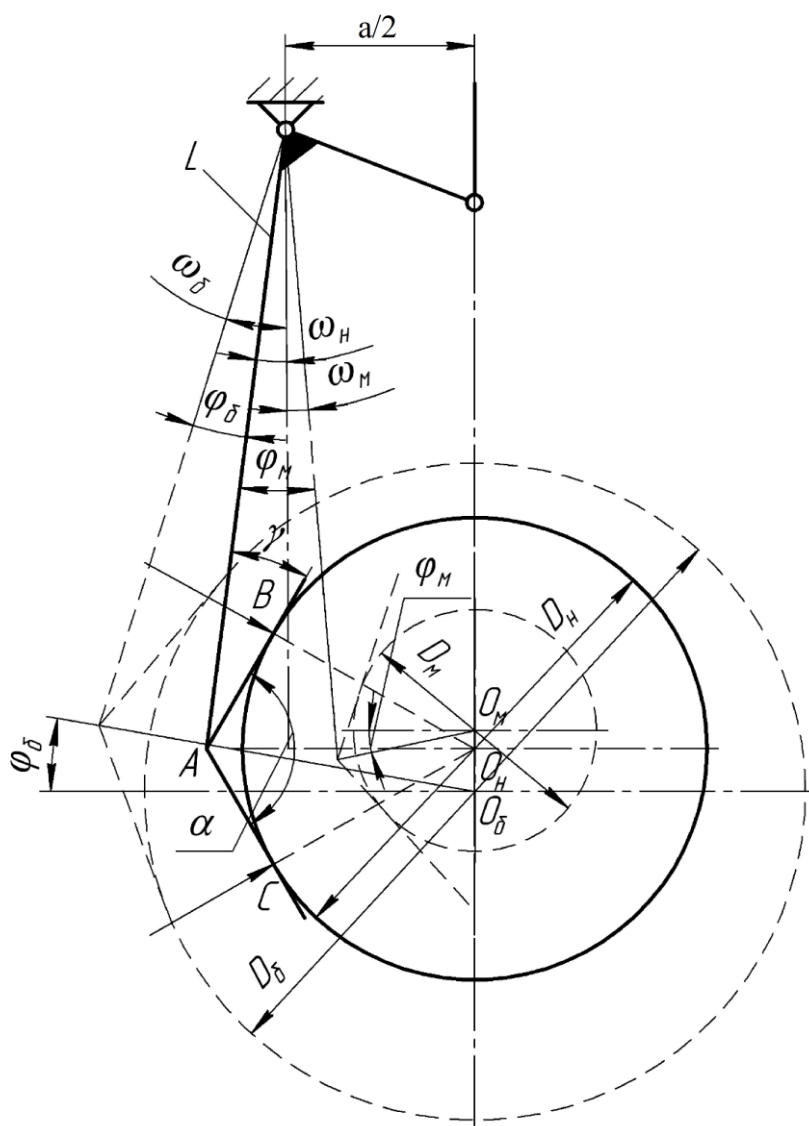


Рис.6.13. Розрахункова схема розмірів утримуваних деталей

Зменшення діаметра утримуваної деталі від D_H здійснюється за рахунок переміщення затискних важелів в сторону до центру утримуваної деталі. Для цього варіанта величина зменшеного діаметра утримуваної деталі визначається за рівнянням:

$$D_m = 2(a/2 + L \sin \omega_m) \cdot \frac{1}{\cos \varphi_m} \cdot \sin \alpha / 2,$$

де φ_m – кут переміщення затискного важеля в сторону центра утримуваної деталі; ω_m – кут відхилення затискного важеля від вертикальної вісі, який визначається:

$$\omega_m = \omega_n - \varphi_m = 90 - \alpha / 2 - \gamma - \varphi_m.$$

За умови, коли ω_m матиме від'ємне значення, це свідчитиме про відрахування цього кута від вертикальної вісі в іншу сторону.

Результати розрахунку діаметрів (D_b та D_m) утримуваних деталей при повороті затискних важелів на кут φ_b , а також на кут φ_m , представлені на рис.6.14.

Графічні залежності, розташовані праворуч від $\varphi = 0$ вказують на зміну збільшених діаметрів D_b , а ті, що зліва – на зменшені значення D_m . Такий комплексний графік розкриває повну картину зміни діаметрів утримуваних деталей від обертання затискних важелів в різні сторони від вихідного положення, що відповідає номінальному діаметру.

Коефіцієнт зменшення діаметра утримуваної деталі буде:

$$k_m = \frac{D_n}{D_m}.$$

Під час побудови відзначених графіків враховувалося, що граничний мінімальний діаметр утримуваної деталі може реалізовуватися за ряду умов:

- граничним значенням обертання затискних важелів, що визначається граничним рухом приводу захватного пристрою;

- обмеженням руху затискних важелів через контакт кінців затискних призм (рис.6.15) на вісі симетрії захватного пристрою.

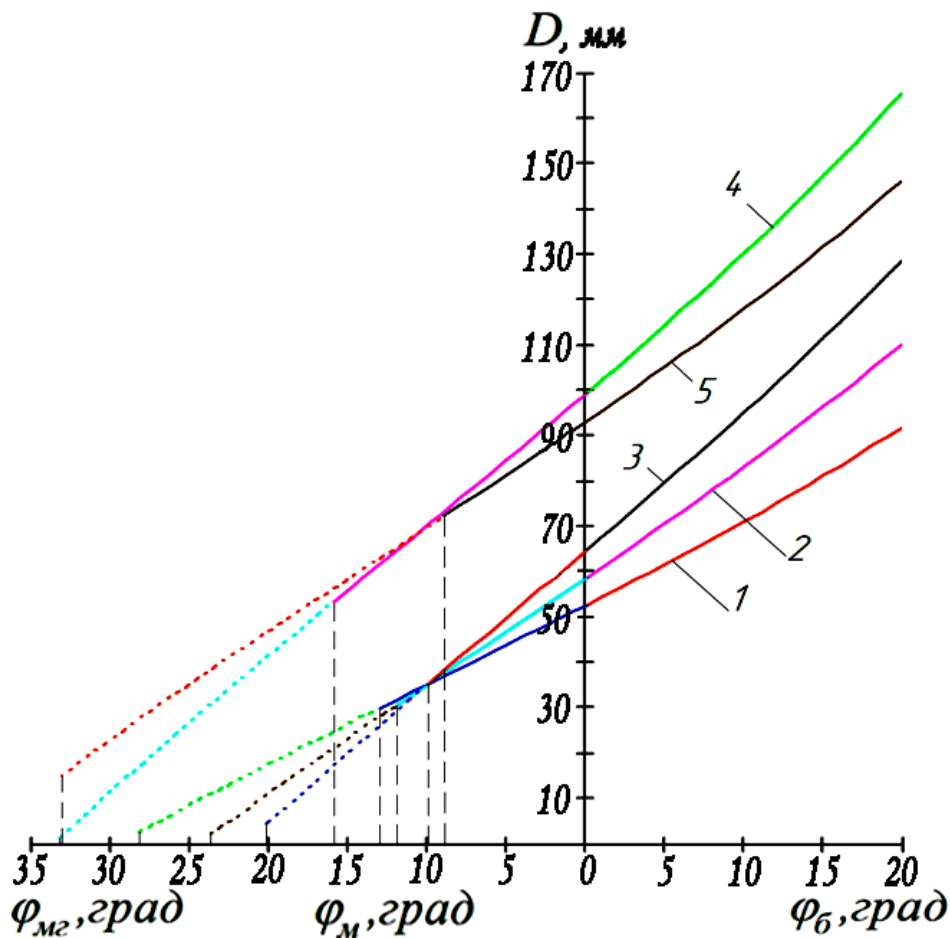


Рис.6.14. Залежності зміни величини діаметра утримуваної деталі від зміни кута повороту затискних важелів:

- 1– $L=60$; $a/2=20$; $\alpha=120$; $\gamma=20$; $\omega_H=10$; $\phi_6=12$; $k_6=1.427$; $\phi_M=13^\circ 48'$; $\phi_{MG}=29^\circ 30'$;
- 2– $L=80$; $a/2=20$; $\alpha=120$; $\gamma=20$; $\omega_H=10$; $\phi_6=12$; $k_6=1.506$; $\phi_M=12^\circ 10'$; $\phi_{MG}=24^\circ 30'$;
- 3 – $L=100$; $a/2=20$; $\alpha=120$; $\gamma=20$; $\omega_H=10$; $\phi_6=12$; $k_6=1.571$; $\phi_M=10^\circ 56'$; $\phi_{MG}=21^\circ 30'$;
- 4– $L=100$; $a/2=40$; $\alpha=120$; $\gamma=20$; $\omega_H=10$; $\phi_6=12$; $k_6=1.38$; $\phi_M=16^\circ 30'$; $\phi_{MG}=33^\circ 30'$;
- 5– $L=100$; $a/2=40$; $\alpha=90$; $\gamma=30$; $\omega_H=15$; $\phi_6=12$; $k_6=1.326$; $\phi_M=9^\circ 24'$; $\phi_{MG}=38^\circ 30'$

Визначаючи мінімальний утримуваний діаметр деталі, за першою умовою, необхідно знати гранично-мінімальний кут повороту затискних важелів (ϕ_M) і за формулою (D_M) визначати величину цього діаметра.

За другої умови, коли затискні призми контактують нижніми кінцями (точки «С»), зі схеми рис.6.15 можна записати:

$$\frac{AK}{D_m/2} = \tan(90 - \alpha/2);$$

$$\frac{KC}{D_m/2} = \tan(\alpha/2 - \varphi_m).$$

За даними дослідженнями мінімальний діаметр утримуваної деталі буде:

$$D_m = \frac{2b}{\tan(90 - \alpha/2) + \tan(\alpha/2 - \varphi_m)} =$$

$$= \frac{k_\sigma \cdot D_n}{[\tan(90 - \alpha/2) + \tan(\alpha/2 - \varphi_m)] \cdot \tan \alpha/2} = \frac{D_n}{k_m}.$$

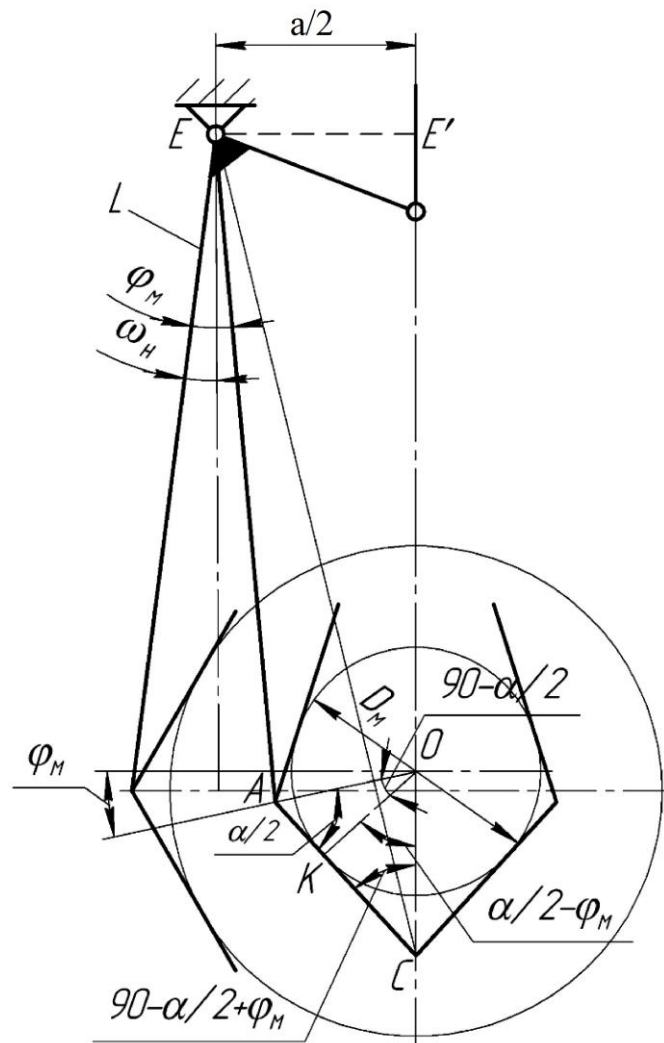


Рис.6.15. Схема утримування деталі мінімального розміру

Таким чином, коефіцієнт зменшення діаметра утримуваних деталей по відношенню до D_n :

$$k_m = \frac{[\tan(90 - \alpha/2) + \tan(\alpha/2 - \varphi_m)] \cdot \tan \alpha/2}{k_{\sigma}}$$

За отриманою формулою (D_m) виконано розрахунки значень мінімального діаметра утримуваних деталей за умови контакту захватних призм нижніми точками (С). На рис.6.14 ці граничні значення показані суцільними лініями, а подальше зменшення діаметрів – пунктирною.

Подальше зменшення діаметра утримуваних деталей можна реалізувати за умови розміщення затискних важелів у різних (паралельних) площинах їх руху або «підрізанням» протилежних кінців затискних призм на ділянці від точки «А» до точки «С», що дозволяє їм заходити одна за одну.

Кінцеве положення затискних важелів може бути при контакті їх точками «А». Цьому граничному положенню відповідає діаметр утримуваних деталей, який дорівнює нулю. Визначення таких граничних положень виконуємо за схемою – рис.6.16.

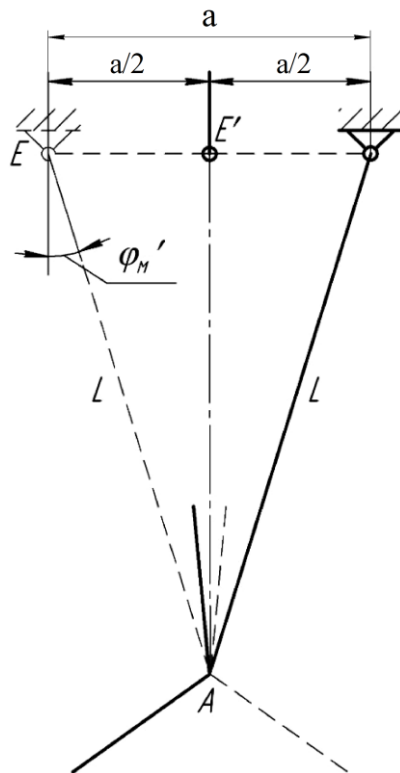


Рис.6.16. Схема граничних положень важелів захватного пристрою

Один із важелів показано пунктирною лінією, а другий – суцільною. Із наведеної схеми кут $\sphericalangle AEE'_r = \sphericalangle E'_r$:

$$\cos E'_r = \frac{a}{L}.$$

Гранично доцільний кут відхилення затискного важеля від вертикальної вісі: $\varphi'_{\text{мг}} = 90 - E'_r$. Відповідно гранично можливий кут нахилу затискного важеля від вихідного (номінального) положення до контакту центрами затискних призм (точками «А») буде: $\varphi_{\text{мг}} = \omega_{\text{н}} + \varphi'_{\text{мг}}$.

Враховуючи вищесказане, можна зробити додаткові висновки: на графіку зміни величини діаметра від кута φ (рис.6.14) видно, що інтервал гранично можливих значень діаметрів утримуваних деталей можливо змінювати за рахунок конструктивних параметрів захватного пристрою. Виведені формули можна використовувати під час проектування захватних пристроїв для конкретних умов затиску.

6.5. Оцінка точності положення утримуваної деталі в захватному пристрої

Захватні пристрої з обертовими затискними важелями та призматичними затискними елементами забезпечують утримування деталей різних розмірів, що, при значній простоті конструкції, є суттєвою їх перевагою. Разом з тим таке виконання захватів призводить до того, що утримування деталей різних діаметрів здійснюється при різному положенні їх центрів. Це може бути значним недоліком, наприклад під час завантаження та розвантаження роботом металорізальних верстатів. У даному випадку робот встановлює на верстат заготовку одного діаметра, а після її обробки повинен знімати з верстата деталь іншого діаметра. Подібна умова може мати місце під час виконання роботом складальних операцій, де на одну і ту ж позицію з тими ж координатами послідовно встановлюється, наприклад, втулка

одного діаметра, а потім необхідно встановлення в неї вала іншого діаметра.

Така зміна положення центра деталей в захваті робота відбувається за рахунок того, що деталі різних діаметрів контактують з бічними поверхнями затискних призм у різних точках, а це, у свою чергу, забезпечується обертовим рухом затискних важелів.

Для визначення зміщення центра утримуваних деталей за вихідне положення приймемо положення центра утримуваної деталі номінального діаметра (рис.6.17).

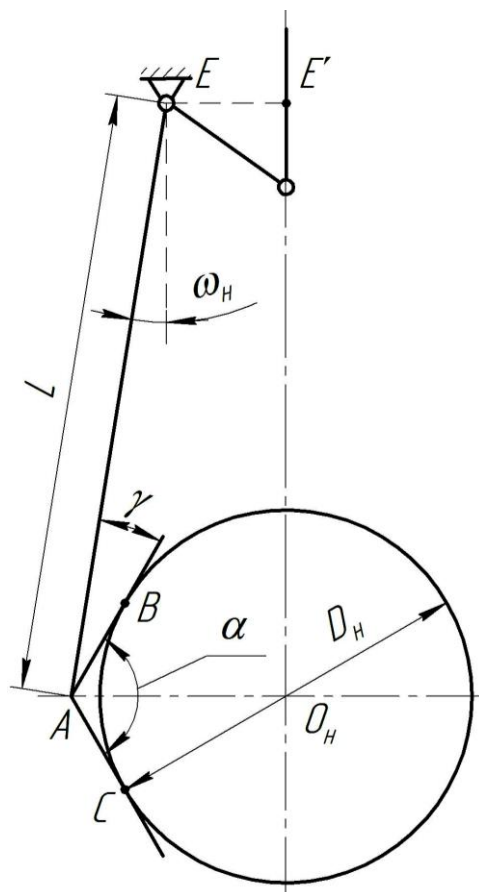


Рис.6.17. Розрахункова схема оцінки точності положення деталі в захватному пристрої

За базову відстань розміщення центра деталі приймаємо величину:

$$E'O_H = L \cdot \cos \omega_H ,$$

де ω_H – номінальний кут нахилу затискного важеля:

$$\omega_H = 90 - \alpha/2 - \gamma.$$

Цьому значенню кута ω_H відповідає номінальний діаметр утримуваної деталі:

$$D_H = 2(a/2 + L \sin \omega_H) \sin \alpha/2.$$

Якщо діаметр утримуваної деталі буде більшим за D_H , то його утримування вимагає більшого відхилення затискного важеля на φ_{δ} , що призводить до зміщення центра утримуваної деталі (рис.6.18).

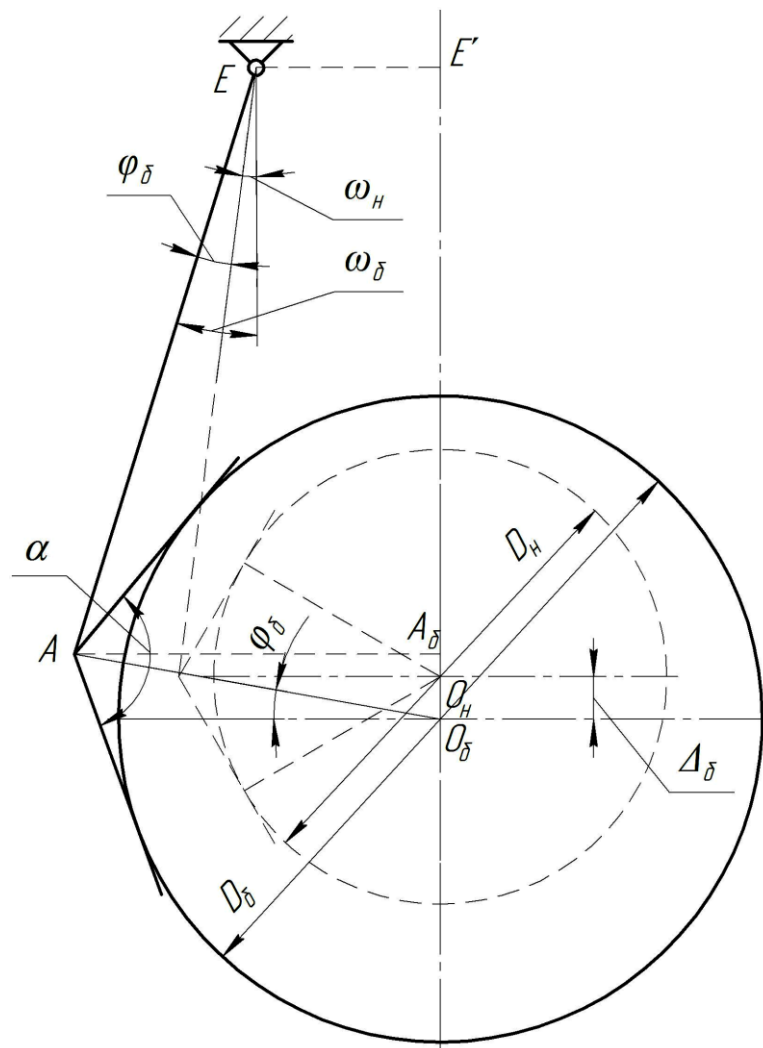


Рис.6.18. Розрахункова схема точності утримування деталей діаметром більшим за номінальний

Діаметр деталі за цих умов визначається:

$$D_{\delta} = 2[a/2 + L \sin(\omega_H + \varphi_{\delta})] \cdot \frac{\sin \alpha/2}{\cos \varphi_{\delta}} = 2[a/2 + L \sin(\omega_{\delta})] \cdot \frac{\sin \alpha/2}{\cos \varphi_{\delta}}.$$

Величина зміщення центра утримуваної деталі при переході від деталі номінального діаметра до D_{δ} буде:

$$\Delta_{\delta} = E'O_{\delta} - E'O_H = L \cos \omega_{\delta} + (a/2 + L \sin \omega_{\delta}) \operatorname{tg} \varphi_{\delta} - L \cos \omega_H = \\ = L(\cos \omega_{\delta} - \cos \omega_H) + (a/2 + L \sin \omega_{\delta}) \operatorname{tg} \varphi_{\delta}.$$

За умови, коли діаметр утримуваних деталей менший за номінальний, відбувається зміщення їх центра в сторону до вісі обертання захватних важелів. Визначення величини цього зміщення здійснюється за розрахунковою схемою наведеною на рис.6.19. Величина зміщення центра утримуваної деталі за цих умов визначається:

$$\Delta_M = E'O_H - E'O_M = L(\cos \omega_H - \cos \omega_M) + (a/2 + L \sin \omega_H) \operatorname{tg} \varphi_M.$$

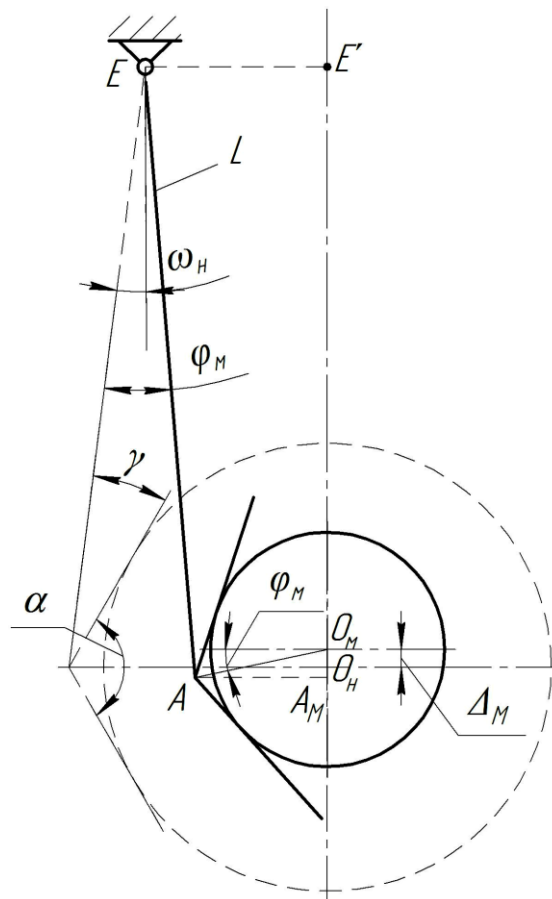


Рис.6.19. Розрахункова схема точності утримування деталей діаметром меншим за номінальний

При цьому також враховано, що у процесі зближення затискних важелів для утримання деталей менших діаметрів, затискні призми не мають обмежень у здійснюваних рухах.

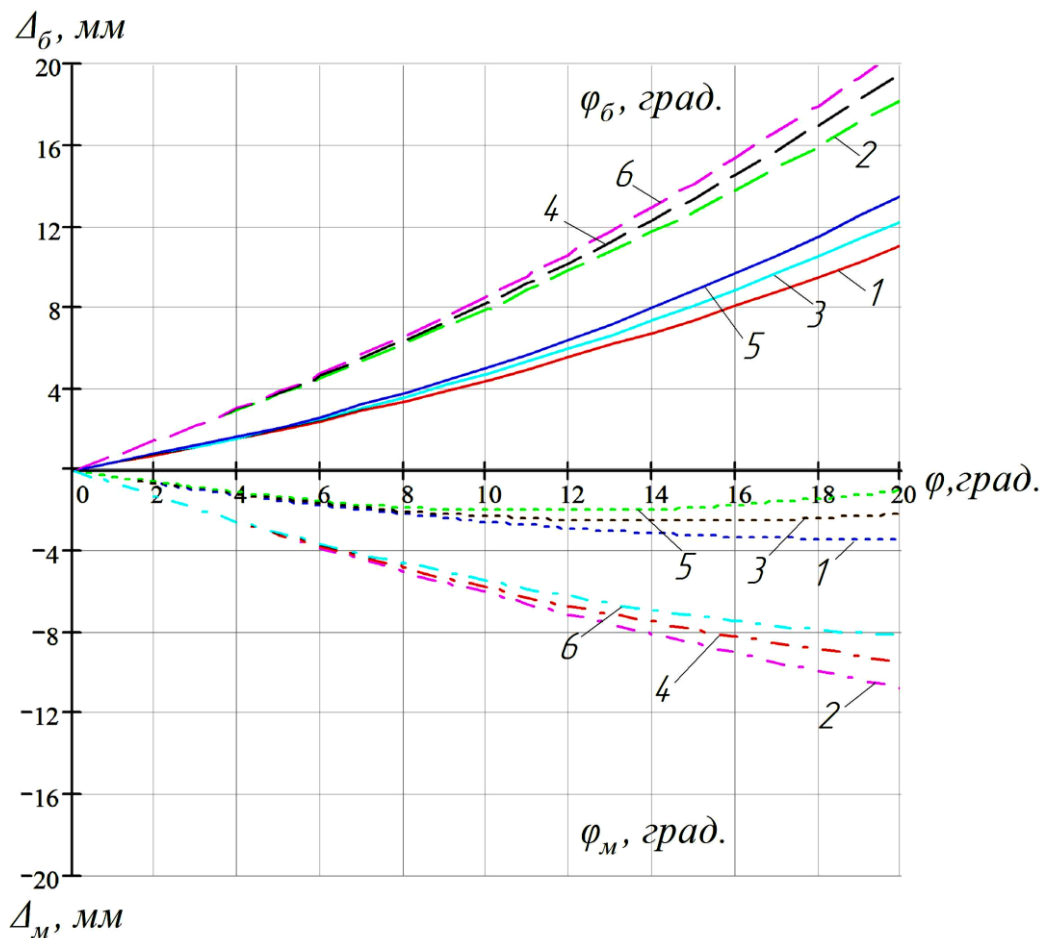


Рис.6.20. Графіки залежності зміщення центру утримуваних деталей від величини кута відхилення затискних важелів:

- 1 - $L = 60$; $a/2 = 20$; $\alpha = 120$; 2 - $L = 60$; $a/2 = 40$; $\alpha = 120$;
- 3 - $L = 80$; $a/2 = 20$; $\alpha = 120$; 4 - $L = 80$; $a/2 = 40$; $\alpha = 120$;
- 5 - $L = 100$; $a/2 = 20$; $\alpha = 120$; 6 - $L = 100$; $a/2 = 40$; $\alpha = 120$

Так, на рис.6.20 представлені залежності зміщення центрів утримуваних деталей від величини кута обертання затискних важелів. Наведені графіки побудовані з урахуванням умови, що є вихідне (номінальне) положення затискних важелів, коли здійснюється утримування деталі номінального діаметра, і, відповідно, кутове положення затискних важелів приймається рівним $\varphi = 0$. Під час руху важелів у сторону φ_b відбувається зміщення центрів утримуваних деталей у «більшу» сторону. Таке їх

зміщення на рис.6.20 позначено в напрямку Δ_6 . Рух затискних важелів в сторону до вісі симетрії захватного пристрою забезпечує зменшення відстані між центром утримуваних деталей і віссю обертання затискних важелів, що на вказаному рисунку позначено – Δ_m . Графіки на рис.6.20 побудовані для різних конструктивних параметрів захватних пристроїв.

На рис.6.21 наведено зміщення центрів утримуваних деталей від їх діаметра. Із усіх наведених кривих слідує, що збільшення відповідних діаметрів утримуваних деталей (D_6) призводить до більш інтенсивного збільшення відстані – Δ_6 , а зменшення діаметрів до менш інтенсивного зменшення відстані – Δ_m .

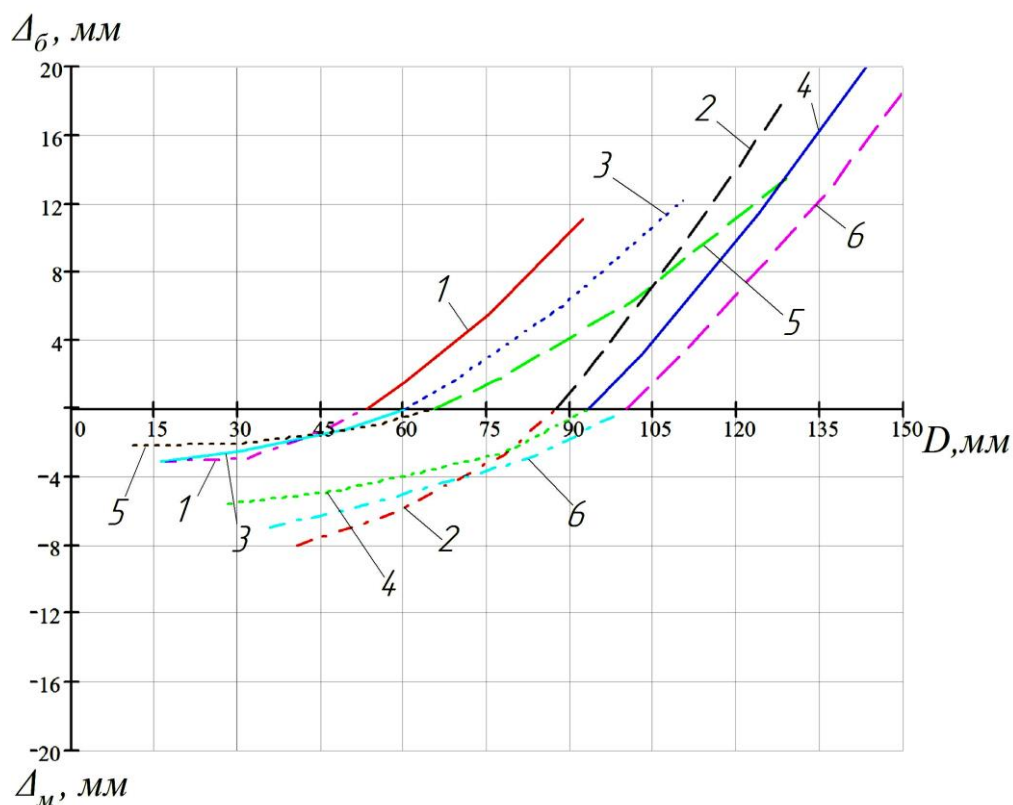


Рис.6.21. Графіки залежності зміщення центра утримуваних деталей від їх діаметра:

- 1 - $L = 60$; $a/2 = 20$; $\alpha = 120$; 2 - $L = 60$; $a/2 = 40$; $\alpha = 120$;
- 3 - $L = 80$; $a/2 = 20$; $\alpha = 120$; 4 - $L = 80$; $a/2 = 40$; $\alpha = 120$;
- 5 - $L = 100$; $a/2 = 20$; $\alpha = 120$; 6 - $L = 100$; $a/2 = 40$; $\alpha = 120$

Вплив зміни довжини затискного важеля L на зміщення деталі не суттєвий. Більш значний вплив на зміщення деталі має відстань між осями обертання затискних важелів (a). Зміна кута затискних призм α на величину зміщення центру утримуваних деталей також мало впливає. В цілому із наведених даних видно наявність значних зміщень центра утримуваних деталей при зміні їх діаметрів, що дає можливість оцінити вплив основних конструктивних параметрів захватних пристроїв на ці зміщення, а, відповідно, дозволяє вибирати кращі їх значення для конкретних умов експлуатації робіт.

6.6. Вплив параметрів захватних пристроїв на умови захоплення деталей

Досліджувані конструктивні параметри захватних пристроїв впливають не тільки на силові їх можливості, а й необхідні рухи. Це відноситься і до величини необхідних переміщень затискних важелів для взяття (захоплення) деталі, необхідного вільного простору збоку деталі для «підходу» до неї захвата та ін. Ці особливості розглянуті на прикладі утримання деталей номінального діаметра. Для взяття захватом такої деталі, затискні важелі повинні бути відведені від деталі для мінімально можливого підходу захвата до деталі. Від цієї величини залежить величина та час руху приводу і затискних важелів. Ця величина визначається (рис.6.22):

$$S = \frac{D_n}{2} [1 - \cos(90 - \alpha / 2)].$$

Загальна ширина захвату ($S_{\text{ш}}$), впливає на величину вільного простору для можливості підходу до деталі, що може обмежуватися конструкцією подавального чи приймального пристроїв, особливо, коли вони, наприклад, передбачають виконання їх у вигляді багатомісної тари (рис.6.22, в):

$$S_{\text{ш}} = AC' = \frac{D_{\text{н}}}{2} \cdot \frac{\cos \alpha/2}{\operatorname{tg} \alpha/2}.$$

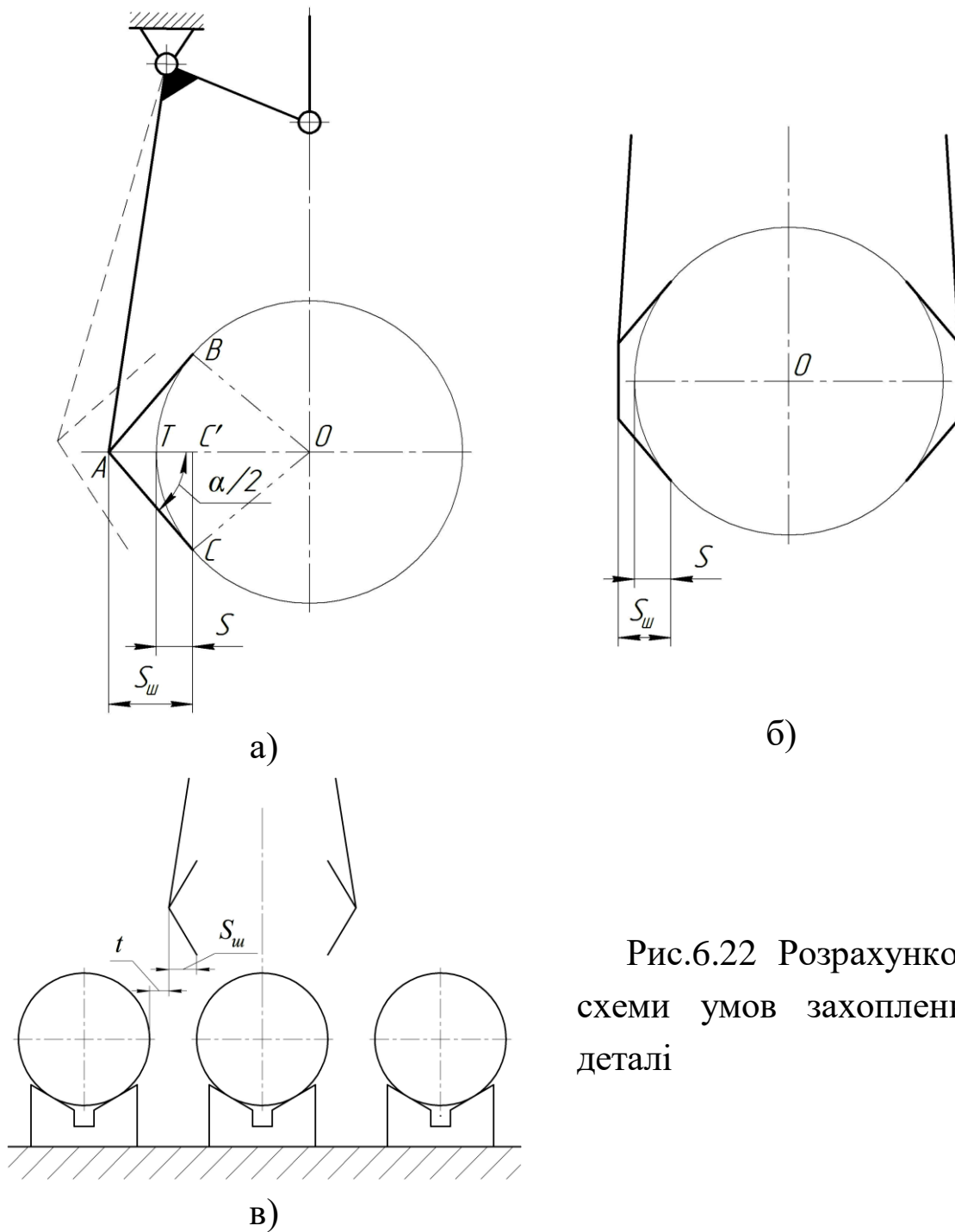


Рис.6.22 Розрахункові схеми умов захоплення деталі

У цих дослідженнях виконується порівняльна оцінка впливу конструктивних параметрів захватних пристроїв без урахування товщини затискних важелів t (див.рис.6.25,в), що принципово не важливо для дослідження умов захоплення деталі. За отриманими формулами побудовані графічні залежності (рис.6.23), із яких видно, що збільшення кута затискної призми призводить до

значного зменшення додаткового переміщення S затискних важелів, і, відповідно, необхідного часу на здійснення цього руху, а також зменшення довжини циліндра привода захвата та інших його конструктивних елементів. Так, наприклад, зміна кута затискних призм з 90° до 120° призводить до зменшення величини S приблизно в два рази при різних діаметрах утримуваних деталей, а при зміні кута α від 120° до 150° , зменшує величину S майже в чотири рази. Причому величина цих збільшених переміщень S складає від декількох міліметрів до декількох десятків міліметрів, що є значною додатковою величиною руху затискних важелів.

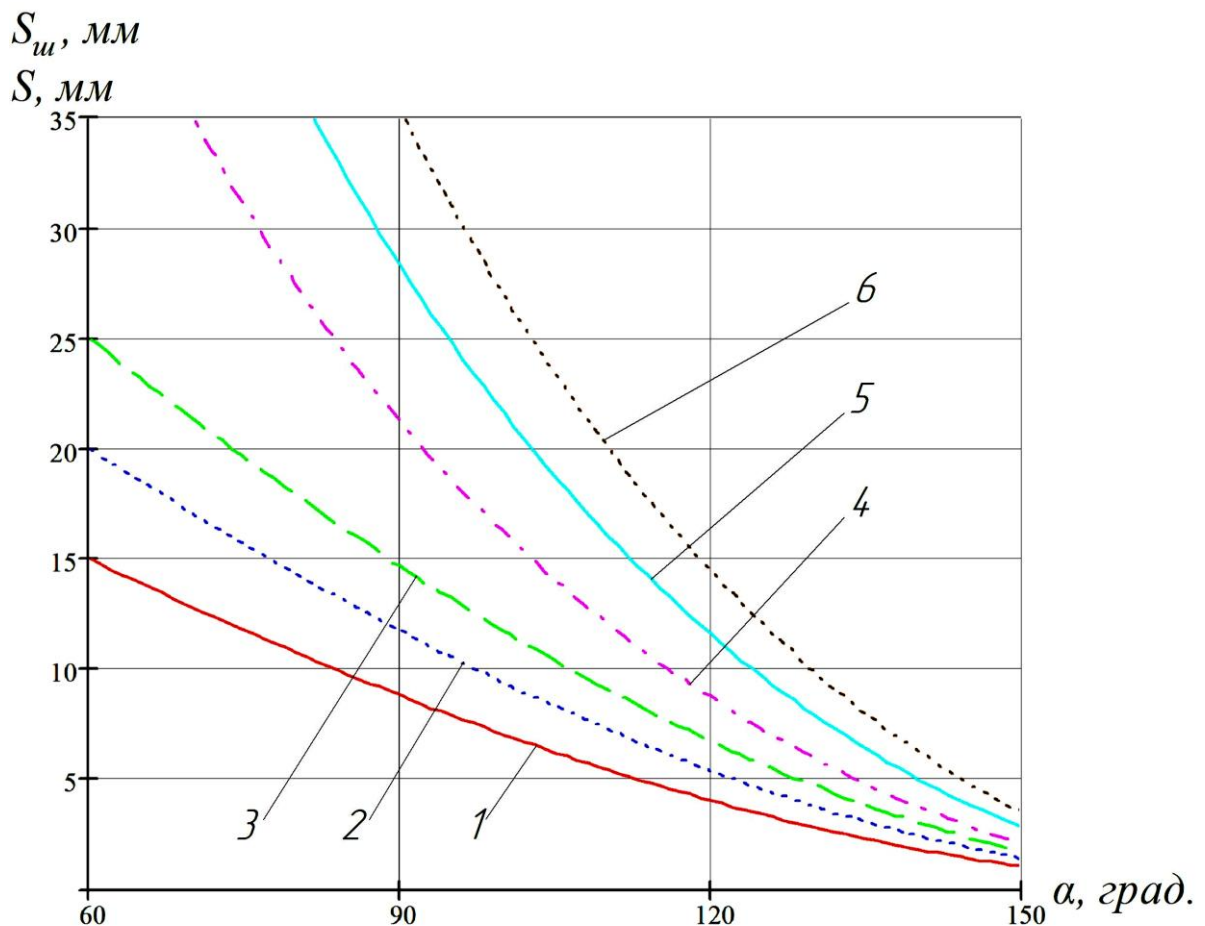


Рис.6.23. Залежності величин S і $S_{ш}$ від кута призми α :

- 1 - S при $D_H = 60$ мм; 2 - S при $D_H = 80$ мм;
- 3 - S при $D_H = 100$ мм; 4 - $S_{ш}$ при $D_H = 60$ мм;
- 5 - $S_{ш}$ при $D_H = 80$ мм; 6 - $S_{ш}$ при $D_H = 100$ мм

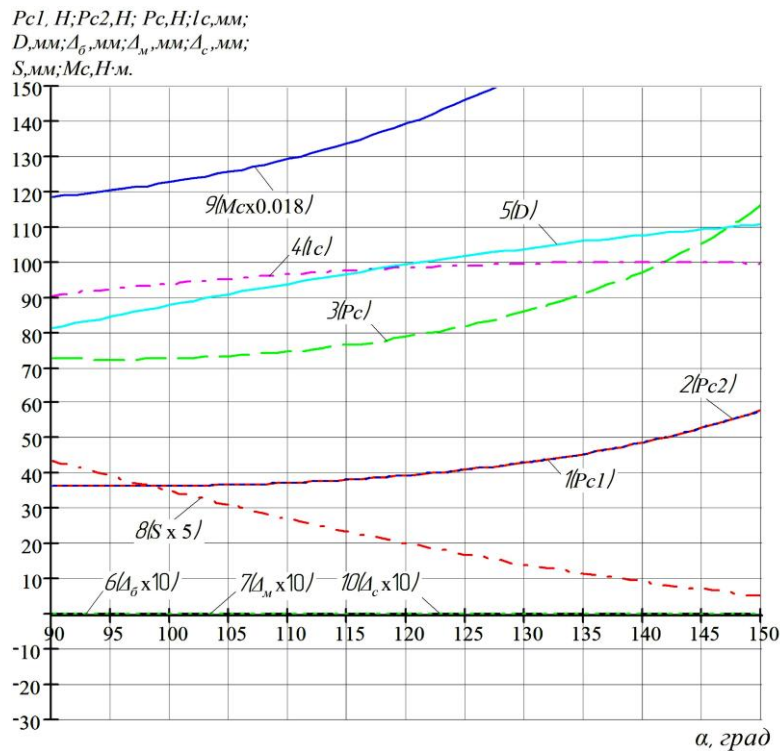
Таким чином, для реалізації умов із захоплення деталей доцільним є вибір затискних призм із більшими значеннями їх кута α від 120° до 150° .

У деяких випадках доцільним є використання зрізаного виконання призм (рис.6.22, б). Це особливо характерно для захватів утримуючих деталі великих діаметрів або спеціалізованого призначення захватів для утримання деталей у вузькому діапазоні їх діаметрів.

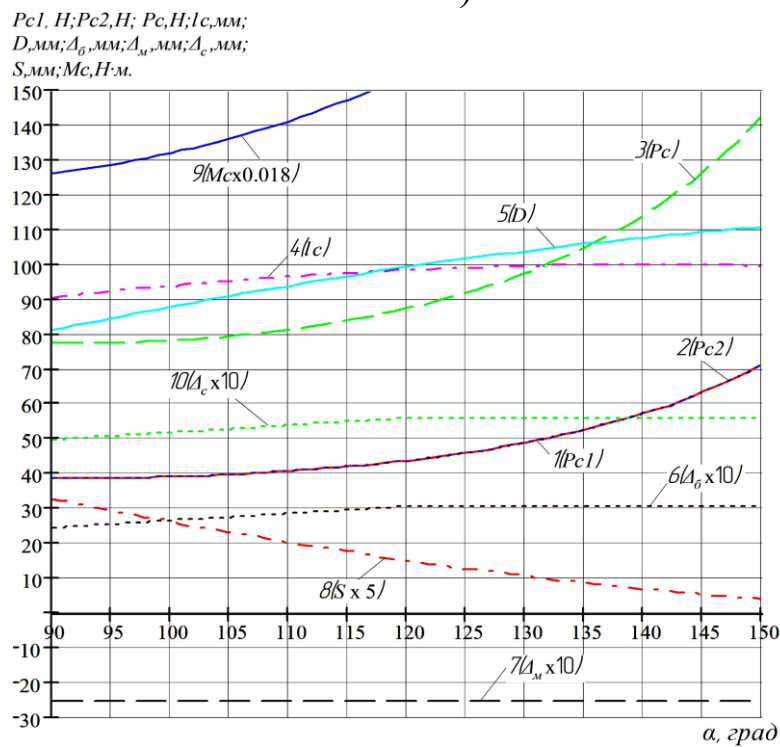
6.7. Комплексна оцінка силових та функціональних можливостей ЗП

На основі досліджень силових та функціональних характеристик захватних пристроїв, з використанням програмного забезпечення (Mathcad), проведено комплексну оцінку впливу конструктивних параметрів ЗП на, відповідно, силові та функціональні їх можливості. Даний процес складається з побудови вказаних залежностей та комплексного порівняння впливу на них конструктивних параметрів ЗП. Таким чином отримано можливість для кінцевого вибору найбільш доцільних параметрів ЗП та надання відповідних рекомендацій з їх проектування. Використовуючи вищенаведені розрахункові схеми для комплексної оцінки характеристик ЗП, побудовані порівняльні графіки при різних вихідних даних та різних орієнтаціях ЗП і різних режимах їх руху.

На рис.6.24 а, б, представлено залежності для комплексного порівняння впливу кута затискних призм (α) на сумарні сили затиску P_c , сумарне плече прикладання сил затиску l_c , діаметр утримуваної деталі D , зміщення центра деталі Δ , додаткове переміщення затискних важелів S та сумарний момент M_c при утримуванні деталі номінального (рис.6.24, а) та більшого від номінального (рис.6.24, б) діаметрів.



a)



б)

Рис.6.24. Залежності комплексного впливу кута затискних призм
 (α) на силові та функціональні характеристики ЗП:

- 1** - $Pc1$ ($\beta=0^\circ; G=20; I=G; \varphi_6=4^\circ; f=0,1$); **2** - $Pc2$ ($\beta=0^\circ; G=20; I=G; \varphi_6=4^\circ; f=0,1$);
3 - Pc ($\beta=0^\circ; G=20; I=G; \varphi_6=4^\circ; f=0,1$); **4** - lc ($L=100; \gamma=20^\circ$); **5** - D ($L=100; a/2 = 40$); **6** - Δ_6 ($L=100; a/2 = 40; \varphi_6=4^\circ$); **7** - Δ_M ($L=100; a/2 = 20; \varphi_M=4^\circ$); **8** - S ($D_H=60$); **9** - Mc ; **10** - Δ_c ; **11** - l ($L=100; \gamma=20^\circ$); **12** - l ($L=100; \gamma=20^\circ$).

З даних залежностей видно, що кут затискних призм (α) має різнохарактерний вплив на силові та функціональні характеристики ЗП. Тому під час вибору рекомендованих параметрів потрібно знаходити компроміс, який дасть змогу досягнути очікуваного ефекту по всіх розглянутих величинах ЗП.

Утримування деталей збільшеного діаметра веде до появи кута зміщення вершин призм (ϕ). Кут приєднання призм змінюється конструктивно за рахунок повороту призм або зміни відстані між опорами затискних важелів (a) – див. табл.6.1. Дані фактори також мають значний вплив на силові та функціональні характеристики ЗП, що показано на рис.6.25 та рис.6.26 (залежності побудовані за тих же умов, що і попередні).

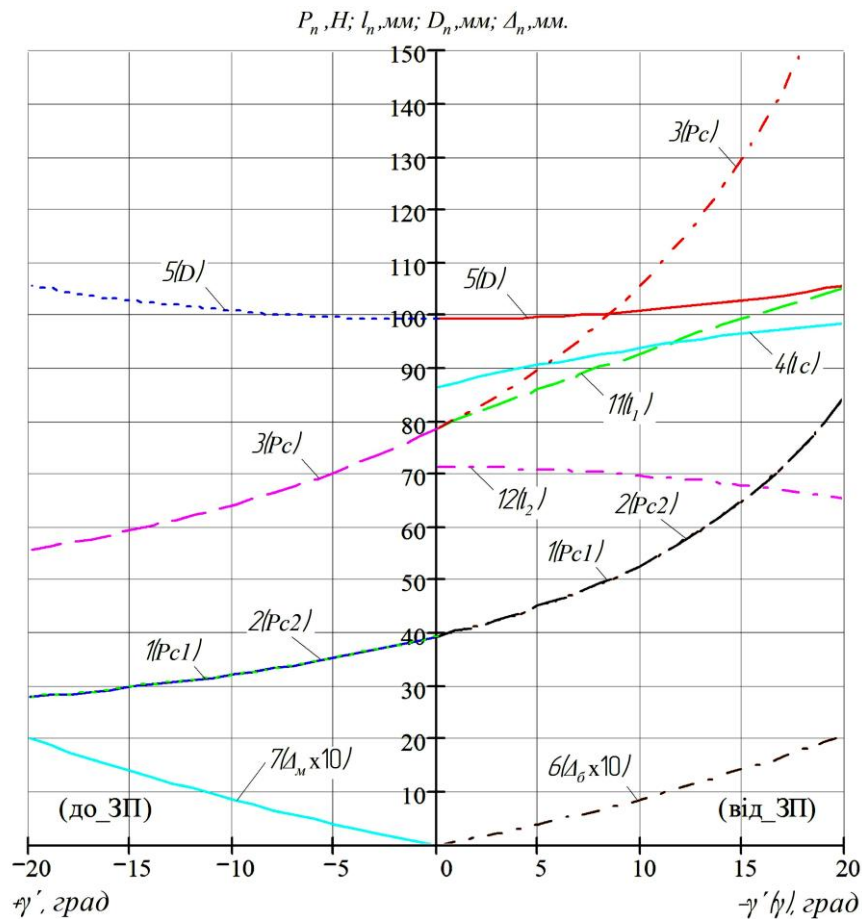


Рис.6.25. Залежності комплексного впливу кута приєднання призм (γ) на силові та функціональні характеристики ЗП

Після комплексних побудов відповідних залежностей та програмних обчислень виконано аналіз отриманої інформації.

Якщо найбільш доцільні значення кожного із розглянутих конструктивних параметрів ЗП внести до таблиці пошуку, то отримаємо відповідні варіанти затиску деталей у ЗП при різних варіантах його функціонування.

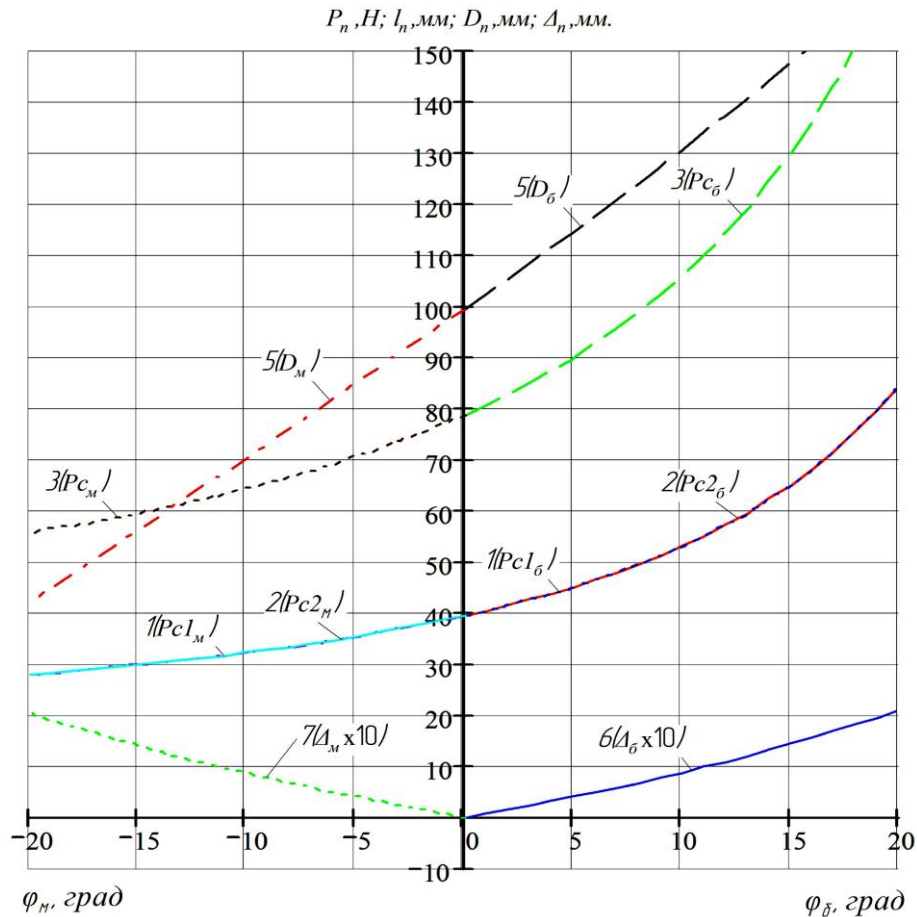
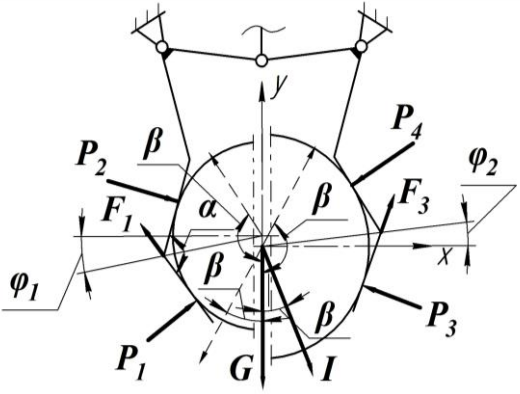
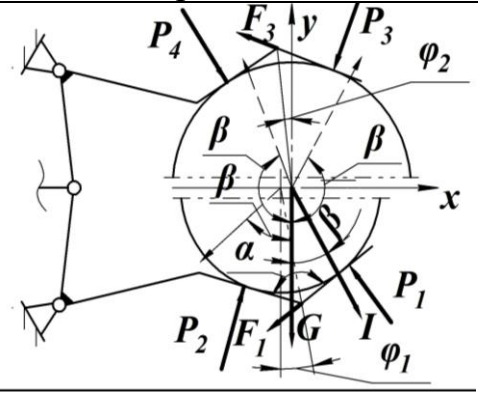
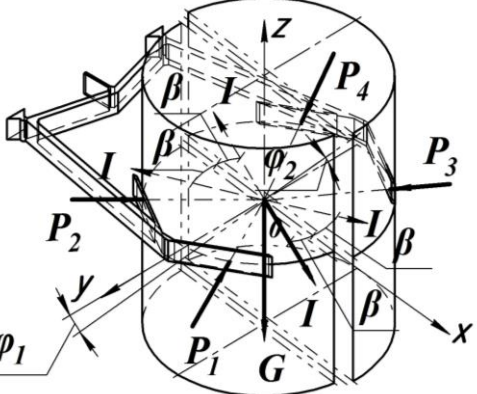


Рис.6.26. Залежності комплексного впливу кута зміщення призм (φ) на силові та функціональні характеристики ЗП

Оскільки пошук найбільш доцільних конструктивних параметрів ЗП призводить до великої кількості результатів, які відповідають конкретним вимогам затиску деталі захватом, особливостям його функціонування та конструктивного виконання, необхідно виконати узагальнюючу оцінку отриманих результатів. Результати деяких таких розрахунків зведено в таблицю (табл.6.3), де представлено рекомендовані інтервали значень кожного із конструктивних параметрів по кожному з основних напрямків рухів ЗП (горизонтальний, вертикальний та поворот).

Таблиця 6.3

Рекомендовані конструктивні параметри ЗП

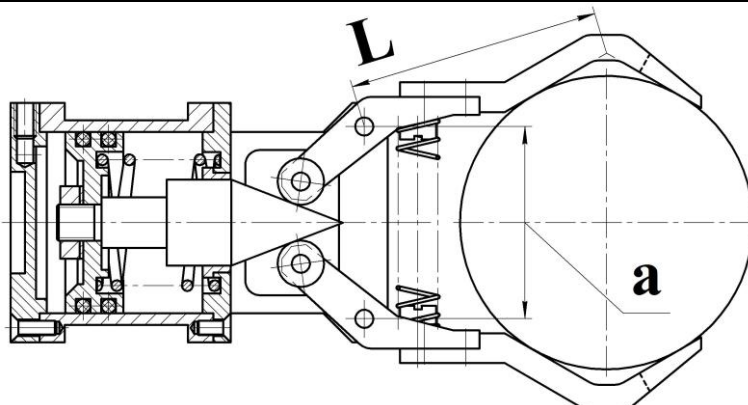
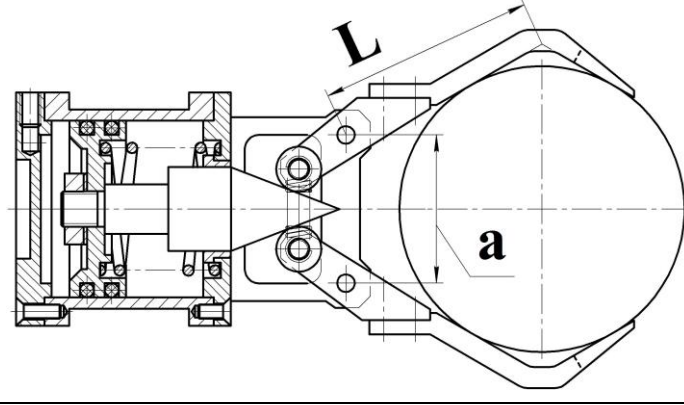
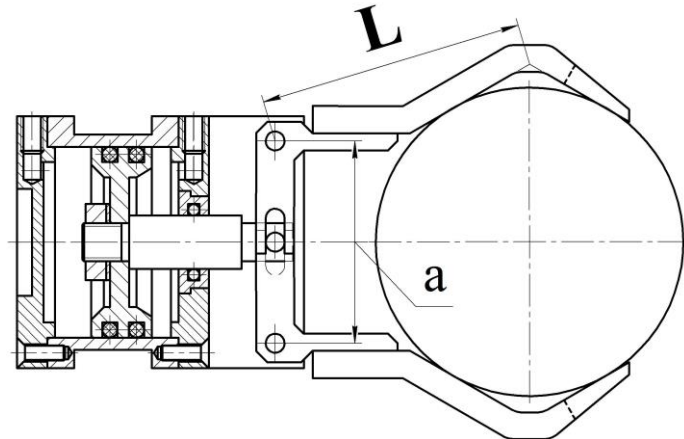
Орієнтація захватного пристрою	Конструктивні параметри ЗП			
	Констр. парам.	Рух по координаті		
		Гориз. (вісь X)	Вертик. (вісь Y)	Вздовж вісі/ поворот (вісь Z)
	α	105°-115°	90°-100°	110°-120°
	φ	+5°...-10°	+5°...-10°	+2°...-8°
	γ	5°-15°	5°-10°	5°-15°
Вертикальна				
	α	105°-110°	115°-125°	120°-130°
	φ	+5°...-10°	+5°...-5°	+2°...-8°
	γ	5°-10°	5°-15°	5°-15°
Горизонтальна				
	α	90°-100°	90°-110°	100°-120°
	φ	+5°...-5°	+5°...-5°	+5°...-5°
	γ	5°-10°	5°-15°	5°-15°
Гориз. з вертик. орієнт. дет.				

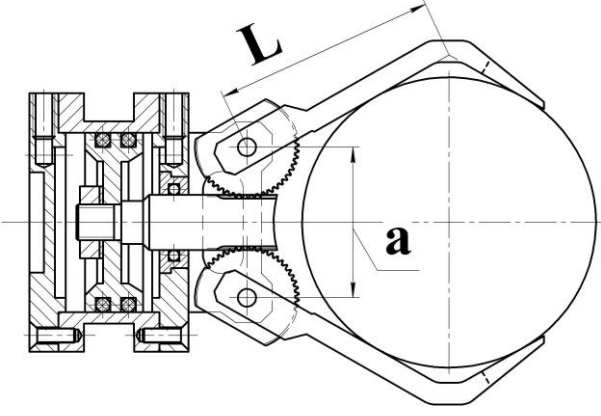
У табл.6.4 представлено декілька типових конструкцій ЗП важільного типу з клиновими (№1 та №2), важільним (№3) та

зубчато-рейковим (№4) проміжними механізмами. Для кожної з конструкцій представлено основні конструктивні параметри, що впливають на силові та функціональні характеристики ЗП, і запропоновано найбільш доцільні їх значення відповідно до номінального діаметра утримуваної деталі.

Таблиця 6.4

Рекомендовані значення L та α

№	Констр. парам.	Значення	Конструкція ЗП
1	2	3	4
1	α	$(0,6-0,7)D_H$	
	L	$(0,95-1,2)D_H$	
2	α	$(0,5-0,6)D_H$	
	L	$(0,9-1,0)D_H$	
3	α	$(0,6-0,7)D_H$	
	L	$(0,9-1,1)D_H$	

1	2	3	4
4	α	$(0,65-0,75)D_H$	
	L	$(0,9-1,0)D_H$	

Отже, тільки комплексна оцінка впливу конструктивних параметрів ЗП на їх силові та функціональні характеристики може дати повну картину такого впливу. Такий порівняльно-оціночний підхід був використаний до всіх типових варіантів затиску деталей захватом. Це дає можливість охарактеризувати взаємодію приведених факторів для захватів різного виконання, при різних режимах їх роботи.

Наведені вище дані дозволяють зробити такі висновки:

1. Аналіз впливу конструктивних параметрів затискних важелів (L , α , γ , a) на величину номінального діаметра утримуваної деталі показує, що найбільший вплив на цей діаметр має відстань між опорами затискних важелів. Так, при збільшенні цієї відстані в 2 рази, D_H збільшується в 1,5 – 1,8 рази.

2. Встановлені аналітичні залежності показують, що інтервал гранично можливих значень діаметрів утримуваних деталей можливо змінювати за рахунок конструктивних параметрів захватного пристрою.

3. Визначені аналітичні залежності можуть бути покладені в основу спеціальних комп'ютерних програм, за якими можна виконувати розрахунок захватних пристроїв та корегувати сили затиску і режими переміщення ЗП у процесі функціонування

робота при транспортуванні деталей різних розмірів у різних напрямках їх переміщень та за різних умов здійснення рухів.

4. Проведена оцінка точності положення утримуваної деталі в захватному пристрої показала, що величина зміщень центрів утримуваних деталей досить велика, а це принципово важливо для забезпечення нормальних умов виконання роботом тих чи інших операцій. Так, уже при зміщенні затискних важелів на 4° від їх вихідного положення призводить до зміщення центрів деталей на величину від 1,2мм до 4,5мм. Збільшення кута φ до 20° забезпечує зростання цієї відстані до 5 – 20мм, що особливо характерне для кутів φ_6 , де ці зміщення досягають 10 – 20мм.

5. У процесі дослідження впливу параметрів ЗП на умови захоплення деталей виявлено, що зміна кута затискних призм з 90° до 120° призводить до зменшення величини S приблизно в два рази при різних діаметрах утримуваних деталей, а при зміні кута α від 120° до 150° , зменшує величину S майже в чотири рази.

6. У цілому, наведені силові та функціональні залежності дозволяють обґрунтовано вибирати параметри ЗП для конкретних умов їх експлуатації.

ПАЛЬЦЕВІ ЗАХВАТНІ ПРИСТРОЇ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

7.1. Кінематична структура пальцевих захватів

Функціональні можливості роботів значною мірою залежать від універсальності їх захватів. Найбільш перспективними є пальцеві захвати, які дозволяють не тільки утримувати різноманітні по формі, розмірах і властивостях предмети, але й виконувати необхідні операційні рухи.

Відмічені можливості захватів визначаються їх кінематичною структурою і геометричними параметрами. Кінематична структура залежить від:

- а) кількості пальців;
- б) кількості рухомих ланок у пальцях;
- в) кількості ступенів рухомості в кожному шарнірі (суглобі) пальців;
- г) кінематичного зв'язку пальців (або ланок пальця) між собою.

Так, якщо пальці захвата кінематично не зв'язані між собою, то їх структуру можна записати:

$$n_3 = \begin{matrix} & n_{\Pi_1} \\ & n_{\Pi_2} \\ & \dots \\ & n_{\Pi_n} \end{matrix} = \begin{matrix} & n_{\Pi_{11}} + n_{\Pi_{12}} + \dots \\ & n_{\Pi_{21}} + n_{\Pi_{22}} + \dots \\ & \dots \\ & n_{\Pi_{n1}} + n_{\Pi_{n2}} + \dots \end{matrix}$$

де n_3 – загальна кількість ступенів рухомості захвата,

$n_{\Pi_1}; n_{\Pi_2}; \dots$ – кількість ступенів рухомості кожного пальця,

$n_{\Pi_{11}}; \dots$ – кількість ступенів рухомості у суглобах пальця.

Структуру пальцевого захвата з кінематичним зв'язком між першим і другим пальцями можна записати:

$$n_3 = \begin{array}{l} \diagup n_{\text{ПС}} + \begin{array}{l} \diagup n_{\text{П}_1} \\ \diagdown n_{\text{П}_2} \end{array} \\ \diagdown n_{\text{П}_3} \end{array}$$

де $n_{\text{ПС}}$ – кількість ступенів рухомості спільних для першого і другого пальців.

Подібним чином можна записати структуру будь-яких пальцевих захватів. Такий метод дозволяє наочно уявити і зручно аналізувати кінематичні схеми пальцевих захватів будь-якої складності. Наприклад, структура захвата з трьома кінематично незв'язаними пальцями (рис.7.1, а), у якого шість обертових ступенів рухомості буде:

$$n_3 = 6 = \begin{array}{l} \diagup n_{\text{П}_1} \\ \text{---} n_{\text{П}_2} \\ \diagdown n_{\text{П}_3} \end{array} = \begin{array}{l} \diagup O'_{\text{П}_{11}} + O'_{\text{П}_{12}} \\ \text{---} O'_{\text{П}_{21}} + O'_{\text{П}_{22}} \\ \diagdown O'_{\text{П}_{31}} + O'_{\text{П}_{32}} \end{array}$$

де $O'_{\text{П}_{12}}; \dots; O'_{\text{П}_{32}}$ – обертові рухи в суглобах пальців.

З позначенням напрямків руху в кінематичних парах структура захвата робота буде:

$$n_3 = 6 = \begin{array}{l} \diagup O'_{\text{П}_{11}} + (\parallel O')_{\text{П}_{12}} \\ \text{---} \parallel O'_{\text{П}_{21}} + (\parallel O')_{\text{П}_{22}} \\ \diagdown \parallel O'_{\text{П}_{31}} + (\parallel O')_{\text{П}_{32}} \end{array} = \begin{array}{l} \diagup O'_{\text{П}_{11}} \parallel O'_{\text{П}_{12}} \\ \text{---} \parallel O'_{\text{П}_{21}} \parallel O'_{\text{П}_{22}} \\ \diagdown \parallel O'_{\text{П}_{31}} \parallel O'_{\text{П}_{32}} \end{array}$$

Загальний вид подібної конструкції пальцевого захвата наведено на рис.7.1, б.

7.2. Показники захватних та операційних можливостей пальцевих захватів

Висока кінематична рухомість пальцевих захватів, на відміну від інших захватних пристроїв роботів, дозволяє їм не тільки здійснювати захоплення та утримування деталей будь-якої форми і розмірів, але й забезпечувати їх переміщення і переорієнтування за допомогою самих пальців, виконуючи необхідні операційні рухи. Таким чином, оцінку функціональних особливостей пальцевих захватів (структуру, кінематичні і геометричні параметри) доцільно здійснювати по їх захватних (захоплювальних) та операційних можливостях [32].

Визначення запропонованих показників розглянуто на прикладі двопальцевих, дволанкових захватів (рис.7.2). Захватні можливості визначаються за ознаками утримання найбільш типових циліндричних і плоских деталей. Максимальний радіус циліндричних деталей R , які можна захватити пальцями при довільному куті контакту (захоплення) α другої ланки з деталлю, визначається зі схеми (рис.7.2, а) за формулою:

$$R^3 + R^2 \ell_1 (1 + m) \operatorname{tg} \alpha - R \ell_1^2 m (2 - m) - \ell_1^3 m^2 (1 - m) \operatorname{tg} \alpha = 0.$$

Розв'язуючи отримане рівняння при різних значеннях кута захоплення (α) і відношеннях довжин ланок пальців ($m = \ell_2 / \ell_1$), знаходимо величину радіуса утримуваної деталі. Результати розрахунків показані на (рис.7.3, а), де вісь ординат є відносною величиною радіуса утримуваної деталі:

$$K_R = \frac{R}{(\ell_1 + \ell_2)}.$$

Із графіків випливає, що максимальний розмір циліндричної деталі, яку можна захопити пальцями, буде при $m = 0.5$, тобто, коли довжина першої ланки пальця у два рази більша за довжину другої ланки. Ця умова виконується за будь-яких кутів (α), у тому числі, і

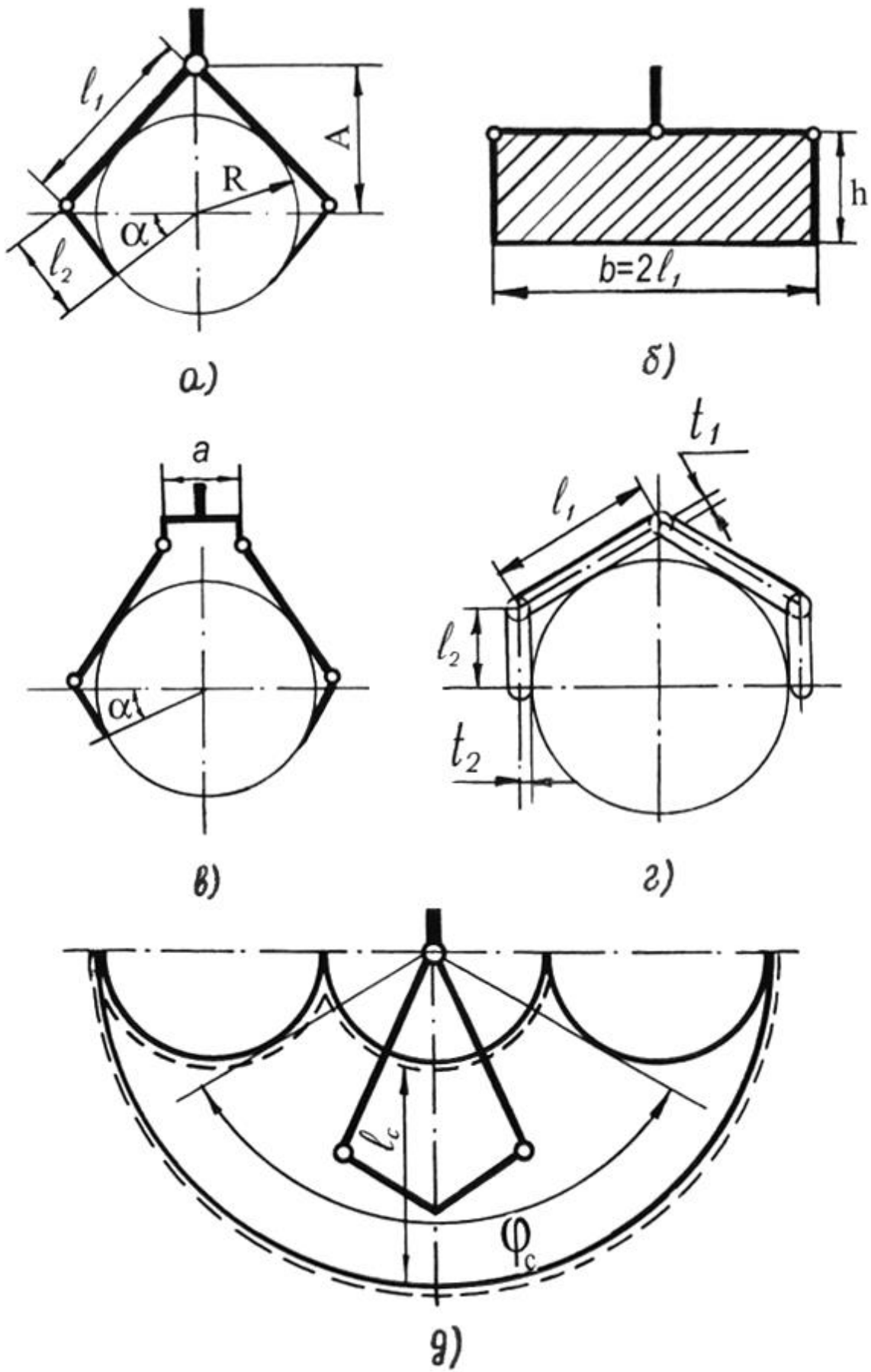


Рис.7.2. Схеми двопальцевих захватів

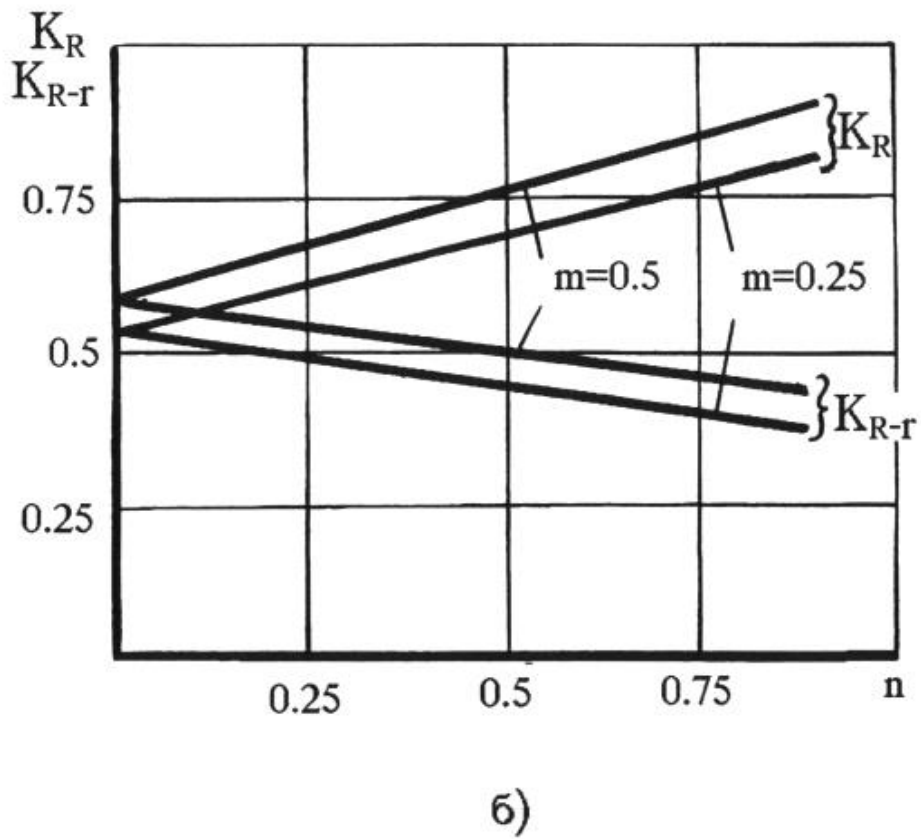
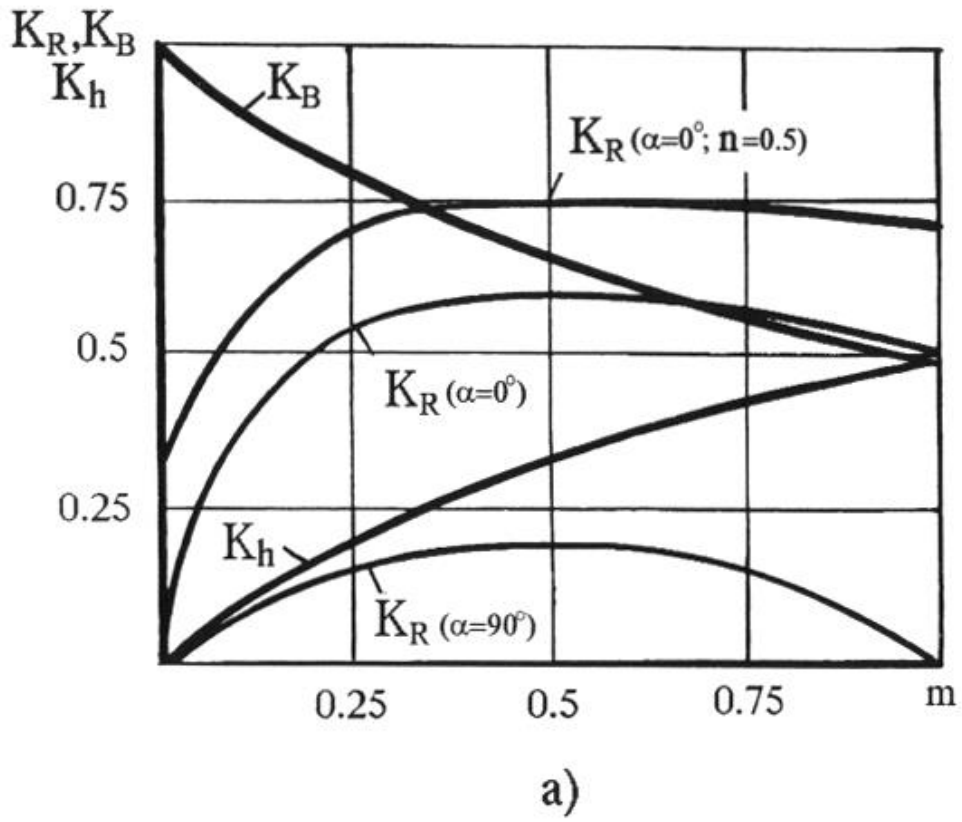


Рис.7.3. Залежність захватних можливостей двопальцевих захватів

при $\alpha=90$, коли здійснюється перехід, до утримування деталі одним пальцем. Із зменшенням кута α розмір утримуваної деталі збільшується, і при $\alpha=0$ він буде максимальним. При цьому значенні кута α формула радіуса утримуваної деталі має такий вигляд:

$$R = \ell_1 \sqrt{m(2-m)}.$$

Ця формула дає можливість за заданим розміром деталі та прийнятим коефіцієнтом (m) визначити мінімальну довжину ланок пальців.

Під час захоплення плоских деталей (рис.7.2, б) максимальна ширина захоплення (b) дорівнює подвоєній довжині першої ланки пальця. Із збільшенням відношення довжин ланок пальця (рис.7.3, а) ширина захоплення зменшується:

$$K_b = \frac{b}{2(\ell_1 + \ell_2)} = \frac{1}{1+m}.$$

Якщо за цих умов проаналізувати висоту захоплення h , то вона гранично буде дорівнювати довжині ℓ_2 . Збільшення m , у цьому випадку, веде до збільшення висоти захоплення (рис.7.3, а):

$$K_h = \frac{h}{(\ell_1 + \ell_2)} = \frac{m}{1+m}.$$

Враховуючи, що захватні можливості, в основному, визначаються радіусом утримуваної деталі циліндричної форми і шириною захоплення для плоских деталей, то відношення довжин ланок пальців потрібно приймати приблизно рівним 0,5.

Збільшення (m) веде до зменшення відстані між поверхнею утримуваної деталі та опорною віссю пальців ($A-R$), що ускладнює конструктивну реалізацію захватів (рис.7.2, а).

У захватах опорні вісі пальців яких не співпадають між собою (рис.7.2, в), максимальний радіус утримуваної деталі при $\alpha=0$ визначається із рівняння:

$$R^3 - 0.5Ra - Rm\ell_1^2(2 - m) - 0.5am^2\ell_1^2 = 0,$$

де a – відстань між опорами пальців.

Проведений аналіз залежності радіуса утримуваних деталей (K_R) від відношення довжин ланок (m) при різних відстанях між опорами пальців $n = a/(\ell_1 + \ell_2)$ показує (рис.7.3,а), що оптимальним за цих умов, буде відношення $m = 0.5$. Збільшення відстані між опорами пальців (рис.7.3, б), з одного боку, забезпечує лінійне збільшення розміру утримуваних деталей (K_R), а, з іншого – призводить до появи зони нефіксованого захоплення циліндричних деталей з радіусом $r \leq a/2$. Діапазон фіксованого захоплення деталей буде дорівнювати різниці максимального (R) і мінімального (r) радіусів утримуваних деталей. Відносна величина цієї різниці:

$$K_{R-r} = \frac{R - r}{\ell_1 + \ell_2},$$

із збільшенням n – зменшується. Збільшення (n), особливо більше за $0,25 \dots 0,5$ призводить до інтенсивного зменшення відстані між поверхнею деталі й опорами пальців.

Ширина захоплення плоских деталей із збільшенням (n) лінійно зростає. Для захоплення деталей, ширина яких менша за відстань між опорами пальців (a), необхідне обертання другої ланки пальця у протилежний бік відносно першої ланки.

Вплив товщини ланок пальців на їх захоплювальні можливості розглянемо на прикладі захвата, у якого осі опор пальців співпадають (рис.7.2, г).

Рівняння радіуса утримуваних деталей має вигляд:

$$R^2 + 2Rt_1 + t_1^2 - \ell_2(\ell_1 C + \ell_1 - \ell_2) = 0,$$

де:

$$C = \frac{R + t_1}{R + t_2},$$

$t_1; t_2$ половина товщини ланок пальця.

Величина C близька до одиниці. При $C=1$, а, відповідно, $t_1 = t_2 = t$ отримаємо:

$$R_1 = \ell_1 \sqrt{m(2-m)},$$

звідки: $R = R_1 - t$.

Таким чином, товщина ланок пальця, практично, не впливає на наведені вище залежності, які визначають захватні можливості пальців, а тільки призводить до зменшення дійсного розміру утримуваних деталей.

Багатоланковість і висока кінематична рухомість пальцевих захватів дозволяє їм виконувати різноманітні операційні рухи. Серед цих рухів основне місце займає просторове переміщення та орієнтація предметів за допомогою самих пальців. Їх виконання можливе при сумісному або відносному переміщенні пальців.

Ці рухи доцільно оцінювати за максимальними та умовно середніми, поступальними та обертовими, сумісними і відносними, переміщеннями пальців.

Найбільш загальні показники, які оцінюють ці можливості захватів, такі:

а) умовна середня величина сумісних поступальних переміщень кінців пальців $S_C = F_C / F$,

де F_C – величина зони, у межах якої можуть сумісно переміщуватися кінці пальців. Для дволанкових пальцевих захватів при $n=0$ і $m=0,5$ (рис.7.2, д) величина цієї зони позначена жирною лінією. Кут повороту всіх ланок пальців дорівнює 180° ;

F – величина повної зони, в межах якої переміщуються пальці;

б) умовна середня величина переміщення одного пальця відносно іншого

$$S_B = F_B / F,$$

де F_B – величина зони, в межах якої один палець може переміщуватися відносно другого (зона переміщення лівого пальця відносно правого виділена пунктиром);

в) коефіцієнт максимальної величини сумісного переміщення кінців пальців у радіальному напрямку до середини захвата:

$$K_C = \frac{l_C}{l_1 + l_2},$$

де l_C – максимальна величина сумісного переміщення кінців пальців;

г) коефіцієнт максимальної величини переміщення одного пальця відносно іншого

$$K_B = \frac{l_B}{l_1 + l_2},$$

де l_B – максимальна величина переміщення одного пальця відносно іншого;

д) коефіцієнт сумісного обертання кінців пальців

$$K_\varphi = \frac{\varphi_C}{\varphi},$$

де φ_C – кут сумісного обертання кінців пальців;

φ – повний кут, у межах якого обертаються пальці захвата.

Величину коефіцієнта K_φ можна також визначати за різних умов. Наприклад, обертання кінців пальців при постійній величині їх сумісного лінійного переміщення (рис.7.2, д) або обертання при максимальному віддаленні кінців пальців.

Аналіз зміни відмічених показників від (m) для схеми (рис.7.2, д) показує, що найбільш оптимальним і в цих умовах є відношення довжин ланок, близьких до 0.5 (рис.7.4, а). На цьому рисунку залежність K_φ показана при обертанні кінців пальців з постійною величиною їх сумісного переміщення. Наведене відношення (m) доцільно приймати і для схем, опорні вісі пальців

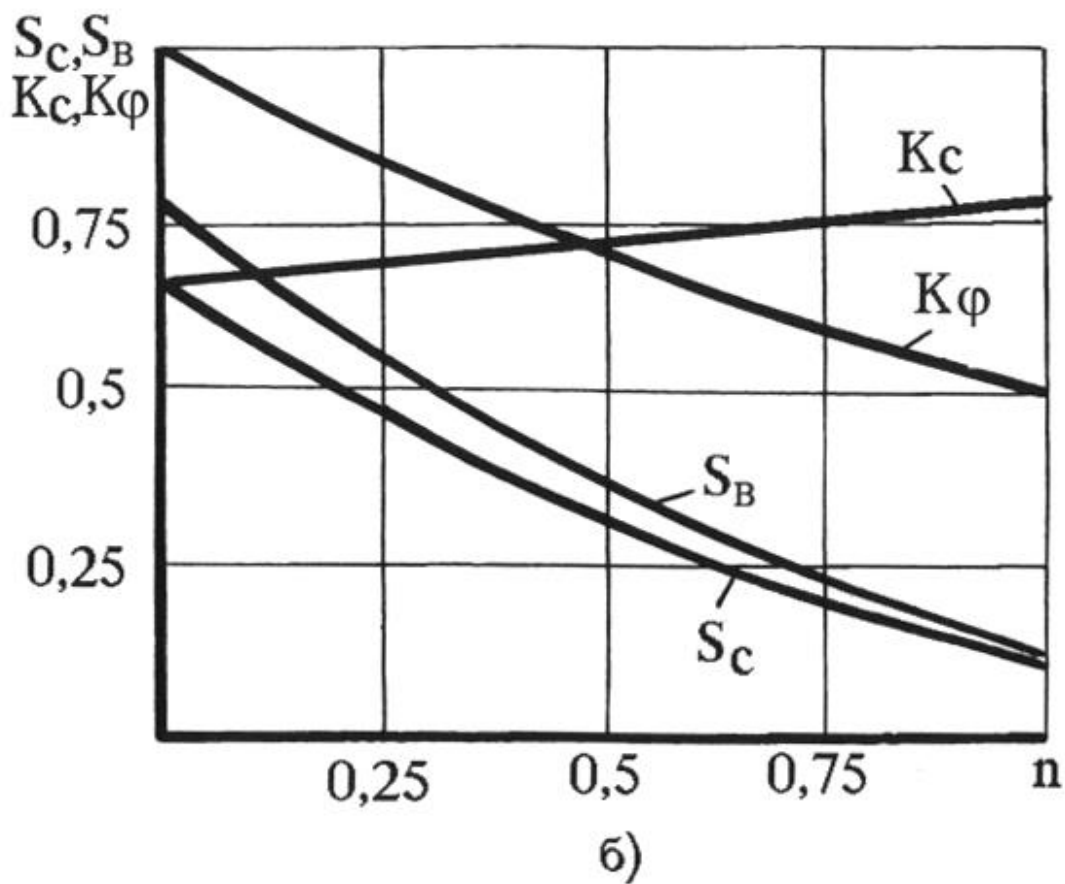
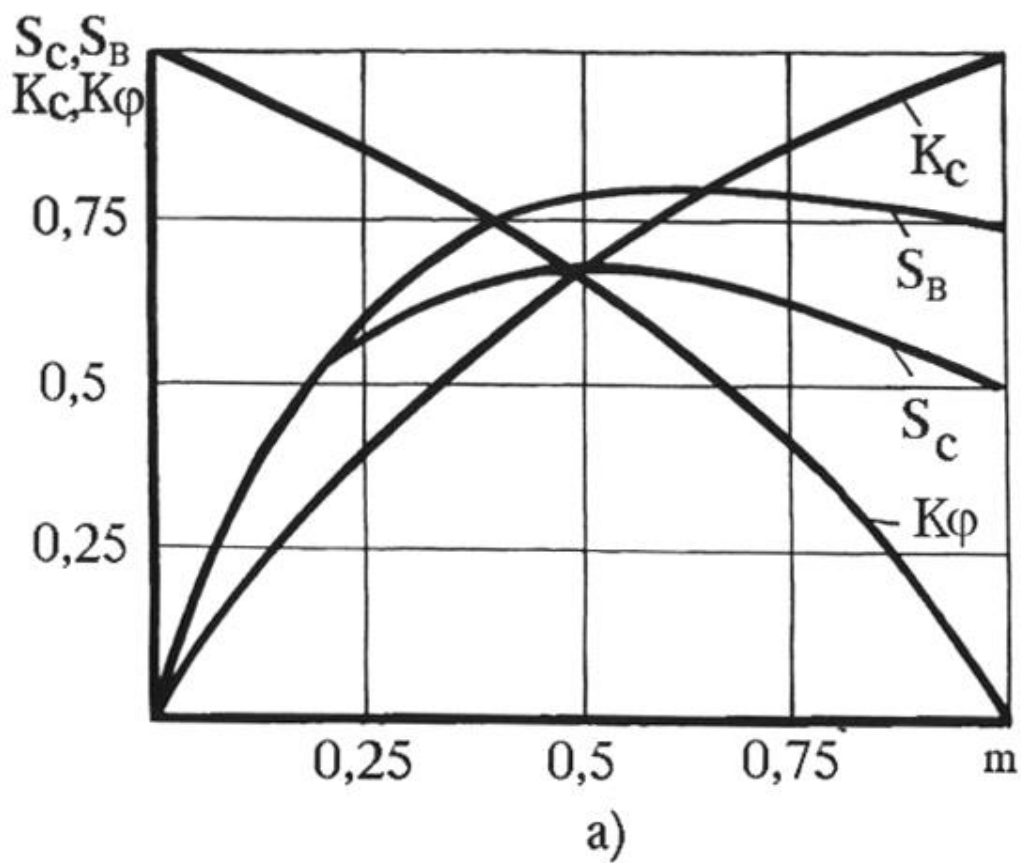


Рис.7.4. Залежності операційних можливостей
двопальцевих захватів

яких співпадають. Збільшення відстані між опорами пальців веде до зниження основних операційних можливостей захватів, за винятком незначного збільшення максимального сумісного переміщення кінців пальців. Коефіцієнт K_{φ} , у цьому випадку, показаний при обертанні пальців з максимальним їх віддаленням, оскільки при неспівпадаючих опорах пальців можлива величина сумісного переміщення кінців пальців, які зі зміною їх кутового положення також змінюються. Всі показані на рисунку залежності наведені для захвата з $m=0,5$.

Таким чином, із розглянутих показників можна обґрунтовано вибирати геометричні та кінематичні параметри захватів залежно від їх функціонального призначення.

7.3. Триланкові пальцеві захвати

Функціональні можливості пальцевих захватів значною мірою залежать від кількості рухомих ланок у пальцях. Як правило, пальці захватів складаються з двох (рис.7.2) або трьох (рис.7.5) ланок. Аналіз впливу кінематичних і геометричних параметрів триланкових захватів на їх захватні і операційні можливості розглянемо аналогічно вищевказаному для дволанкових захватів.

Дослідження особливостей захоплення циліндричних деталей базується на знаходженні максимального радіуса деталей, які утримуються пальцями з їх різними геометричними розмірами. На рис.7.6, а, наведено залежність величини радіуса утримуваної деталі від відношення довжин двох останніх ланок пальців:

$$K_R = \frac{R}{L} = \frac{R}{l_1 + l_2 + l_3},$$

$$m = \frac{l_3}{l_2},$$

де R – радіус утримуваної деталі;

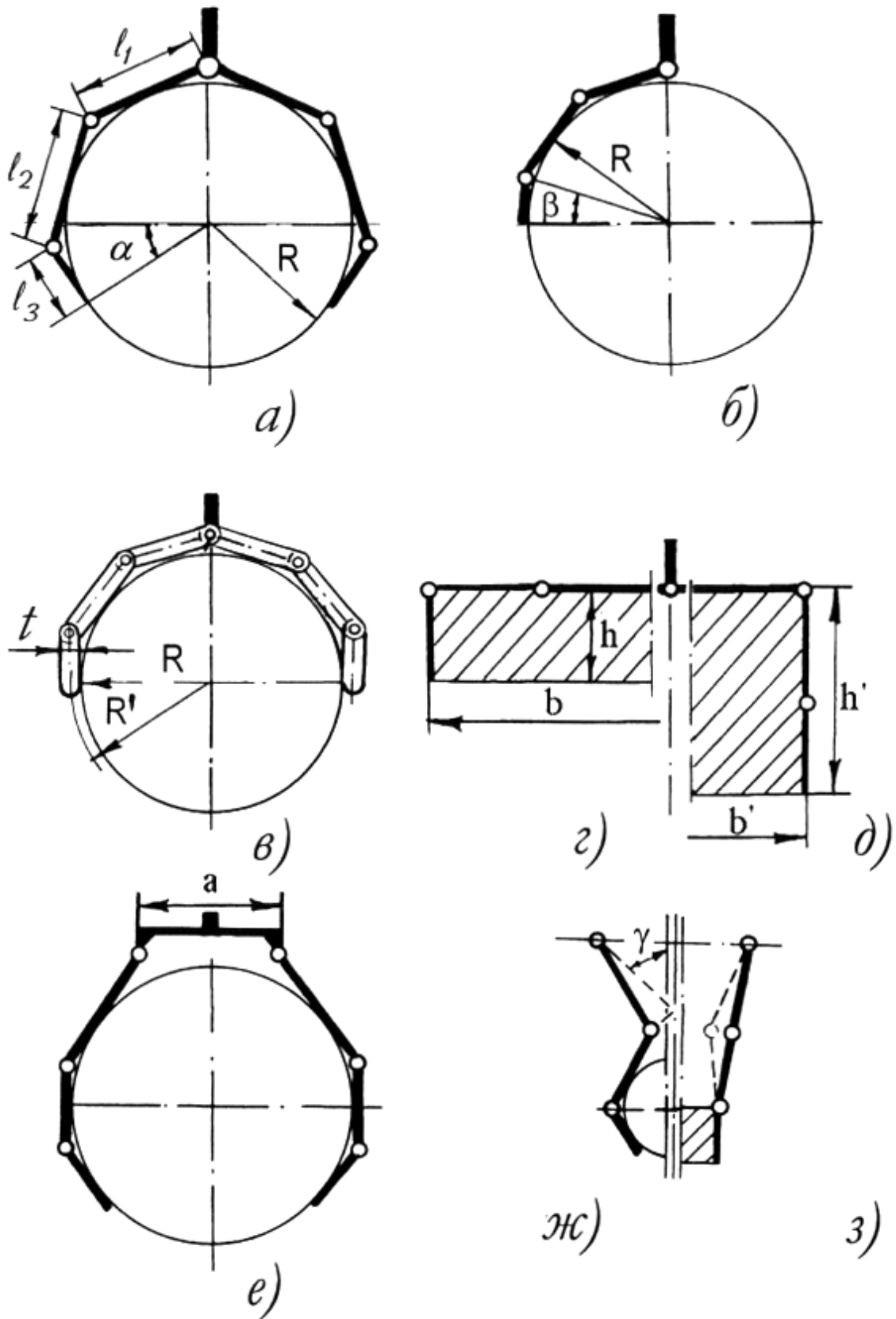


Рис.7.5. Схеми триланкових пальцевих захватів

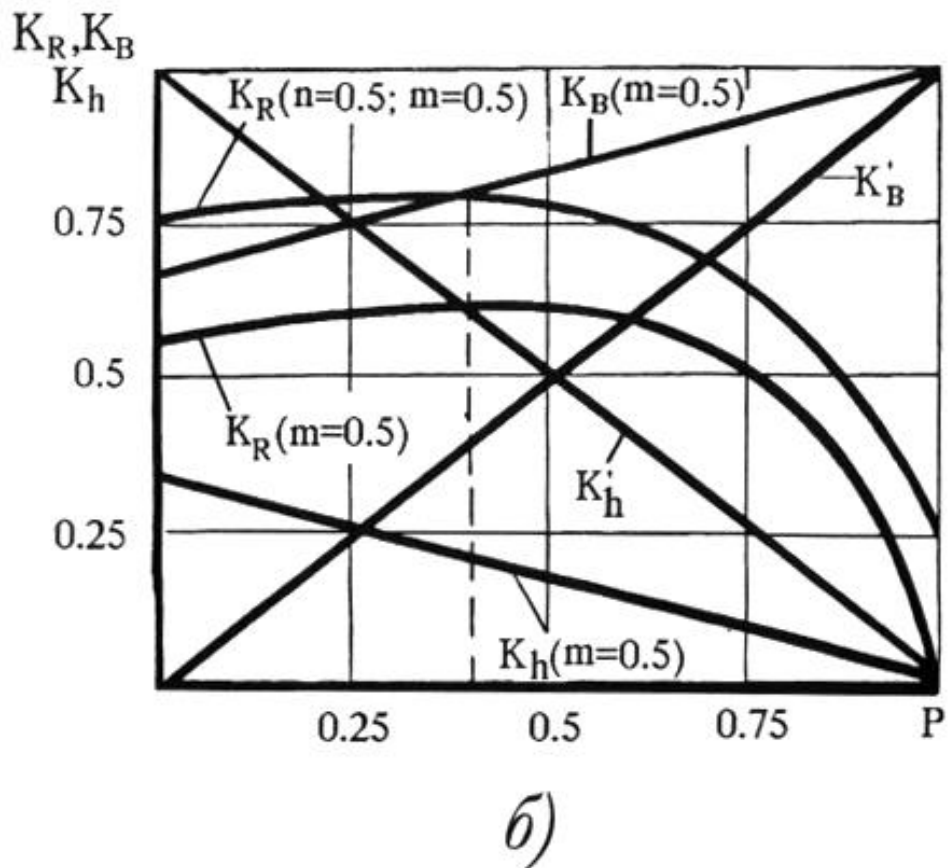
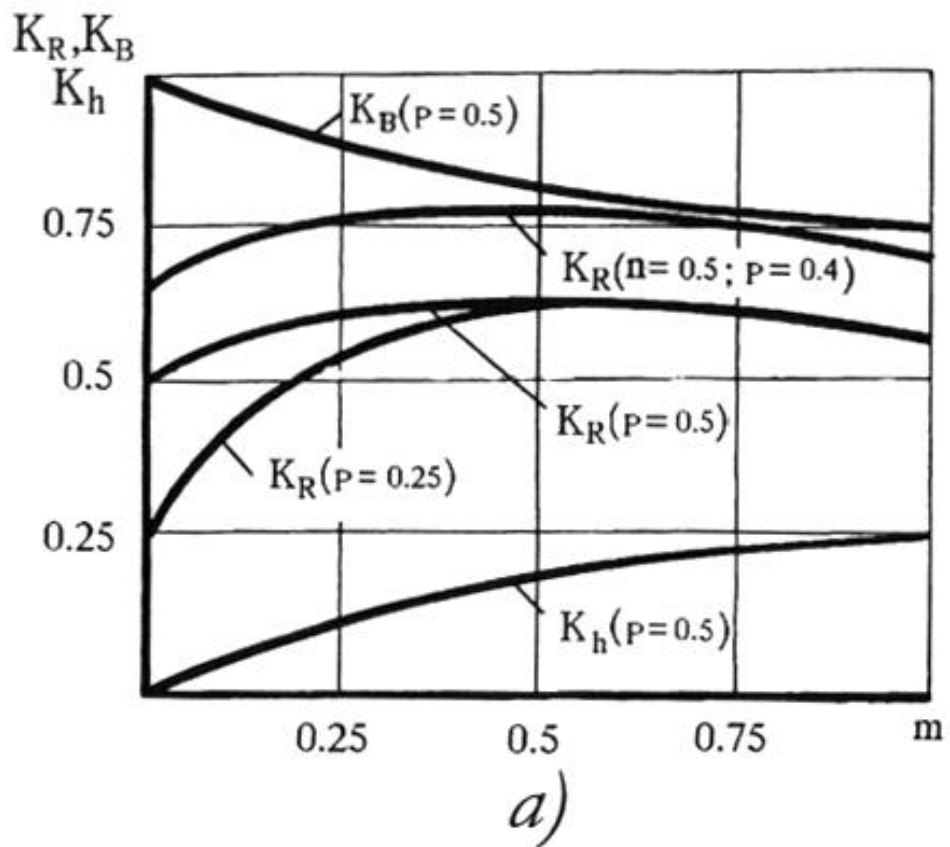


Рис.7.6. Залежності захватних можливостей триланкових пальцевих захватів від довжини ланок

L – загальна довжина пальця;

ℓ_1, ℓ_2, ℓ_3 – довжина першої, другої, третьої ланок захвата.

Із графіків випливає, що максимальний радіус захоплення має місце при $m=0,5$. Це особливо важливо, коли довжина першої ланки пальця ($P = \ell_1 / L$) близька до оптимальної. Повна залежність K_R від P (рис.7.6, б) показує, що найбільший розмір утримуваних деталей буде при $P=0,4$, тобто, коли довжина першої ланки дорівнює 40% загальної довжини пальця. При оптимальному відношенні $m=0,5$ довжина другої ланки пальця також повинна дорівнювати 40%, а третьої ланки – 20% від L . Це свідчить про те, що захоплення деталей обертання можна розглядати як процес вписування їх кола в багатокутник. Найбільший радіус вписуваного кола (утримуваної деталі) буде при правильному багатокутнику, якщо довжина останньої рухомої ланки пальця буде в два рази меншою від довжини всіх попередніх ланок. Отже, при заданому радіусі утримуваної деталі R довжина цієї ланки (ℓ_i) буде дорівнювати:

$$\ell_i = R \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{2z - 1},$$

де Z – число рухомих ланок пальців.

Знаючи відношення між довжинами інших ланок, можна знайти загальну довжину пальця.

Наведена формула дозволяє розраховувати захватні можливості пальцевих захватів з будь-яким числом рухомих ланок. Результати таких розрахунків подано в таблиці 7.1.

Зростання максимального радіуса захоплення (K_R), що характеризується коефіцієнтом φ_R , показує, що збільшення z не суттєво впливає на величину захоплення при використанні багатоланкових пальців (особливо, більше трьох).

Таблиця 7.1

Захватні можливості від числа рухомих ланок
у пальцях

Z	2	3	4	5
K_R	0,5773	0,6155	0,626	0,6302
φ_R	-	1,066	1,017	1,0067
K_b	0,6666	0,8	0,857	0,8888
φ_b	-	1,2	1,071	1,037

Виконуючи практичні розрахунки, у наведеній формулі необхідно враховувати товщину (t) ланок пальців (рис.7.5, в):

$$\ell_i = R' \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{2z-1} = \left(R + \frac{t}{2} \right) \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{2z-1},$$

де R' – умовний радіус захоплення, що дорівнює сумі дійсного радіуса і половині товщини пальця.

Наведені результати одержані при куті $\alpha=0$ (рис.7.5, а), коли деталі максимальних розмірів утримуються за рахунок сил тертя. Збільшення (α) веде до зменшення радіуса захоплення. При постійному значенні (α), максимальний розмір утримуваних деталей має місце приблизно при тих же відношеннях довжин ланок пальців.

Захоплення триланковими пальцями плоских деталей можливий двома способами. За першим способом (рис.7.5, г) ширина захоплення визначається довжиною першої і другої ланок пальців $b = 2(\ell_1 + \ell_2)$, а висота – довжиною третьої ланки $h = \ell_3$.

Коефіцієнти ширини і висоти захвату для цієї схеми відповідно будуть:

$$K_b = \frac{b}{2L} = \frac{1 + Pm}{1 + m},$$

$$K_h = \frac{h}{L} = \frac{m - Pm}{1 + m}.$$

За другим способом (рис.7.5, д) ширина захоплення залежить тільки від довжини першої ланки ($b' = 2\ell_1$), а висота – від довжини другої і третьої ланок ($h' = \ell_2 + \ell_3$). Коефіцієнт захоплення для цієї схеми (рис.7.6, б):

$$K_b' = \frac{b'}{2L} = P,$$

$$K_h' = \frac{h'}{L} = 1 - P.$$

Збільшення відношення m (рис.7.6, а) веде до зменшення ширини і збільшення висоти захоплення. Достатньо прийнятним слід вважати відношення $m=0,5$, коли зберігаються приблизно однакові захватні можливості пальців по ширині і висоті захоплення. Виходячи з конкретного цільового призначення, величина коефіцієнта (m) може незначно відхилитися від 0,5 як у меншу, так і, особливо, в більшу сторону, що не призводить до значного зниження K_R , але дозволяє покращити інші характеристики захватного пристрою.

Збільшення коефіцієнта P веде до лінійного підвищення ширини захоплення за першою і другою схемами і до такого ж зменшення висоти захоплення. Рівні можливості захоплення по ширині і висоті будуть при $P=0,5$. Таким чином, довжина першої ланки пальця може коливатися від 40% до 50% загальної довжини пальця, забезпечуючи, при цьому, високі показники захоплення циліндричних і плоских деталей.

Ширина захоплення k_b збільшується тільки при переході від двох до трьохланкових пальців. Подальше збільшення кількості ланок практично не змінює цього показника.

Вплив відстані між опорами пальців (рис.7.5, е) на їх захватні можливості показано на рис.7.6; 7.7. На рис.7.6, а наведена залежність радіуса утримуваної деталі від (m) при $n = a/L = 0,5$ і

$P = 0,4$. Із графіка видно, що і в цих випадках відношення довжин ланок пальця l_3/l_2 необхідно приймати рівним близько 0,5.

Такий же висновок має місце при виборі коефіцієнта P (рис.7.6, б), який також повинен бути близьким до 0,4 при різних відстанях між опорами пальців.

Ширина захоплення плоских деталей при неспівпадаючих опорах пальців, за першою і другою схемами відповідно, визначається:

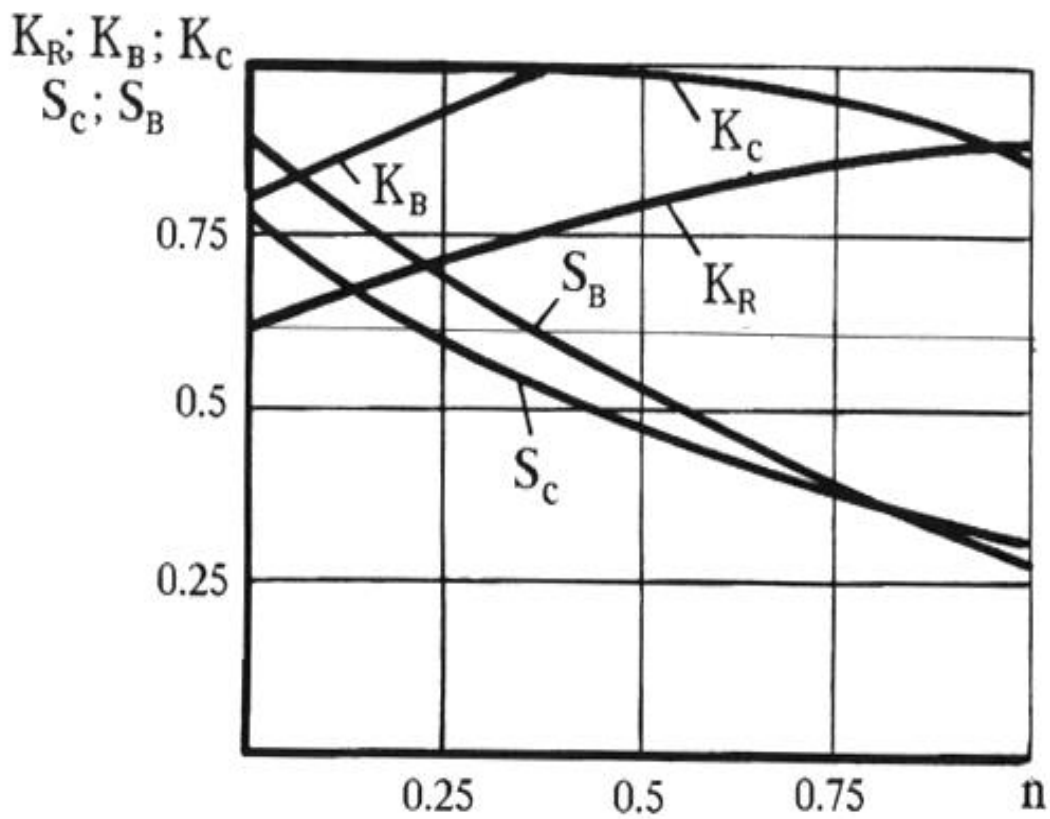
$$K_b = \frac{1 + Pm}{1 + m} + 0.5n$$

$$K'_b = P + 0.5n.$$

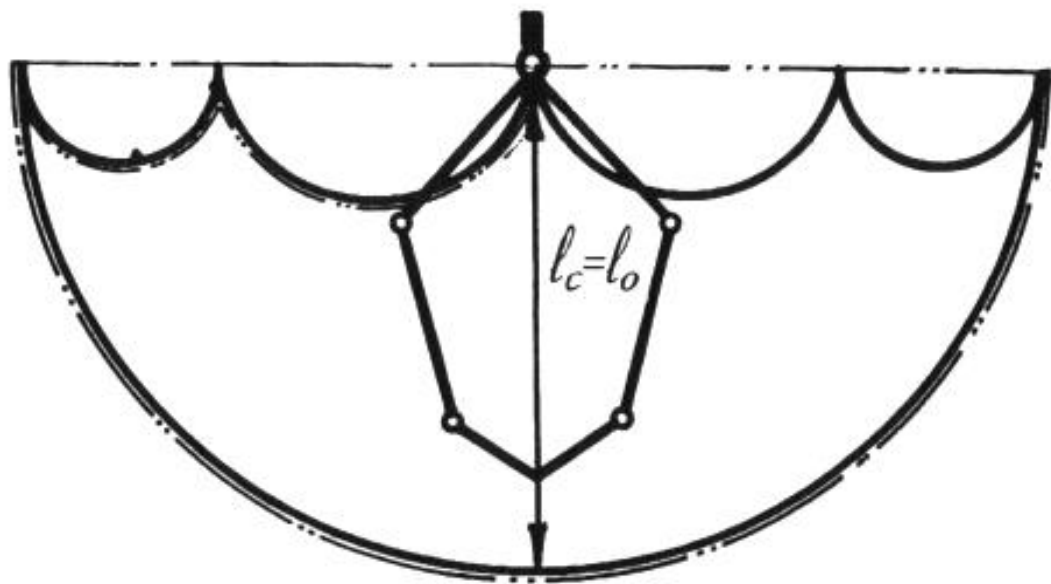
Висота захоплення оцінюється так, як і при $n=0$. Із цих рівностей випливає, що залежність K_b , і K_h , як K'_b , і K'_h від m і P має такий же вигляд, як і для пальців із співпадаючими опорами пальців. Таким чином, наведені вище рекомендації щодо вибору оптимальних співвідношень між довжинами ланок пальців відповідають і цим схемам.

Збільшення загальної відстані між пальцями (n) веде до збільшення хватних можливостей з утримування циліндричних і плоских деталей (рис.7.6, а) при $P=0,4$; $m=0,5$. Знаходження максимального радіуса захоплення виконано за умови, що поверхня деталі не повинна виходити за лінію, яка з'єднує опорні вісі пальців. Для забезпечення фіксованого затиску деталей, діаметр яких менший за відстань між опорами, необхідний поворот другої ланки відносно першої у зворотню сторону (рис.7.5, ж). При $R=0$ величина цього кута дорівнює:

$$\sin \gamma = \frac{a}{2l_1}.$$



a)



б)

Рис.7.7. Захватні і операційні можливості триланкових пальцевих захватів

Захоплення плоских деталей, ширина яких $b < a$ (рис.7.5, з), можливий як за рахунок повороту другої ланки відносно першої, так і третьої ланки відносно другої. Можливість повороту у зворотню сторону другої ланки відносно першої забезпечує можливість утримування циліндричних і плоских деталей.

Відсутність поворотів ланок у зворотню сторону, а також неможливість зміни відстані між опорами пальців, призводить до появи зони нефіксованого затиску деталей, значно знижуючи захватні та інші показники пальців.

Операційні можливості захватів, в основному, визначаються просторовими переміщеннями і переорієнтуваннями предметів за допомогою самих пальців.

Основні показники, що оцінюють такі рухи, також визначені у відносних одиницях: умовні середні величини сумісних ($S_C = F_C / F$) і відносних ($S_B = F_B / F$) переміщень пальців; найбільші величини сумісних ($K_C = \ell_C / L$) і відносних ($K_B = \ell_B / L$) переміщень пальців; величини кутів сумісних ($K_\varphi = \varphi_C / \varphi$) поворотів кінців пальців.

Для триланкового пальцевого захвата (рис.7.7, б), при $n=0$, $P=0,4$ і $m=0,5$, зона, в межах якої можуть сумісно переміщуватися кінці пальців (F_C), позначена жирною лінією. Зона, в межах якої один палець може переміщуватись відносно другого (F_B), виділена подвійним штрихпунктиром. Площа цих зон, а також величина повної зони (F), в межах якої переміщуються пальці, показані при повороті ланок захвата на 180° . Найбільші величини сумісного переміщення кінців пальців (ℓ_C) і одного пальця відносно другого (ℓ_B), дорівнюють один одному. Умовна середня і найбільша величина сумісного переміщення пальців визначаються при радіальному рухові їх кінців до середини відстані між опорами пальців без заходу ланок за горизонтальну лінію в межах кута 180° .

Для захватів із співпадаючими опорами пальців оптимальне значення коефіцієнта m (рис.7.8, а), при $P=0,4$, знаходиться в межах від 0,5 до 0,75. У разі збільшення відстані між опорами ($n=0,5$) оптимальне значення (m) незначно збільшується. Величина сумісних поворотів кінців пальців (K_{φ}), при найбільш випрямленому їх положенні, змінюється аналогічно. Найбільші переміщення пальців (K_C, K_B), при $n=0,5$, близькі до одиниці.

Зміну розглянутих показників від відносної довжини першої ланки пальця P при $m=0,5$ показано на рис.7.8, б. З графіків видно, що найбільші операційні та захватні можливості пальців мають місце при $P=0,4\dots 0,5$. Ці рекомендації прийнятні для захватів з співпадаючими і неспівпадаючими опорами пальців.

Загальне збільшення відстані між опорними осями веде до зниження основних операційних можливостей захвата (рис.7.8, а), при $P=0,4$ і $m=0,5$. Інтенсивність цього зниження вища, ніж інтенсивність збільшення захватних можливостей пальців від n . Це зниження буде ще вищим, якщо S_C і S_B розглядати не в порівнянні із захватом з співпадаючими опорами (як показано на графіку), а при конкретних значеннях n .

У цілому, за наведеними результатами можна обґрунтовано вибирати геометричні і кінематичні параметри пальцевих захватів залежно від їх конкретного призначення і особливостей конструктивного виконання. Для універсальних захватів доцільно приймати $P=0,4\dots 0,5$; $m=0,5\dots 0,75$; $n=0,5\dots 0,75$. Ці рекомендації дуже близько співпадають з параметрами пальців рук людини, що додатково підтверджує їх обґрунтованість.

7.4. Трипальцеві захвати промислових роботів

Трипальцеві захвати – найбільш перспективні конструкції тому, що при порівняній простоті вони володіють досить високою універсальністю.

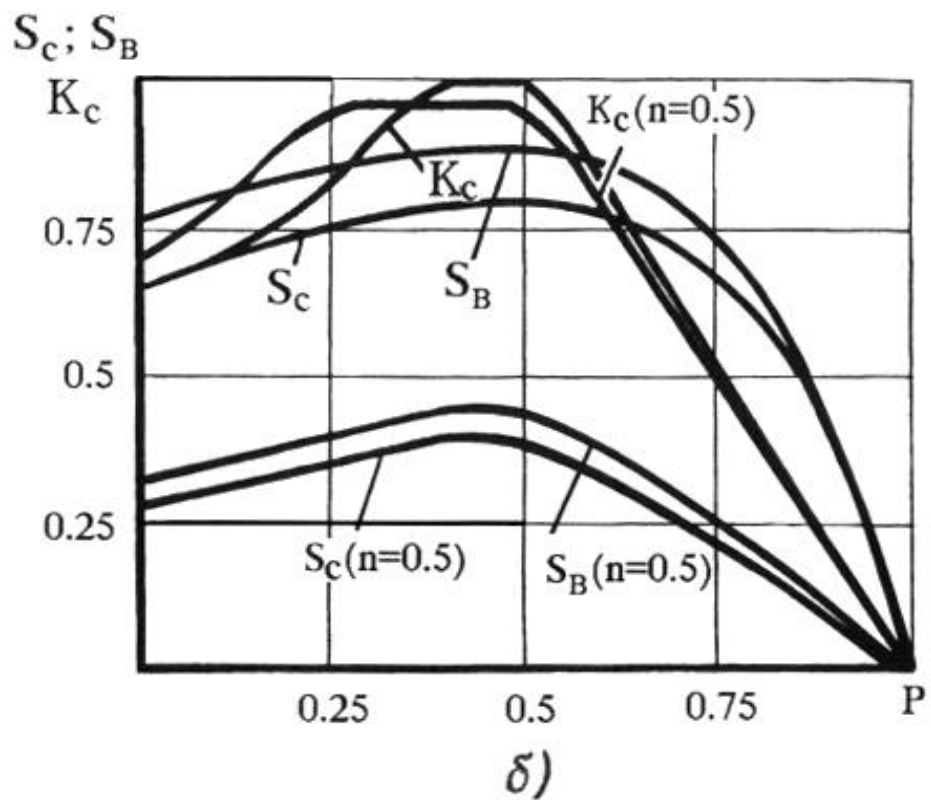
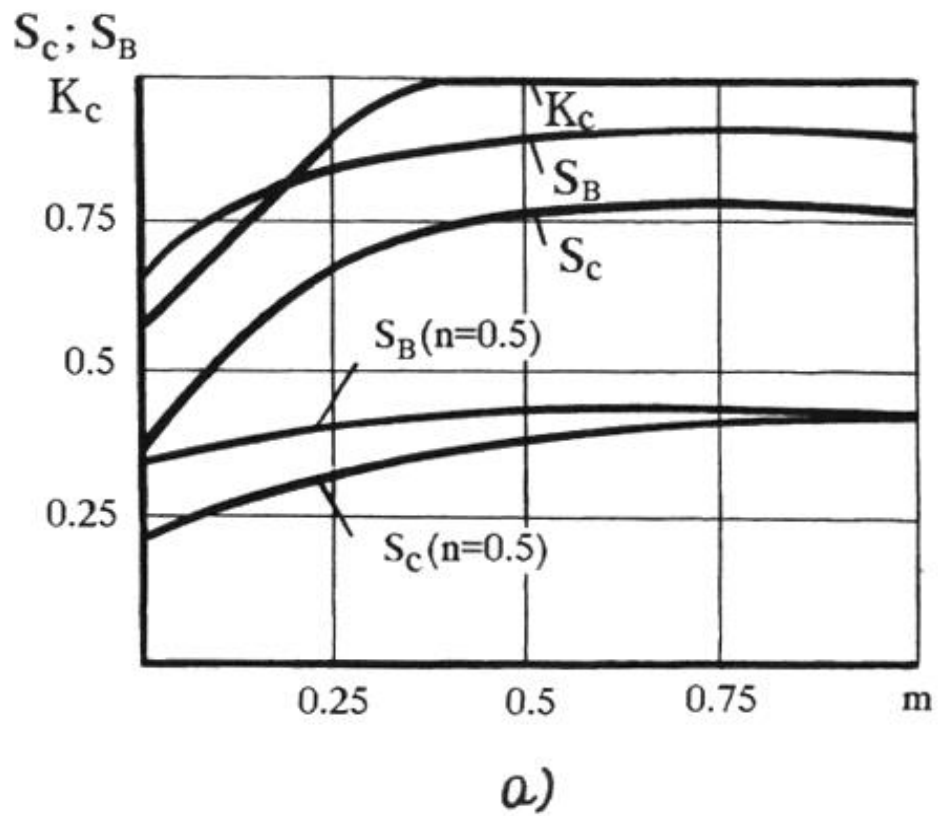


Рис.7.8. Залежності операційних можливостей триланкових пальцевих захватів від довжини ланок

Виконання трипальцевих захватів може бути з різним розташуванням пальців (площин, в яких вони переміщуються) один відносно другого.

Нижче розглядаються захвати з паралельним і нахиленим розташуванням пальців, які забезпечують значні захватні можливості з утримування плоских, циліндричних, кулеподібних та інших деталей, а також з виконання різноманітних операційних рухів. У таких захватах один із пальців протистоїть двом іншим, причому положення його може бути як симетричним, так і асиметричним відносно площин переміщення крайніх пальців.

Можливості захоплення циліндричних деталей по діаметру і плоских деталей по ширині й товщині трипальцевими захватами з паралельним розміщенням пальців такі ж, як у двопальцевих. Під час оцінки захватних можливостей кулеподібних предметів необхідно виходити з того, що площина, в якій переміщується кожен палець, утворює в перерізі з кулею коло, по зовнішній лінії якого контактують ланки пальців (рис.7.9, а). Для виконання цієї умови кінематичні пари в пальцях, вісі яких паралельні між собою, забезпечують обертові ступені рухомості. Знаючи величину захватних можливостей пальців по колу (для деталей типу тіл обертання), можна визначити розміри кулі, яка утримується. Величина радіуса утримуваної кулі R для схеми з паралельним розміщенням пальців дорівнює:

$$R = \sqrt{r^2 + \frac{b^2}{4}},$$

де r – максимальний радіус кола утримуваного крайніми пальцями;

b – відстань між крайніми пальцями.

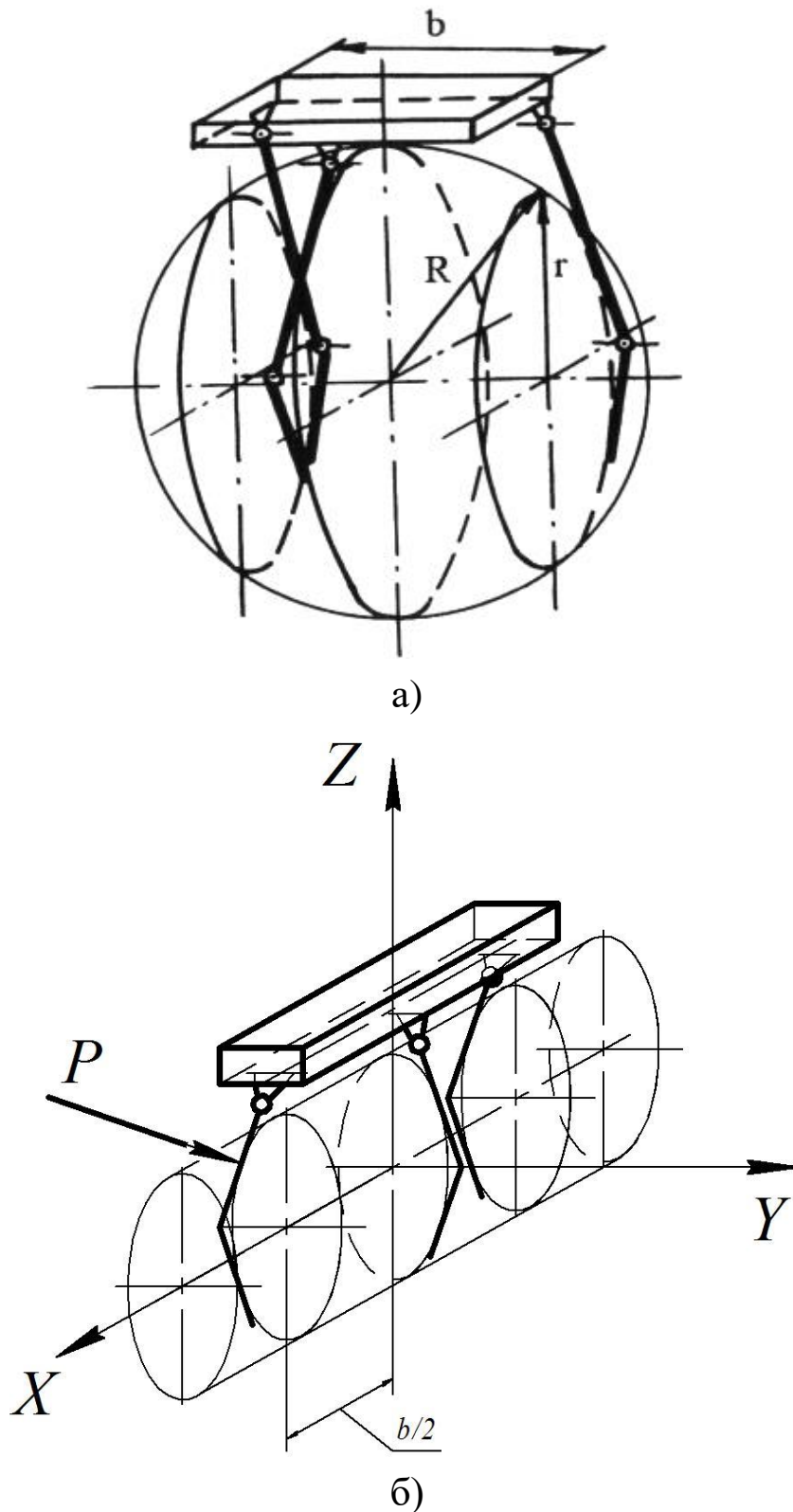


Рис.7.9. Схеми утримування типових деталей трипальцевими захватами

Ця умова виконується в тому випадку, коли середній палець довший за крайні й дозволяє здійснювати захоплення по більшому колу, ніж крайні пальці. У випадку однакової довжини пальців

радіус утримуваної кулі буде дорівнювати радіусу кола, по якому контактує середній палець ($R=r$) при додатковому зближенні крайніх пальців.

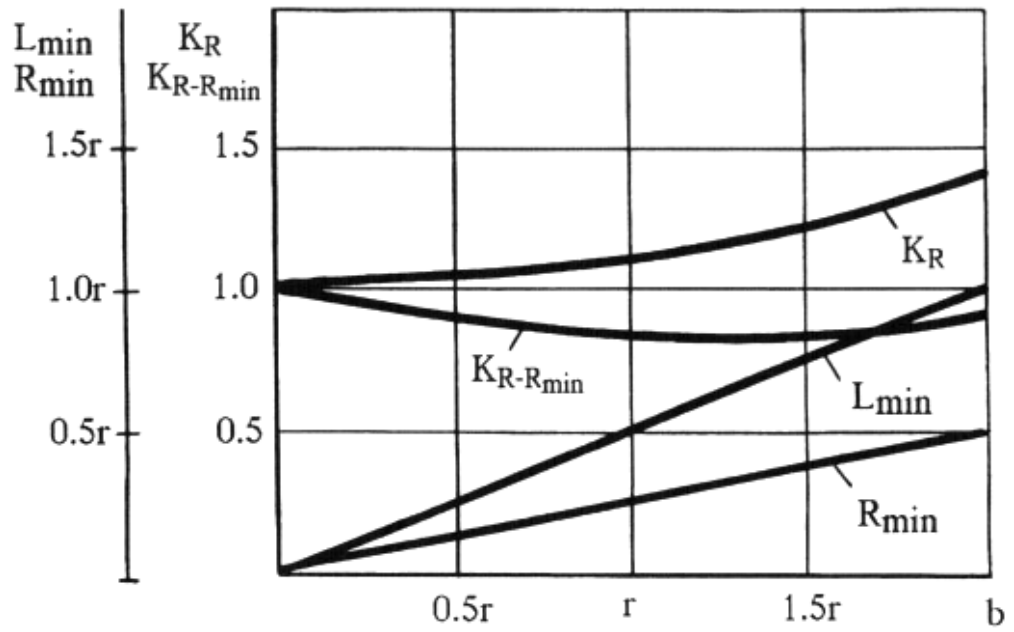
На рис.7.10, а показана залежність максимального радіуса утримуваної кулі (у відносних одиницях $K_r = R/L$, де $L = l_1 + l_2$ є довжиною крайнього пальця) від відстані між пальцями (b) за умови, що середній палець довший від крайніх. Із наведеної залежності випливає, що початкове збільшення відстані між пальцями не дуже впливає на розмір утримуваної кулі, і тільки при збільшенні b понад $(0,8...1) \cdot r$, інтенсивність росту R починає збільшуватися.

При однаковому співвідношенні довжин ланок пальців і однакових умовах захоплення ними кулі середній палець повинен бути довшим від крайніх на стільки, на скільки збільшується радіус R від зміни відстані між пальцями відносно до R при $b=0$.

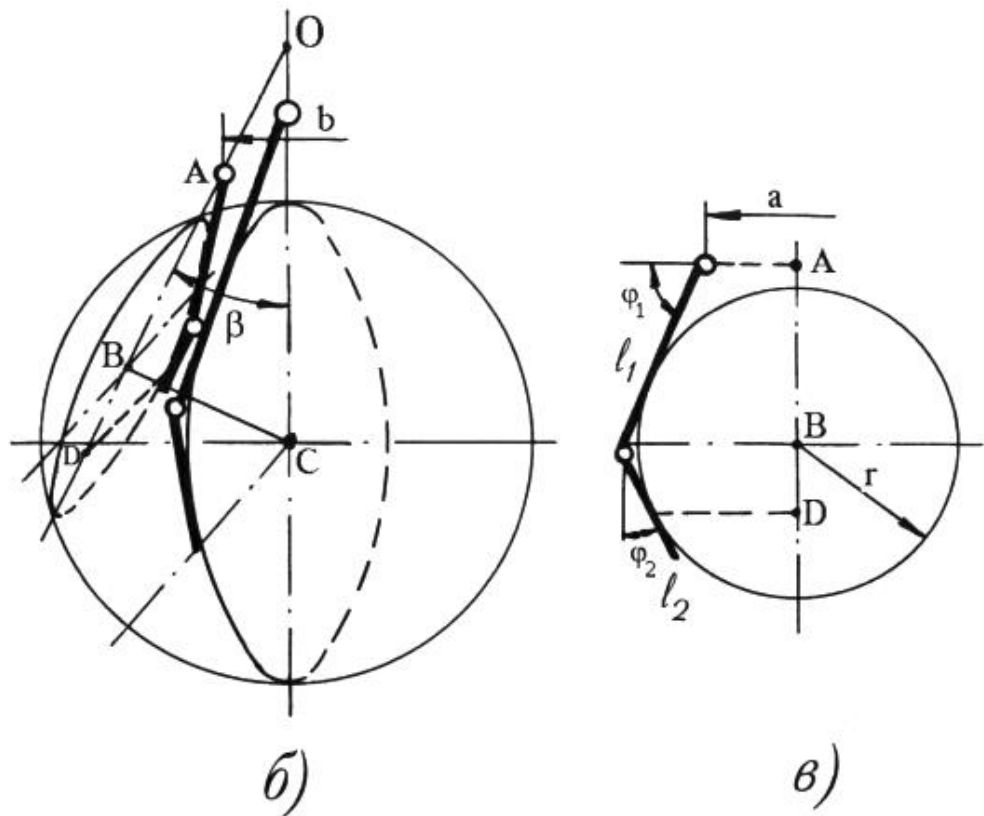
Збільшення відстані між пальцями веде до прямопропорційного обмеження мінімальних довжин (L_{\min}) утримуваних циліндричних і плоских деталей і, відповідно, мінімальних радіусів (R_{\min}) куль (рис.7.10, а).

Якщо зміна b не впливає на діаметр утримуваної деталі обертання і ширину плоских деталей, то максимальні й мінімальні розміри утримуваних кулеподібних деталей змінюються. Діапазон радіусів утримуваних куль ($K_{R-R_{\min}} = R - R_{\min}/L$) на початку збільшення b знижується і досягає мінімуму при $b=(1...2,5) \cdot r$, після чого починає зростати.

Зі збільшенням відстані між пальцями забезпечується більш надійна фіксованість утримування деталей пальцями від обертання їх навколо вісі захвата. Це особливо важливо для фіксації положення циліндричних і плоских деталей, де виключення обертання деталей відносно середнього пальця (як і відносно крайніх пальців) обмежується моментом (рис.7.9, б):



a)



б)

в)

Рис.7.10. Залежності розмірів утримуваних деталей від відстані між пальцями (а) та розрахункові схеми (б,в) утримування деталей типу куля

$$M = \frac{Pb}{2}.$$

Операційні можливості трипальцевих захватів дозволяють виконувати ряд нових рухів додатково до двопальцевих. Найбільш важливим вважається можливість обертання деталей навколо двох координат Y і Z (обертання навколо вісі X можливе за допомогою двох пальців). Це обертання досягається за рахунок переміщення деталей крайніми пальцями в протилежні сторони. Так, обертання навколо вісі Y здійснюється, наприклад, при переміщенні деталі лівим пальцем угору на величину Z , а правим – униз (рис.7.11, а). Подібним чином здійснюється обертання деталей пальцями навколо вісі Z (рис.7.11, б). Величини кутів повороту при цьому дорівнюють:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{2z}{b}; \quad \operatorname{tg}\delta = \frac{2y}{b}.$$

Зі зменшенням розмірів утримуваних деталей можливі кути повороту збільшуються. Максимальні їх значення, відповідно, будуть (рис.7.11, в, г):

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{L}{b}; \quad \operatorname{tg}\delta = \frac{2L}{b}.$$

Величина кутів повороту пропорційна відстані між пальцями, тому що можливі переміщення крайніх пальців з деталями в конкретних умовах постійні. Отже, збільшення відстані b призводить до зменшення кутів повороту деталей, а, відповідно, й операційних рухів. Аналогічна умова має місце і при повороті деталей відносно крайніх пальців.

Із вищенаведеного випливає, що, як з точки зору захватних, так і операційних можливостей, більш важливим є зменшення відстані між пальцями, причому для забезпечення надійного кутового фіксування положення деталей необхідно відповідним чином вибирати ширину пальця.

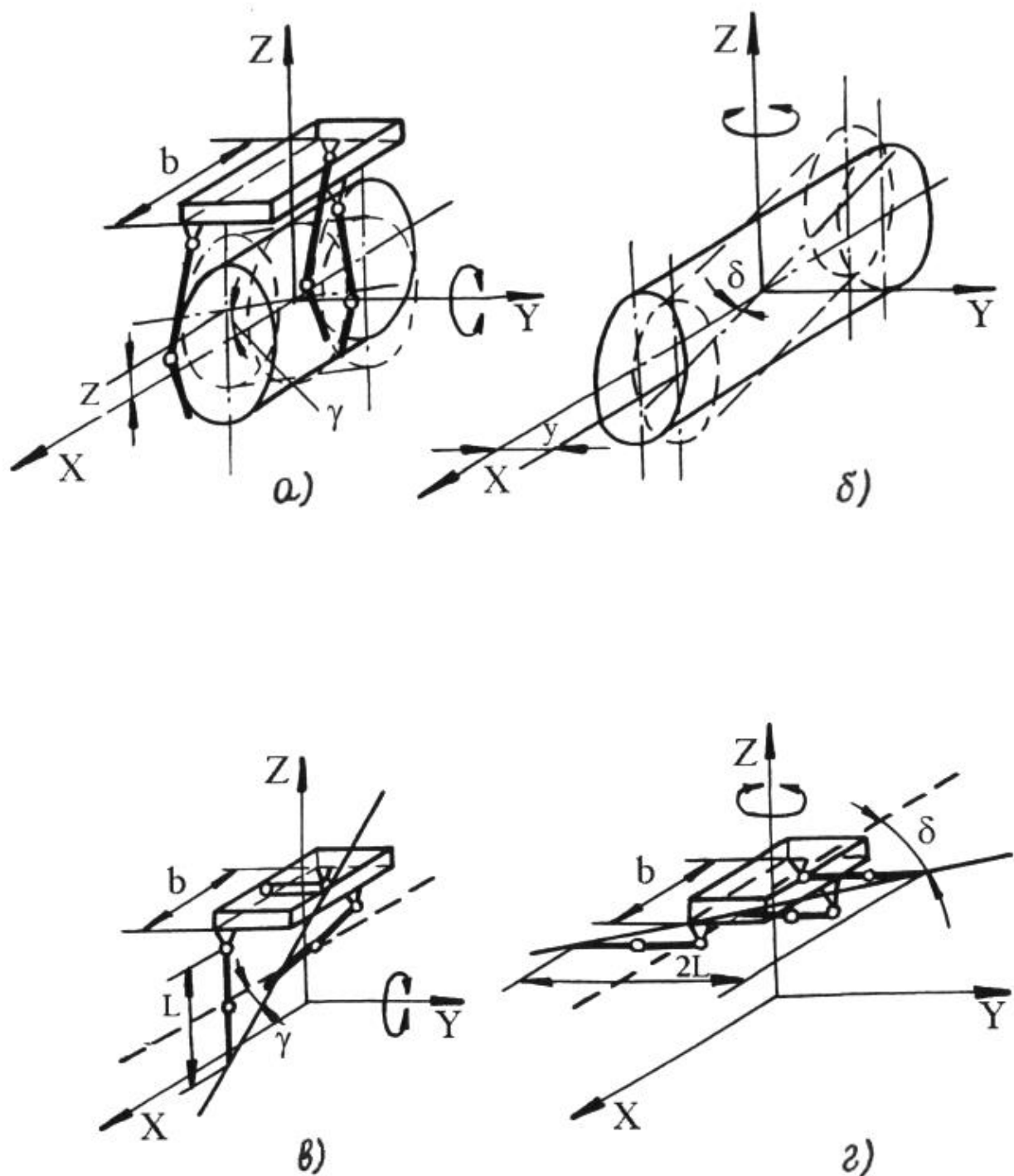


Рис.7.11. Схеми поворотів деталей пальцями захватів

У конструкціях із несиметричним положенням середнього пальця відносно крайніх захватні можливості практично такі ж, як і при симетричному розміщенні пальців, тільки з тією різницею, що довжина середнього пальця може бути зменшена. При співпаданні площин дії середнього та одного з крайніх пальців виникає

можливість утримування деталей з довжинами і радіусами, близькими до нуля, що вимагає участі у затиску деталі практично двох пальців. За цієї умови має місце мінімальна фіксація положення утримуваних деталей від повороту і значні обмеження операційних рухів. Тому захвати з постійним несиметричним розміщенням пальців мають менші можливості, ніж симетричні.

Захвати з похилим розміщенням пальців можуть бути з нахилом крайніх пальців у зовнішню і внутрішню сторону відносно середнього пальця.

Під час нахилення крайніх пальців на деякий кут β у зовнішню сторону (рис.7.10, б) утримання кулі буде в тому випадку, коли точки контакту кінців пальців з кулею будуть не вищими від розміщення центру кулі. Це досягається за умови:

$$BC \sin \beta < BD \cos \beta,$$

де BC – відстань від центра кола, охоплюваного крайнім пальцем до центру кулі;

BD – відстань від точки контакту кінця пальця до горизонтальної вісі, яка проходить через центр кола і розміщена у площині цього кола.

Для граничного випадку, коли утримування досягається за рахунок сил тертя, маємо:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{BD}{BC}.$$

З іншого боку:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{BO} = \frac{BC}{AB + (b/2 \sin \beta)}.$$

Розв'язуючи ці рівняння, визначаємо гранично допустимі значення кута β , за яких ще можливе утримування кулеподібних деталей:

$$\sin \beta = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 + 16(AB + BD)BD}}{4(AB + BD)}.$$

Величини АВ і ВD визначаються залежно від довжин ланок пальців l_1 і l_2 , а також кутів їх повороту φ_1 і φ_2 (рис.7.10, в).

Радіус утримуваної кулі:

$$R = \sqrt{r^2 + BC^2} = \sqrt{r^2 + \frac{1}{\cos^2 \beta} \left(AB \sin \beta + \frac{b}{2} \right)^2}.$$

За отриманими формулами побудовані залежності допустимих кутів нахилу пальців β і радіусів утримуваних куль (K_R) від кутів повороту φ_1 і φ_2 дволанкових пальцевих захватів при $a/L=0,5$; $b/L=0,5$ (рис.7.12, а). Ці залежності показують, що нахил пальців, як правило, веде до зменшення радіусів утримуваних кулеподібних деталей R. Можливості захоплення плоских деталей за товщиною і циліндричних за діаметром із збільшенням кута нахилу β також зменшуються. Гранично допустимий кут нахилу пальців β знаходиться в межах від 30° до 35° . Із збільшенням відстані між пальцями b максимальне значення β знижується. Обмеження довжин ліній (пунктирне позначення) K_R (рис.7.12) вказує на відсутність утримування деталей при подальшому збільшенні чи зменшенні кутів φ .

З наведеного випливає, що захвати з постійним нахилом пальців практично недоцільні, оскільки при цьому зменшуються захватні та операційні можливості. Змінний нахил пальців дозволяє розширити загальні можливості захватів, підвищити фіксованість утримування деталей, що особливо важливо при малих відстанях між пальцями.

Постійний нахил пальців у внутрішню сторону відносно середнього пальця, як і постійний поворот навколо власної осі, не зважаючи на можливість покращення вирішення часткових задач, в цілому, знижує їх захватні та операційні можливості.

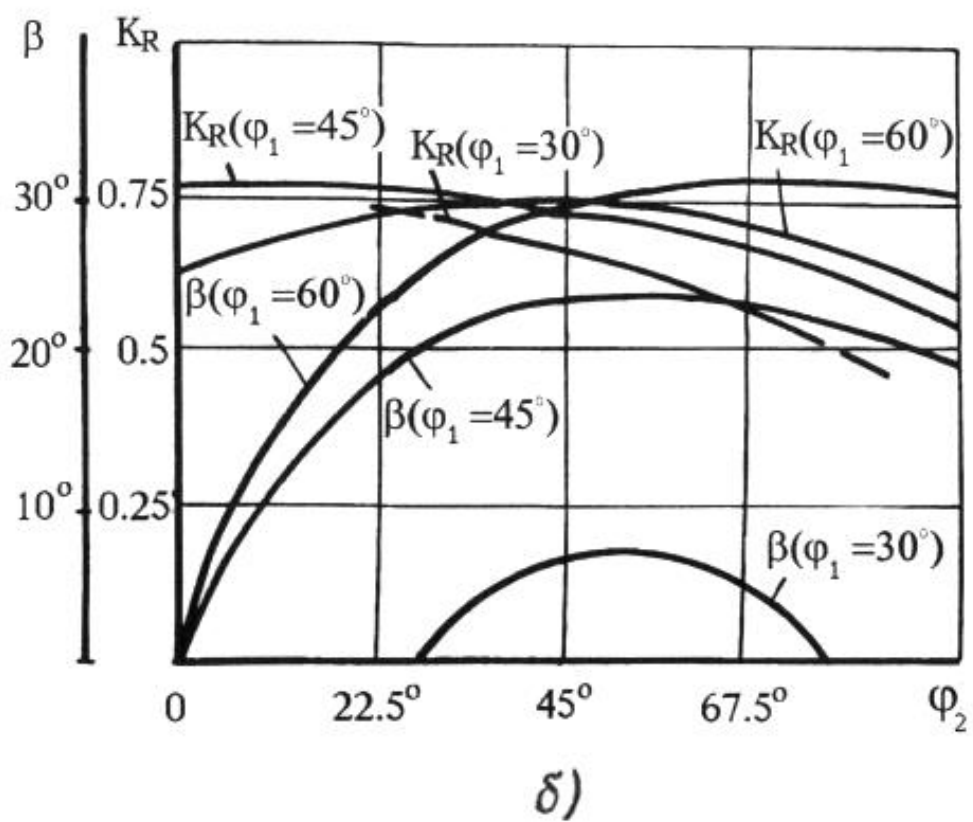
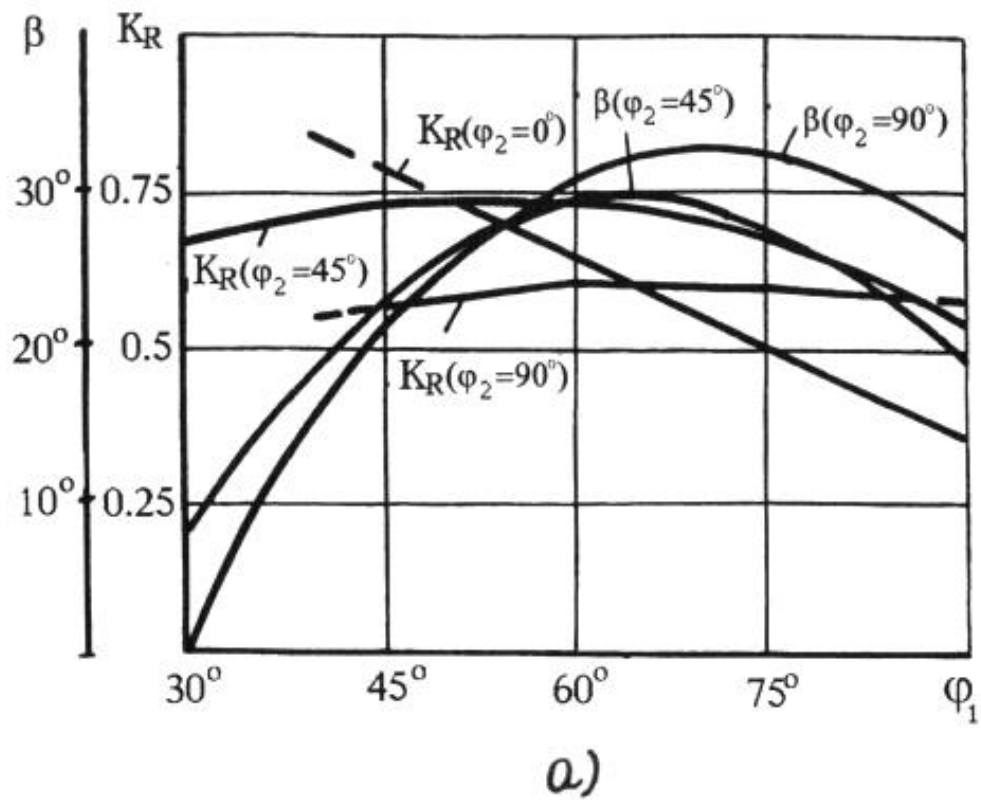


Рис.7.12. Залежності допустимих кутів нахилу пальців і хватних можливостей від кутів повороту ланок пальців

КОНСТРУКЦІЇ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ РОБОТІВ

8.1. Особливості компоновки конструкцій захватних пристроїв

Розгляд існуючих конструкцій захватних пристроїв та проектування нових передбачає аналіз структурної компоновки, яка визначає загальну конфігурацію і взаємне розташування основних складових частин захватного пристрою [100]. Так, на схемах (рис.8.1) представлено основні варіанти компоновки ЗП, де позначено такі їх складові: 1 – вузол кріплення до руки або кисті ПР; 2 – двигун (привод); 3 – механізм передачі та перетворення рухів і зусиль; 4 – затискні елементи. Відзначені складові частини умовно зображуються прямокутниками. Кріплення до руки розміщено зліва. Типовим варіантом будови ЗП є схема, представлена на рис.8.1, а, у якій вузол кріплення, двигун та механізм розташовано послідовно. У варіанті, який зображено на рис.8.1, б, двигун вбудовано в руку ПР, при заміні ЗП він може залишатися на місці або також бути змінним. Дана компоновка дозволяє скоротити довжину ЗП від місця приєднання з рукою до затискних елементів, що підвищує жорсткість та міцність конструкції. У схемі на рис.8.1, в, двигун не виходить за межі площини, що займає ЗП. Це дозволяє збільшувати довжину ланок ЗП в межах його габаритних розмірів, що забезпечує максимальний діапазон ходу затискних елементів. Варіант, зображений на рис.8.1, г, відрізняється тим, що затискні елементи зміщені в сторону від повздовжньої вісі. Такою схемою реалізуються конструкції ЗП для затиску та утримання деталей з площини. Напрямок підходу до деталі в таких ЗП може бути як по вісі X, так і по вісі Z. Згідно варіанта на рис.8.1, д, корпус двигуна є несучим, механізм зорієнтовано по вісі Z. У схемі на рис.8.1, е, двигун винесено наверх. Така компоновка частіше за все використовується у процесі

використання електродвигунів (приводів), що дозволяє покращити компоновання ЗП, а це дозволяє спростувати умови його експлуатації при зменшенні габаритних розмірів конструкції.

ЗП для видовжених деталей компонують з рознесеними точками затиску. Для варіанта, зображеного на рис.8.1, ж, рознесення виконано тільки для затискних елементів, а двигун у ЗП один. На рис.8.1, з, наведено компоновку ЗП, де використано два двигуни, кожен з яких має свої затискні елементи.

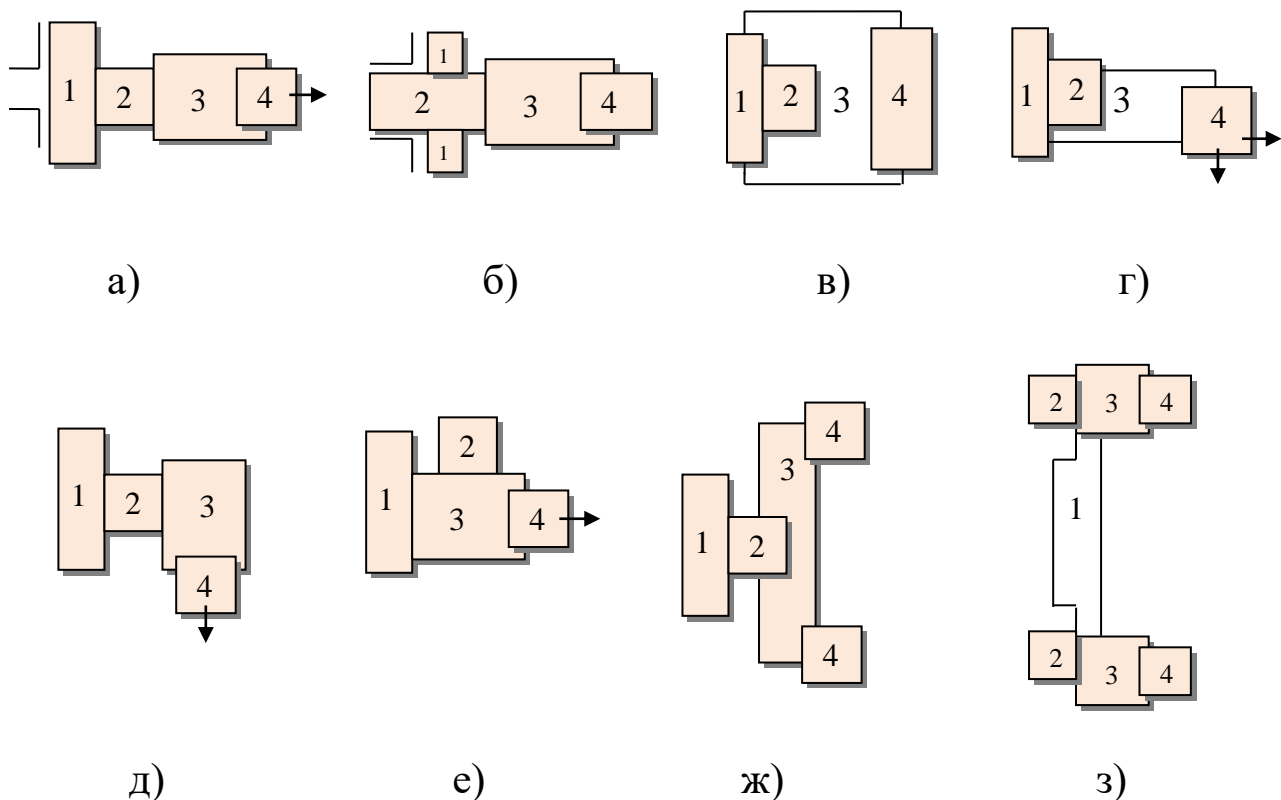


Рис.8.1. Компоновки захватних пристроїв

Захватні пристрої промислових роботів не обмежуються представленими компоновками, їх може бути набагато більше. На рис.8.1. представлено тільки деякі основні варіанти формування таких компоновок захватів. Далі буде розглянуто всі найбільш типові конструкції ЗП, які побудовано відповідно до розглянутих та інших принципів компонування ЗП.

8.2. Загальна будова механічних захватних пристроїв

За відносно короткий час існування робототехніки створено дуже велику кількість різних виконань механічних захватних пристроїв, що обумовлено значним різновидом роботизованих операцій та деталей, з якими працюють роботи в різних умовах.

Загальну будову типових конструкцій механічних захватних пристроїв показано на рис.8.2.

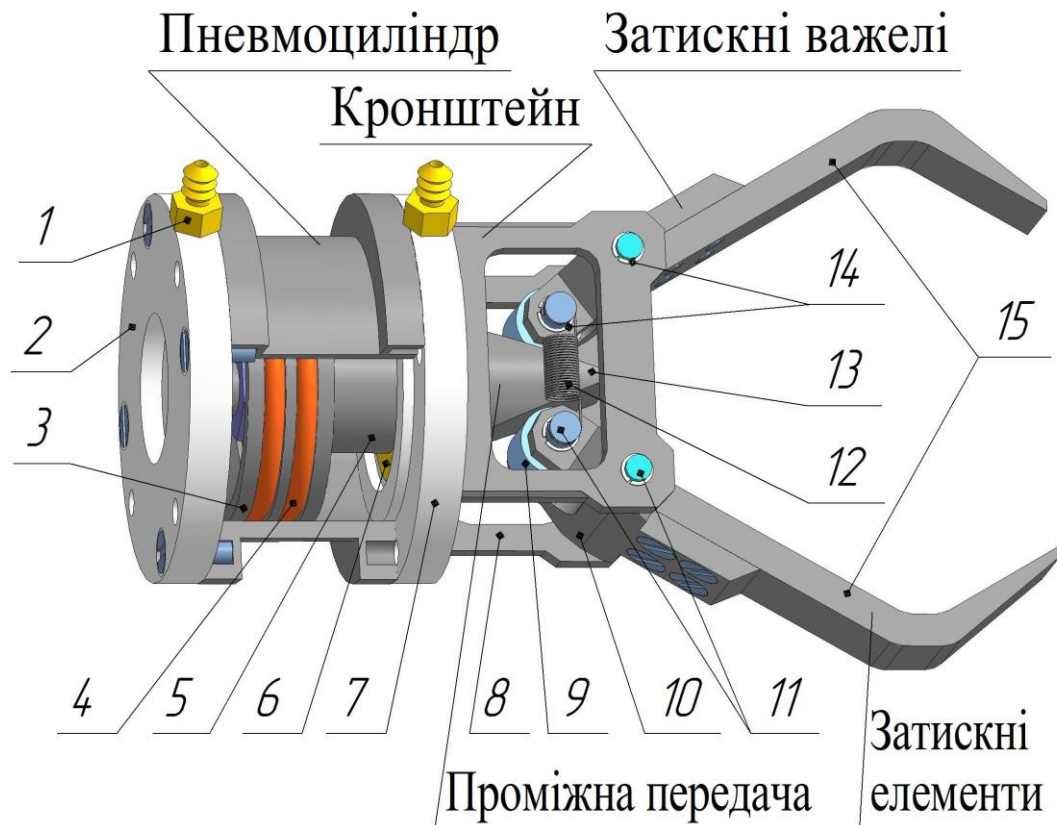


Рис.8.2. Будова типових механічних ЗП:

- 1 – штуцер; 2 – кришка; 3 – поршень; 4 – ущільнююче кільце;
5 – шток; 6 – втулка з ущільненням; 7 – кришка; 8 – кронштейн;
9 – ролик; 10 – вилка-важіль; 11 – вісь; 12 – пружина розтиску;
13 – клин; 14 – стопорні кільця; 15 – затискні елементи

Використання промислових роботів у широкому діапазоні виробничих умов, що пояснюється великою номенклатурою деталей, передбачає швидку заміну захватних пристроїв та їх елементів. Для деяких серійних промислових роботів передбачається комплектація змінними захватними пристроями.

Але дуже часто такої комплектації недостатньо, тому потрібно проектувати нові конструкції для конкретних умов експлуатації.

Заміна захватних пристроїв може виконуватися вручну, автоматизовано та автоматично. Для заміни захватних пристроїв передбачається стандартизація та уніфікація типів з'єднань і приєднувальних розмірів (ГОСТ 26063-84). З'єднувальні елементи можуть бути нерегульовані та регульовані (переналагоджуємі). Деякі типи фланцевих з'єднань за ГОСТ 26083-84 дають можливість закріплювати захватний пристрій у декількох положеннях, повернутих один відносно одного на необхідний кут.

Сучасними провідними фірмами проведено значну кількість розробок з автоматизованої та автоматичної заміни захватних пристроїв роботів. Так, наприклад, на рис.8.3 представлено розробку фірми SCHUNK, де промисловий робот змінює захватні пристрої одним рухом за рахунок спеціального з'єднувального елемента.

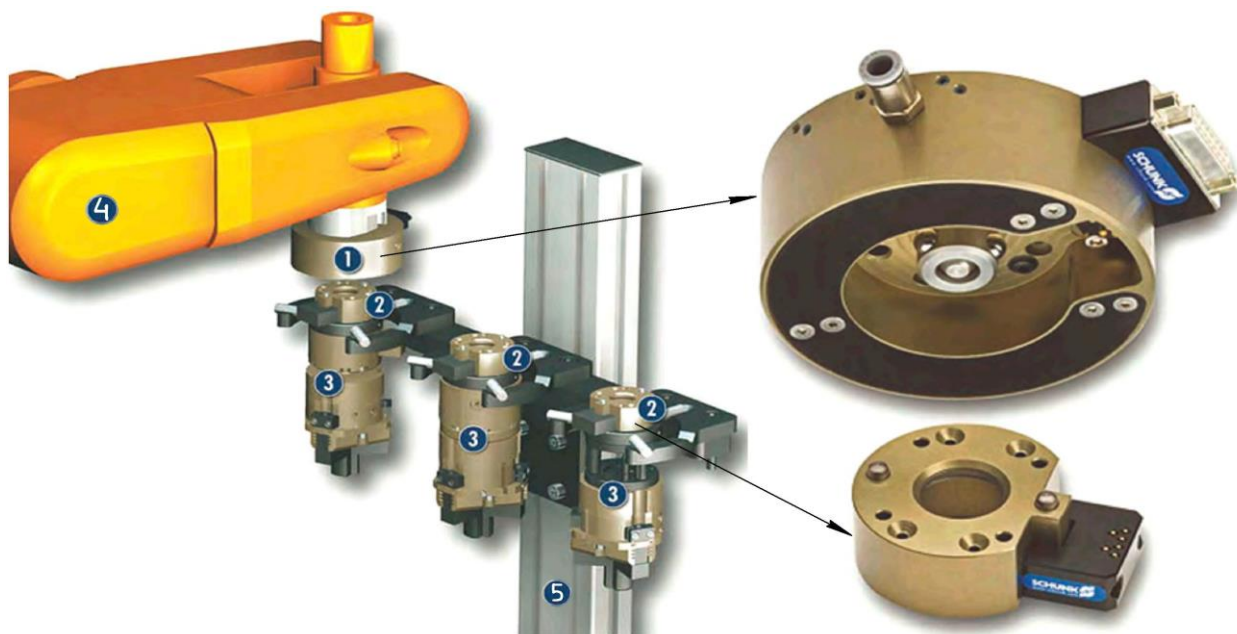


Рис.8.3. З'єднувальні елементи захватних пристроїв:

- 1 – з'єднувальний елемент руки робота;
- 2 – з'єднувальний елемент захватного пристрою;
- 3 – захватний пристрій;
- 4 – рука робота;
- 5 – стояк магазину ЗП

З'єднувальні елементи також можуть бути використані як перехідні, що дає можливість використовувати захватні пристрої на різних промислових роботах, коли між ними є уніфікація типів з'єднань і приєднувальних розмірів. Наведені конструкції призначені для заміни однотипних захватних пристроїв. Разом з цим досить часто доводиться змінювати захватні пристрої, що спроектовані для різних типів деталей. Так, на рис.8.4 зображено пристрої, де встановлені захвати для затиску як корпусних деталей, так і деталей типу тіл обертання, а також іншого конструктивного виконання та функціонального призначення.

Проектуючи нові захватні пристрої, потрібно враховувати, що включення набору таких елементів у комплект змінних модулів робота лише частково підвищує вартість, але значно полегшує переналадку роботизованих технологічних комплексів, що особливо важливо для гнучких виробничих систем.

Залежно від конструкції приєднувальних поверхонь захватні пристрої розділяють на: захватні пристрої з фланцем; захватні пристрої з циліндричним хвостовиком; інші (з клемними, цанговими зажимами і т.д.). У табл.8.1 представлено рекомендації з конструктивного оформлення місць кріплення захватних пристроїв залежно від вантажності робота.

Таблиця 8.1

Рекомендації з конструктивного оформлення місць кріплення ЗП

Промисловий робот		Конструктивне оформлення місця кріплення ЗП
Тип	Вантажність, кг	
Зверхлегкий	До 1	Зажими: цанговий або клемний
Легкий	Від 1 до 10	Кріплення з хвостовиком або фланцеве, в тому числі швидкозмінне
Середній	Від 10 до 200	
Важкий	Від 200 до 1000	Фланцеве кріплення, незмінні (постійні ЗП)
Надважкий	Від 1000	



a)



б)

Рис.8.4. Пристрої для заміни ЗП:

1 – вакуумний ЗП; 2 – паралельно-рухомий ЗП; 3 – центруючий ЗП;
4 – модуль для очистки поверхонь деталі; 5 – сенсорна система ЗП

Згідно з ГОСТ 26063-84 приєднувальні розміри фланців робіт для з'єднання захватних пристроїв повинні відповідати представленим на рис.8.5 і табл.8.2.

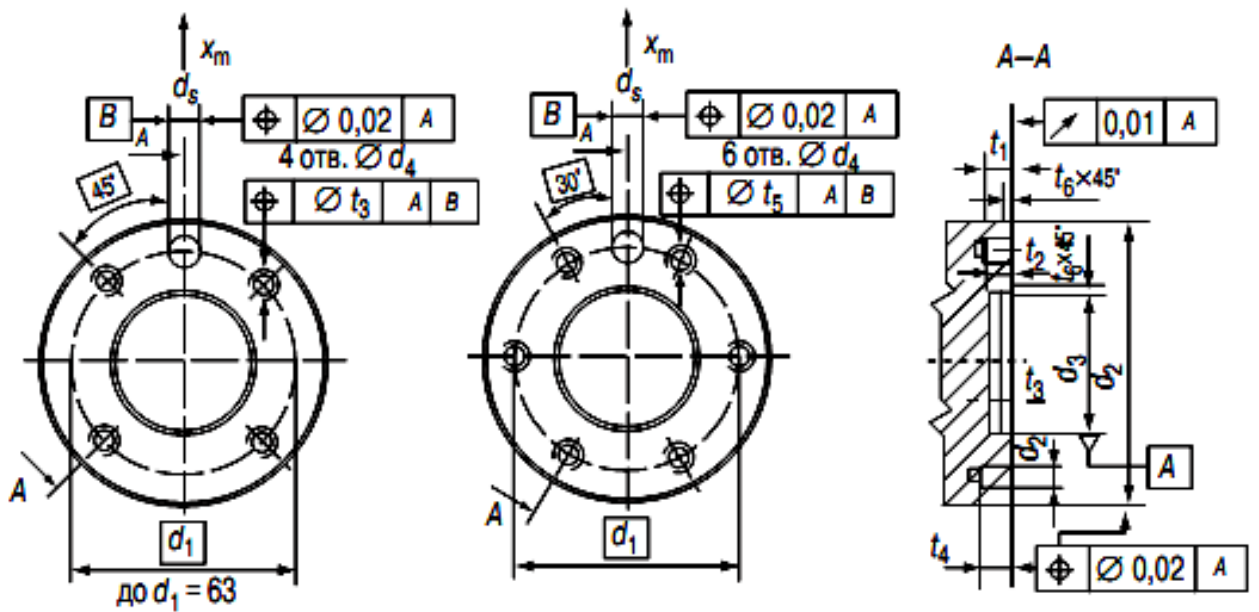


Рис.8.5. Місця кріплення змінних ЗП згідно з ГОСТ 26063-84

Таблиця 8.2

Приєднувальні розміри фланців роботів за ГОСТ 26063-84

Розміри, мм												
d ₁		d ₂ h ₈	d ₃ h ₇	d ₄	d ₅ h ₇	t ₁	t ₂	t ₃	t ₄	t ₅	t ₆	Кільк. отв.
Ряд 1	Ряд 2					не менше						
25		31,5	16	M4	4		4	4	Див. п.10	0,1	0,5	4
	31,5	40	20	M5	5		5					
40		50	25	M6	6	6	6	6				
	50	63	31,5									
63		80	40	M8	8	8	8	8		0,15	Не менш ніж 1	6
	80	100	50									
100		125	63									
	125	160	80	M10	10	8	10	8				
160		200	100									
	200	250	125	M12	12	12	12	12		0,2		
250		315	160									

Передбачено два виконання фланців – з восьми та чотирма отворами. Прийняте розташування отворів забезпечує: взаємозамінність фланців різних виконань одного діаметра;

можливість переустановки захватного пристрою з поворотом навколо повздовжньої вісі на 45 і 90°. Фланці можуть бути круглої та квадратної форми. Допускається використання в таких конструкціях додаткових конструктивних елементів, наприклад шпонкових пазів, штифтових отворів та ін.

Разом із захватним пристроєм до руки робота можуть приєднуватися різного роду комунікаційні елементи. Такими елементами можуть бути штекерні роз'єми, потрібні для електричних каналів зв'язку датчиків ЗП з пристроєм керування та ін. На роз'ємах стикувальних вузлів бажано встановлювати датчики контролю виконання операції з'єднання та від'єднання.

Важливою складовою ЗП є двигуни їх приводів. Нижче представлено конструкції двигунів *основних типів приводів*. Вони розподіляються на пневматичні (рис.8.6, а), гідравлічні (рис.8.6, б), електричні з кроковим (рис.8.6, в) та асинхронним двигуном (рис.8.6, г) і електромеханічні, які називають також сервоприводами (рис.8.6, д).

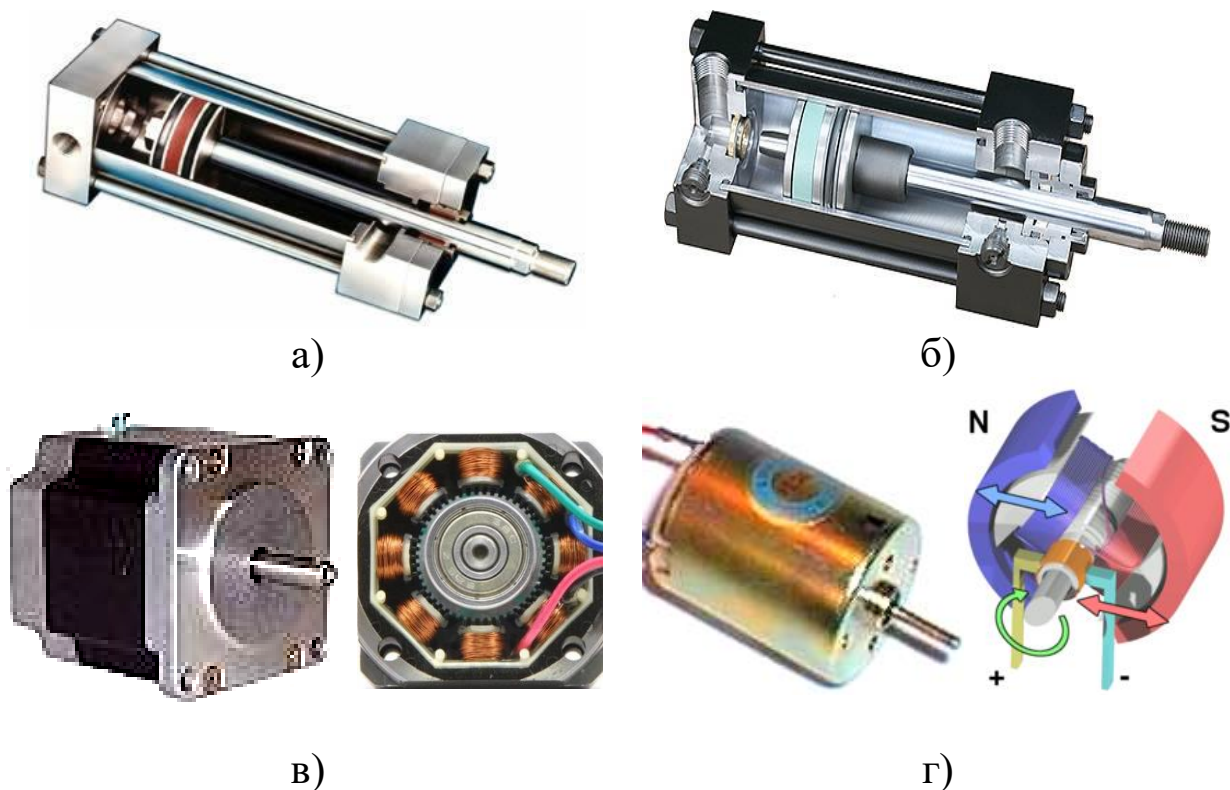




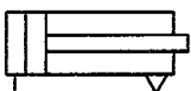
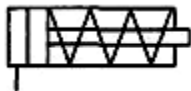

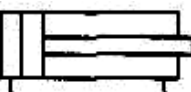
Рис.8.6. Основні типи приводів ЗП

д)

У якості двигуна привода ЗП найчастіше використовують пневмоциліндри (див.табл.8.3), котрі відрізняються простотою конструкції, високою надійністю, швидкістю роботи та ін. Для роботи з важкими деталями використовуються гідродвигуни, здатні розвивати великі сили при малих розмірах. Для цих приводів потрібна більша точність виготовлення, наявність гідравлічної станції, ускладнюється подача на рухомий захват стисненої робочої рідини. Електродвигуни мають найбільш просте підведення енергії, налагодження та обслуговування, а також зручне керування роботою, але вони потребують проміжних передач, що ускладнює їх конструкцію та збільшує масо-габаритні параметри.

Таблиця 8.3

Пневматичні приводи промислових робіт

№	Схема	Пояснення
1	2	3
1		Пневмоциліндри односторонньої дії : без вказання способу повернення штока
2		з поверненням штока пружиною
3		з видвиганням штока пружиною
4		Пневмоциліндри двосторонньої дії: загальне позначення

Продовження табл.8.3

1	2	3
5		з постійним магнітом в поршні
6		Пневмоциліндри з демпфуванням в кінці ходу: з гальмуванням, що не регулюється в кінці ходу
7		з гальмуванням, що регулюється в кінці ходу
8		Пневмоциліндри з прохідним (двостороннім) штоком: з прохідним штоком
9		з прохідним пустотілим штоком
10		Подвійні пневмоциліндри (тандем-пневмоциліндри): здвоєний
11		Телескопічні пневмоциліндри: телескопічний односторонньої дії
12		телескопічний двосторонньої дії
13		Пневмоциліндри з фіксаторами штока
14		Пневмоциліндри з гнучким штоком
15		Безштокові пневмоциліндри: з магнітною муфтою
16		Із стрічковим ущільнювачем
17		Поворотні пневмоциліндри: без демпфування
18		з демпфуванням в кінці ходу

Принципові схеми виконання захватних пристроїв за типами приводу представлено на рис.8.7, де у якості двигуна приводу: а – пневмоциліндр; б – гнучка оболонка; в – електродвигун; г – електромагніт.

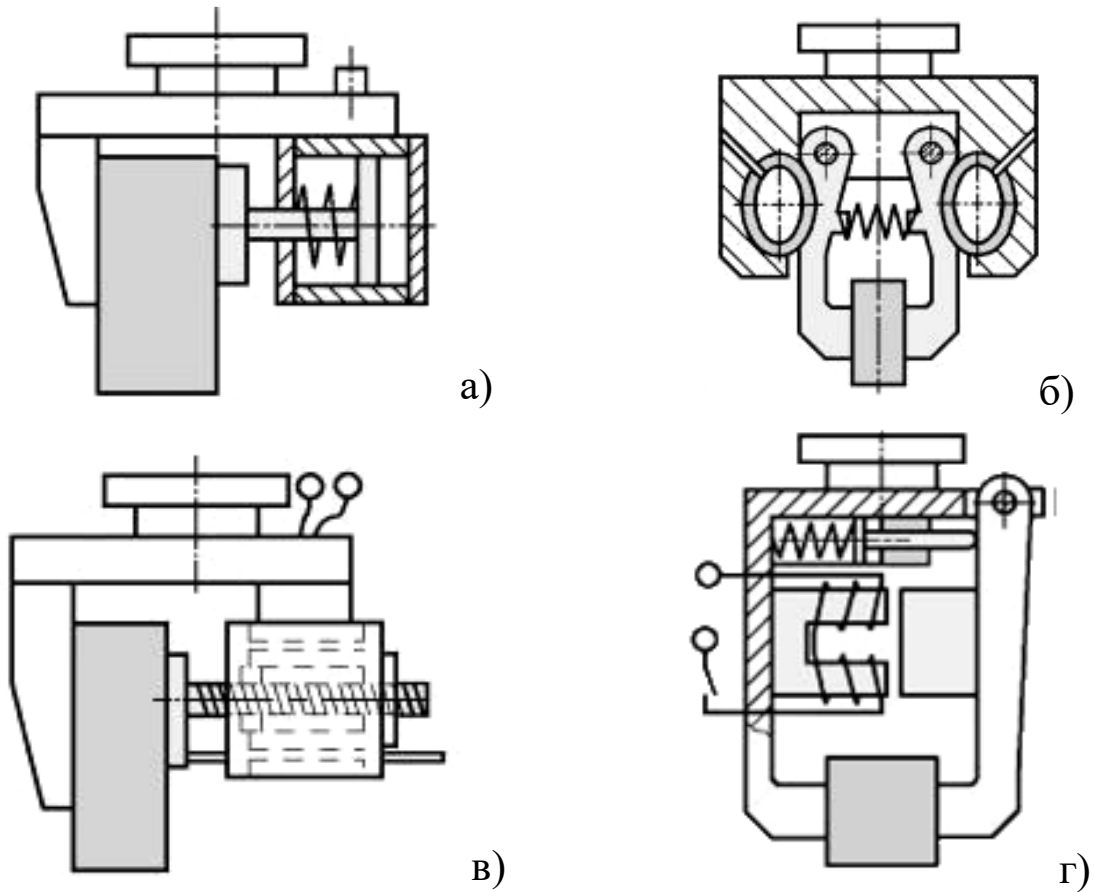


Рис.8.7. Схеми ЗП за типом приводу

8.3. Типові конструкції механічних захватних пристроїв

Із найбільш типових механічних конструкцій захватних пристроїв можна виділити такі:

1. Захвати з пружно-силовим затиском деталей за рахунок деформації пружних ланок, тобто без індивідуального приводу, або з приводом тільки на розтискання деталі.

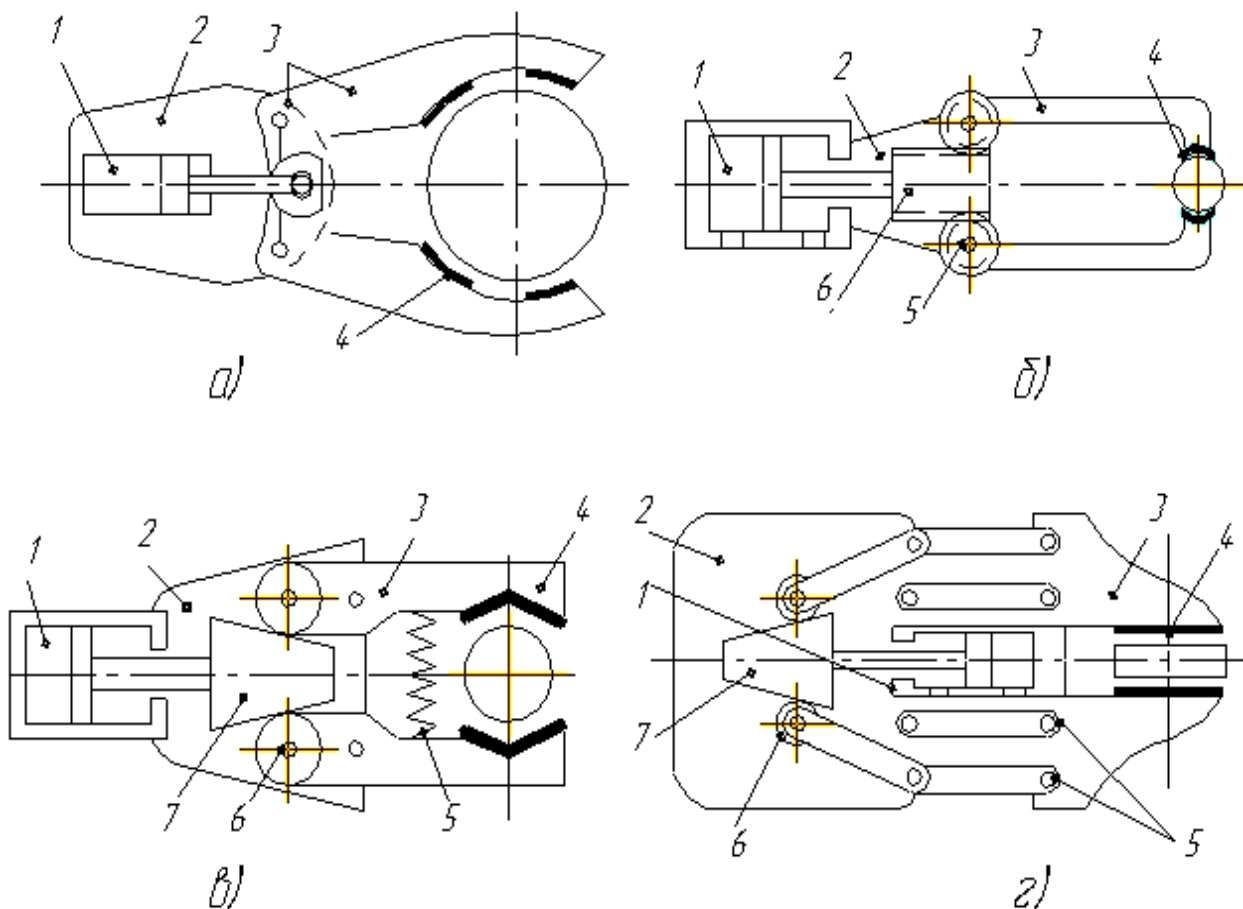
2. Захвати з важільно-шарнірними механізмами (рис.8.8, а), де поступальний рух тяги (штоку приводу 1) передається в обертовий рух затискних важелів 3.

3. Захвати із зубчато-рейковою передачею (рис.8.8, б). Поступальний рух шток-рейки 6 приводу 1, через зубчасті колеса, перетворюється на обертовий рух затискних важелів 3.

4. Захвати з клиновою передачею (рис.8.8, в). Привод 1 переміщує клин 7, який взаємодіє з роликками 6 затискних важелів 3. Розтиск деталі забезпечується пружиною 5.

5. Захвати з плоско-паралельним рухом затискних губок для утримання плоских деталей (рис.8.8, г). Затиск деталі відбувається за допомогою клина 7 та плоско-паралельного механізму.

6. Захвати зі змінними затискними елементами (губками) (рис.8.8, д). Змінні губки 1 кріпляться до затискних важелів 2. Наявність швидкозмінних затискних елементів дозволяє зменшити час, потрібний для переходу роботизованого комплексу на випуск іншої номенклатури виробів та відповідно, підвищити гнучкість системи в цілому.



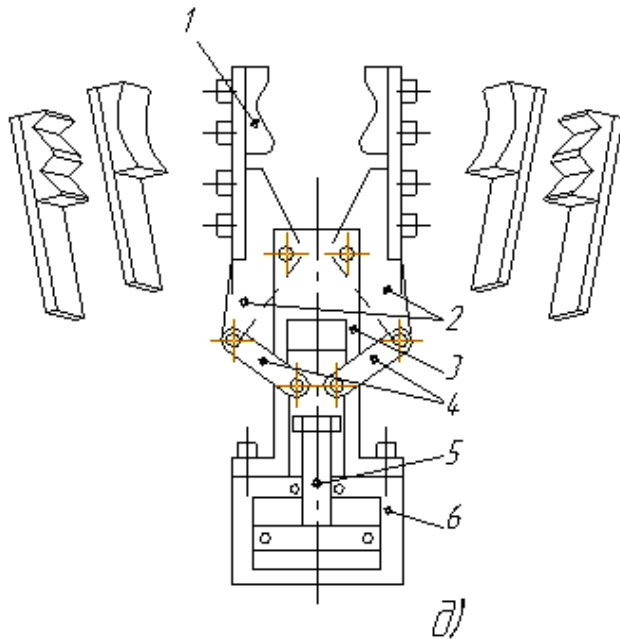


Рис.8.8. Механічні захватні пристрої

8.3.1. Неприводні захватні пристрої

Нижче розглянуто більш детально неприводні варіанти ЗП [40], які підрозділяють на пасивні підтримуючі, пасивні затискні та неприводні зі стопорними механізмами. Неприводні ЗП виконують у вигляді крюків, рухомих підтримуючих опор, пінцетів, пружних розрізних валиків і втулок (цанг), або ж важелів з однією і двома рухомими губками, що знаходяться під дією пружин.

Пасивні підтримуючі ЗП. Найпростіші – крюки, підтримуючі платформи і т.ін. Вантажність таких конструкцій для оснащення ними роботів вибирають з ряду 0,5*; 0,63; 1,0*; 1,6; 2,0* т (зірочкою відмічені конструкції, що рекомендуються для переважного застосування).

Вантажні крюки виготовляють з штампованих заготовок з подальшою механічною обробкою хвостовика. Крюк-кран вантажний складається з крюка, гайки, ригеля (пластини, що запобігає відвертанню гайки) і скоби.

Під час обслуговування автоматизованих складів роботи-штабелери виконують вантажністю 0,05; 0,25; 0,5; 1,0; 1,6; 2,0; 2,5; 5,0т і оснащують пасивними підтримуючими вильчатими ЗП.

Під час механізації завантажувально-розвантажувальних і складських робіт застосовують ексцентрикові і грейферні захватні пристрої, які утримують об'єкт маніпулювання за рахунок силового замикання при ході ЗП вгору.

Під час використання ЗП у вигляді рухомих опор об'єкт маніпулювання утримується під дією сил тертя (якщо рухома опора входить в контакт з поверхнею об'єкта по ковзаючому з'єднанню) і (або) під дією власної сили ваги. При цьому для входу в контакт із ЗП і для звільнення об'єкту маніпулювання можливо потрібно додаткові пристрої фіксації об'єкту і його знімання, що може призводити до пошкодження деталі або затискних елементів.

Пасивні затискні ЗП бувають з підпружиненими або пружними затискними елементами (рис.8.9). Їх використання забезпечує утримування деталей внаслідок пружної дії затискних елементів, а вивільнення завдяки послідуєчому руху ЗП для «стягування» його з утримуваної деталі. Ці ЗП застосовують в умовах масового виробництва при маніпулюванні з об'єктами невеликої маси і габаритних розмірів.

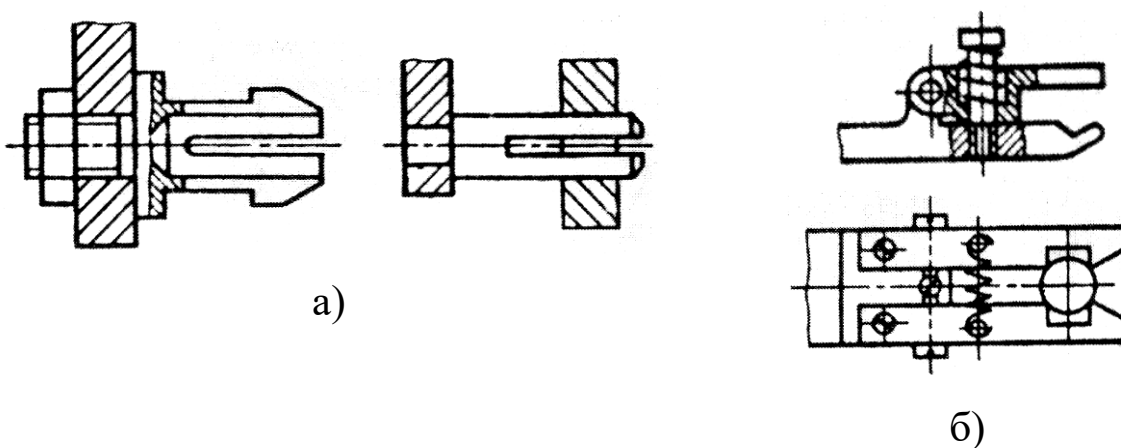


Рис.8.9. Пасивні ЗП:

а – з пружними затискними елементами;

б – з підпружиненими елементами

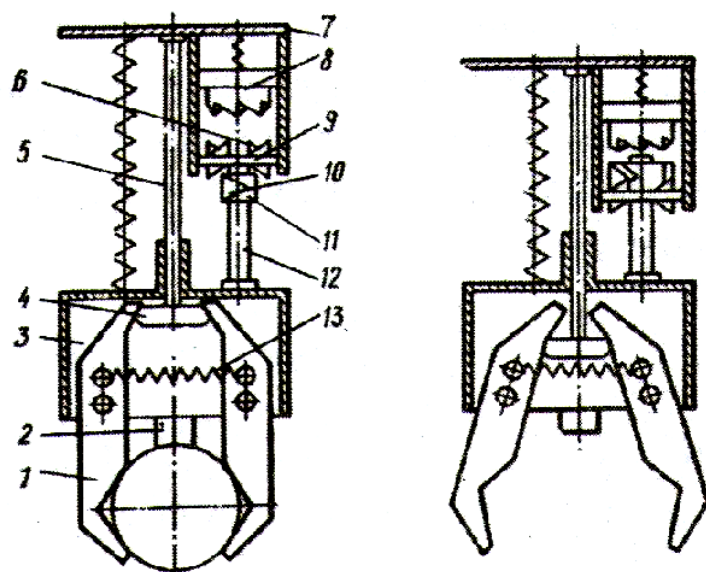
Неприводні ЗП із стопорними механізмами, що забезпечують чередування циклів затиску і розтиску деталей, є автономними, які

не вимагають спеціальних команд системи управління і додаткового підведення енергії. Деталі утримуються силою пружин в наслідок ефекту самозатягування або замикаючої дії губок. Як правило, робота подібних ЗП можлива тільки при їх вертикальному положенні.

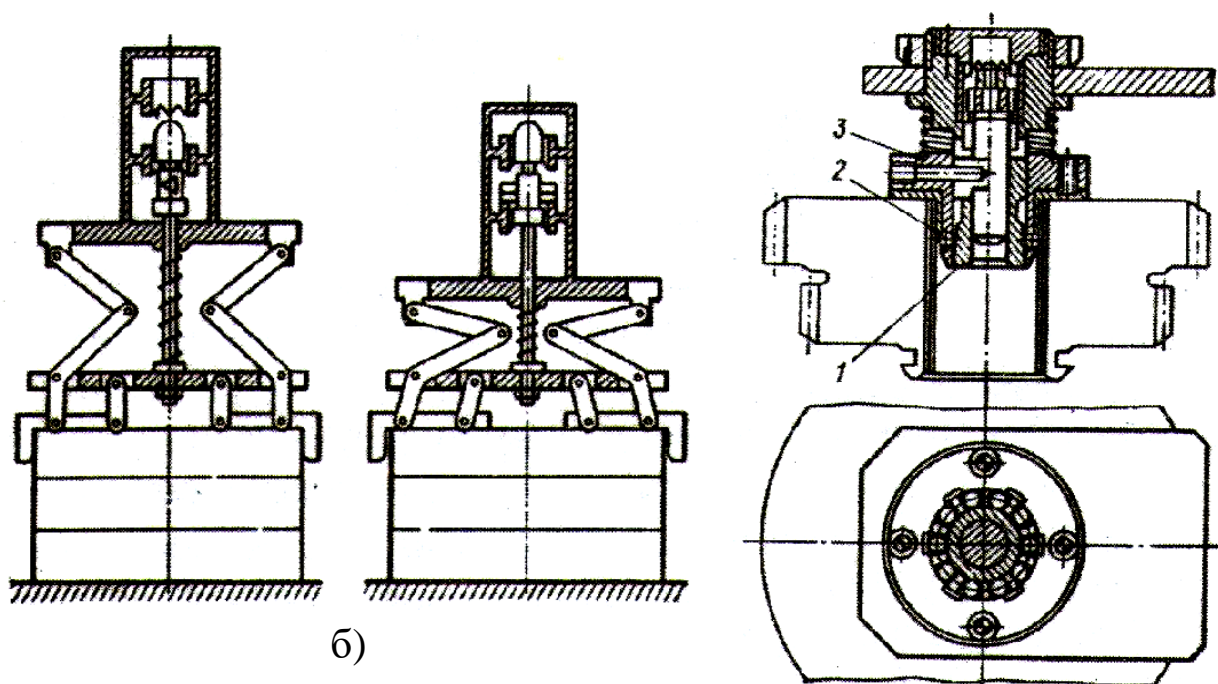
На рис.8.10, а показана схема ЗП для захоплення валів або фланців за зовнішню поверхню. На корпусі 7 закріплена напрямна 5, яка несе замикаючу планку 4. По напрямній може ковзати підтримувана пружиною 6 головка 3, в якій шарнірно закріплені губки. Коли деталь утримується губками ЗП, планка 4 входить між верхніми кінцями губок 1, перешкоджаючи їх розкриттю. Під час укладання деталі на розвантажувальну позицію ЗП переміщається вниз до контакту деталі з поверхнею установки. При цьому головка 3 за рахунок упору 2 упирається в деталь і зупиняється, а корпус 7 продовжує опускатися. Планка 4 опускається і вивільняє губки 1, які розходяться під дією пружини 13. Одночасно спрацьовує стопорний пристрій, що складається з клямки 11, яка вільно обертається і розміщена на осі 12, нижньої втулки 9, закріпленій на корпусі 7 та верхньої втулки 8. Втулка 8 має храпові зубці тільки знизу, а втулка 9 має зубці зверху і знизу і, крім того, забезпечена прорізом за формою клямки 11, у якої є трикутні виступи, зміщені щодо храпових зубців. При зближенні корпусу 7 та головки 3 клямка входить в зачеплення з верхніми храповими зубцями і повертається на 45° . Коли корпус і головка розходяться, клямка входить в зачеплення з верхніми храповими зубцями втулки 9, повертається ще на 45° і її виступи 10 потрапляють в проріз. При цьому замикаюча планка 4 переміщується між верхніми кінцями губок 1, забезпечуючи затиск деталі.

Щоб розімкнути систему, необхідно провести ще одне зближення корпусу і головки: клямка знову увійде до зачеплення з храповими зубцями верхньої втулки і обернеться на 45° , а коли корпус 7 і головка 3 почнуть розходитися, клямка 11 увійде до

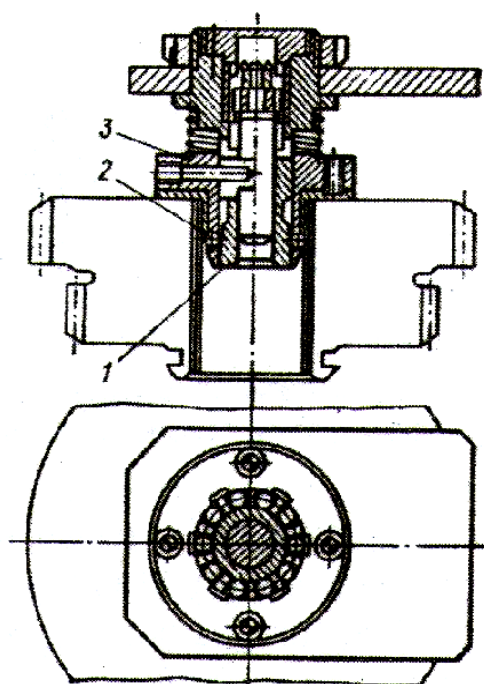
зацеплення з храповими зубцями верхньої втулки 8, обернеться ще на 45° і буде утримана нею. Губки ЗП при цьому виявляться розкритими.



а)



б)



в)

Рис.8.10. Неприводні ЗП зі стопорними механізмами:

а – ЗП для захоплення валів та фланців за зовнішню поверхню; б – тактовий пружинний ЗП; в – ЗП для захоплення тіл обертання за внутрішню поверхню

На рис.8.10, б, показано тактовий пружинний ЗП, призначений для захоплення деталей типу фланців, зубчатих коліс та інших плоских деталей.

На рис.8.10, в, показано вузькодіапазонний (з різницею діаметрів 1,5...2,0 мм) ЗП для захоплення деталей за внутрішню поверхню. Захватна частина складається з корпусу 1 і кульок 2, розташованих по колу в обоймі 3. Кут конуса (рекомендується 5...6°) повинен бути менший за кут тертя між кульками і деталлю. Принцип роботи ЗП той же, що і у конструкцій, описаних вище. Пружинні тактові ЗП застосовують для роботи з деталями типу тіл обертання масою до 30 кг.

8.3.2. Захватні пристрої з проміжними механічними передачами

Захватні пристрої, які оснащені спеціальним приводом для затиску і розтиску деталей ще називають командними ЗП. Найбільш поширені конструкції таких ЗП мають важільне виконання.

На рис.8.11 показані важельні ЗП з пневмо- (гідро-) приводом і системою рухомих важелів, що дозволяє забезпечувати необхідне збільшення сили затиску деталі. У конструкціях, показаних на рис.8.11 а, б, пневмоциліндр передає рух на затискні важелі через шарнірні ланки. Затискні губки – змінні і кріпляться до цих ланок. Шляхом повороту губок забезпечується захоплення деталі за внутрішню (див. рис.8.11, а) або за зовнішню (див. рис.8.11, б) поверхні.

У ЗП, показаному на рис.8.11, в, одна з губок встановлена на планці, що коливається, кутове положення якої відносно важеля може регулюватися гвинтом, що дозволяє змінювати взаємне розташування губок. На рис.8.11, г, приведена конструкція ЗП, де для утримання деталі використовується зусилля пружної деформації важелів.

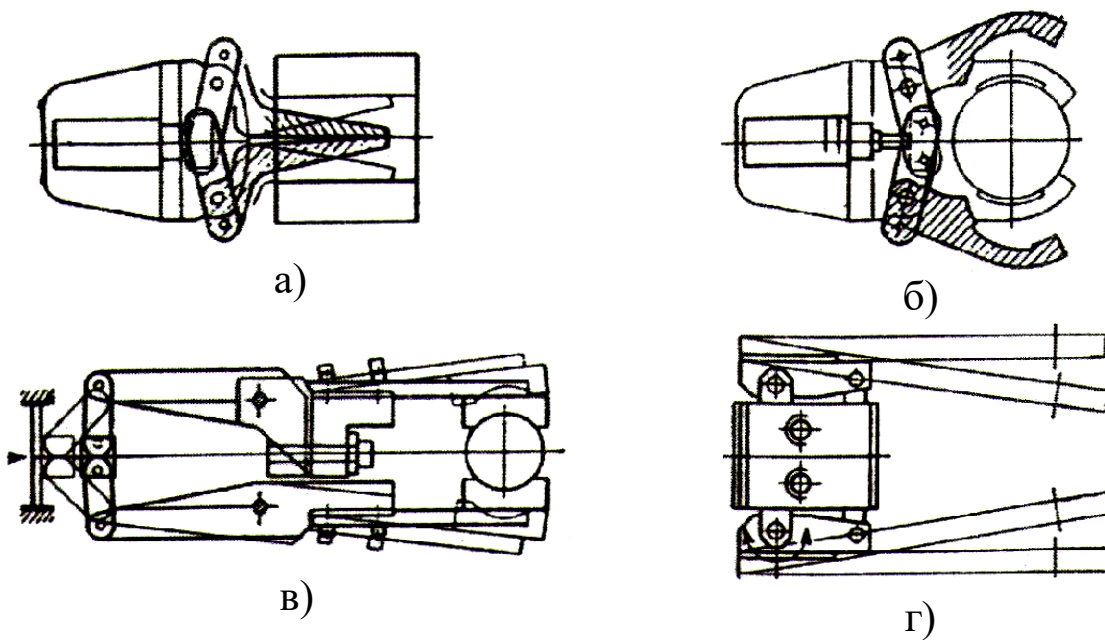


Рис.8.11. Механічні ЗП важільного типу

На рис.8.12, а, показано пневматичний важільний ЗП для фланців і кілець. На штоку 4 пневмоциліндра 1 встановлена планка 5, на якій шарнірно закріплена тяга 2, пов'язана з поворотними важелями 3. До важелів кріпляться утримувачі 6, що несуть змінні губки 7. Переналадка на інший діапазон захоплюваних поверхонь здійснюється шляхом перестановки осей тяги 2 в додаткові отвори планки 5 переміщенням утримувачів 6 по важелях 3 і зміною утримувачів губок 7.

На рис.8.12, б, показано центруючий широкодіапазонний ЗП з паралельним переміщенням губок. До корпусу 3 шарнірно кріпляться важелі 1. У вертикальному напрямку переміщується тяга 4, пов'язана з приводом, на якій закріплені осі важелів 2 і 5. До середніх точок важелів 2 приєднані кінці важелів 1. Довжина важелів 2 удвічі більша за довжину важелів 1, і шарнірні трикутники, утворені цими важелями, є рівнобедреними, чим і забезпечується прямолінійність переміщення губок 6, які складають разом з тягою 4 і важелями 2 і 5 шарнірні паралелограми.

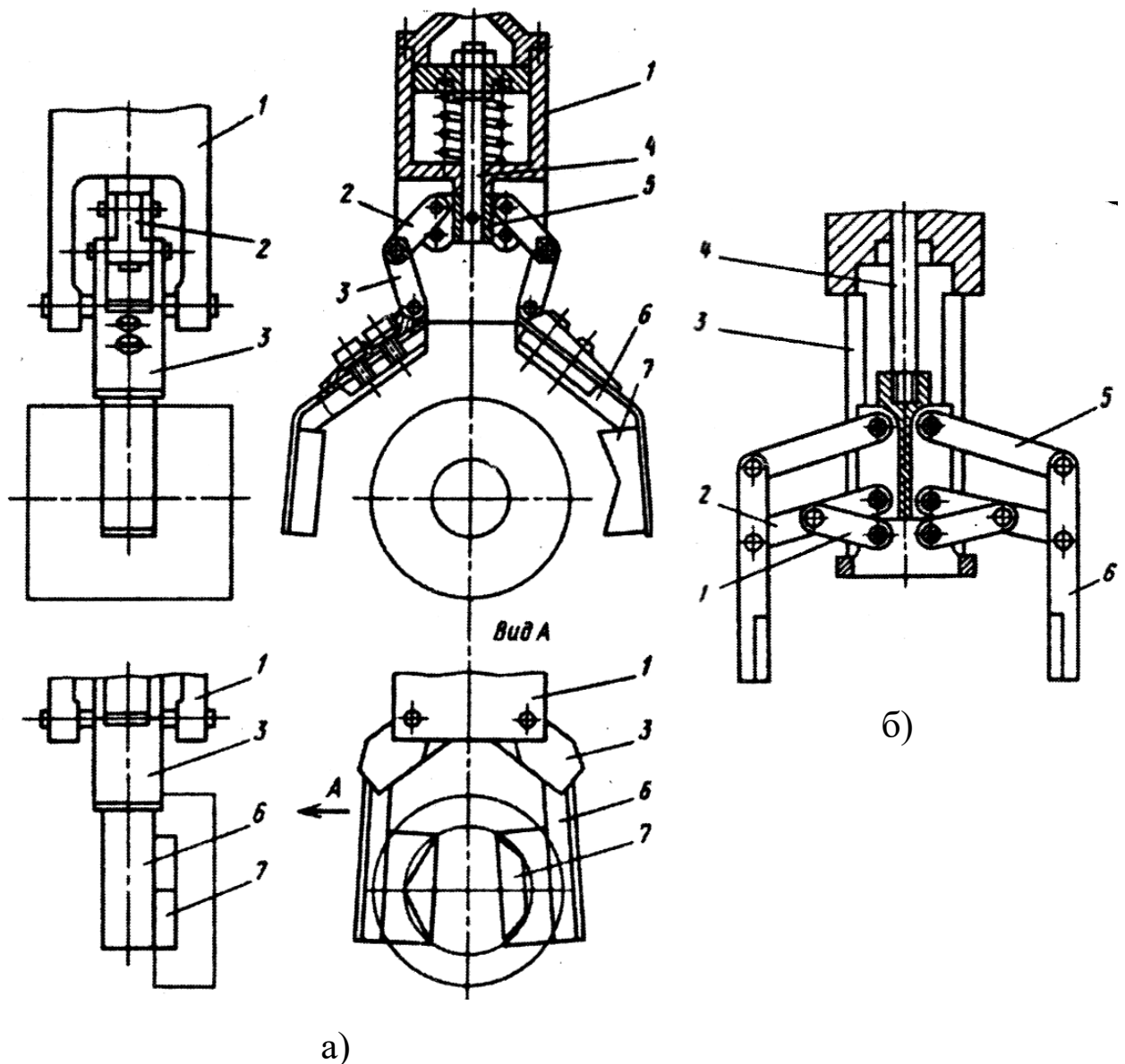


Рис.8.12. Широкодіапазонні важельні ЗП:

- а – переналагоджуємий ЗП: 1– пневмоциліндр; 2– тяга; 3– важіль;
 4 – шток; 5 – планка; 6 – утримувач; 7– затискні елементи;
 б – центруючий ЗП з паралельним переміщенням затискних
 елементів: 1,2,5 – важелі; 3 – корпус; 4 – тяга; 6 – затискні
 елементи

Приклад виконання важільних ЗП з комбіновано рухомими затискними елементами, які виконують плоско-паралельний рух, представлено на рис.8.13, де: 1 – привід; 2 – корпус; 3 – затискні елементи; 4 – важелі; 5 – деталь.

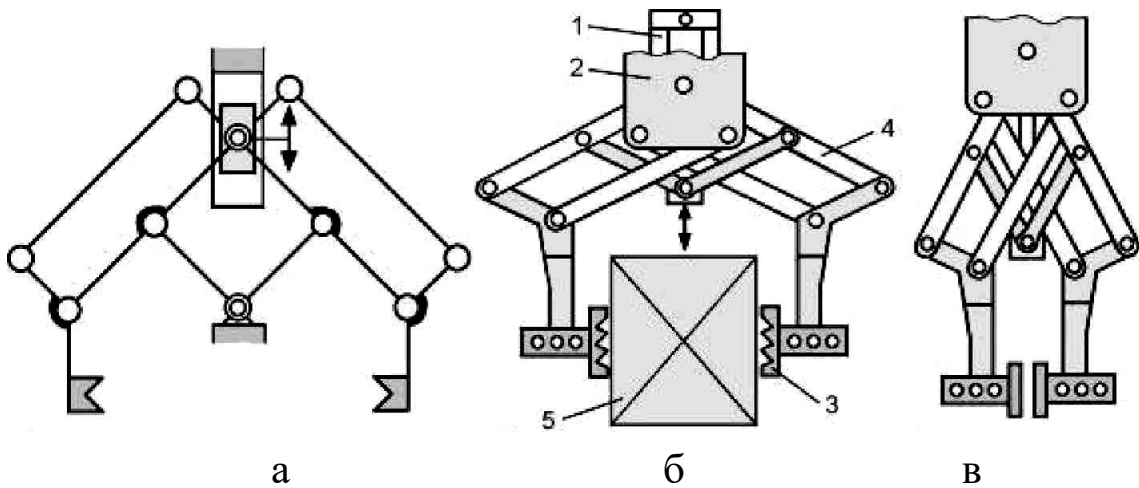


Рис.8.13. ЗП з комбіновано рухомими затискними елементами:
 а – кінематична схема; б – ЗП з деталлю; в – ЗП без деталі

Прикладом базуючих ЗП розглянутого типу може служити конструкція, показана на рис.8.14, де використовуються спеціальні накладки, які базують деталь по отворах та інших поверхнях.

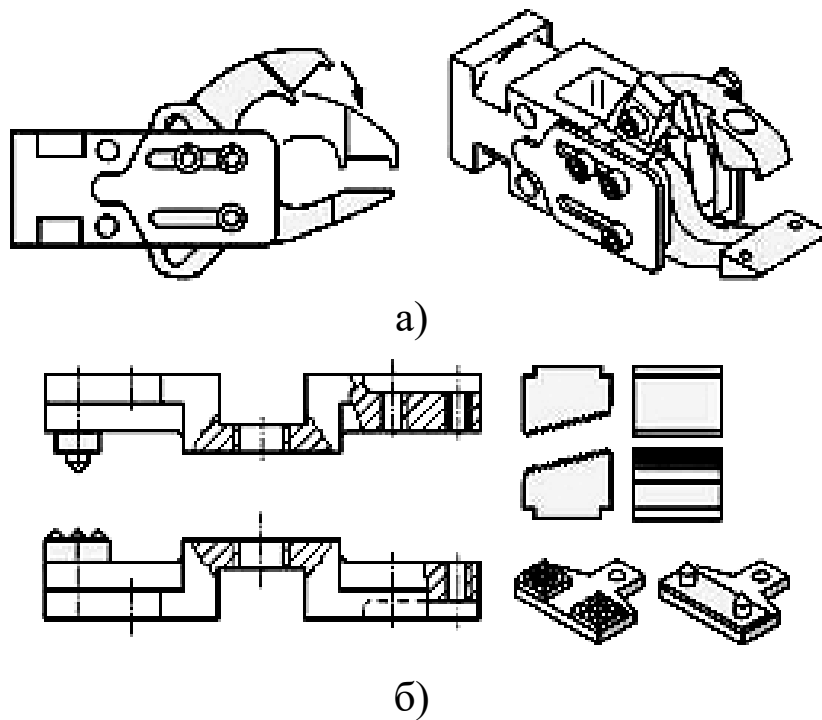


Рис.8.14. Базуючий ЗП з накладними затискними елементами:
 а – захватний пристрій; б – базуючі елементи

У деяких випадках у промисловості використовуються механічні ЗП з однорухомим затискним елементом. Тобто привод і передавальний механізм зв'язані тільки з одним затискним

елементом, а інший нерухомий. Приклади таких виконань ЗП представлено на рис.8.15 та рис.8.16.

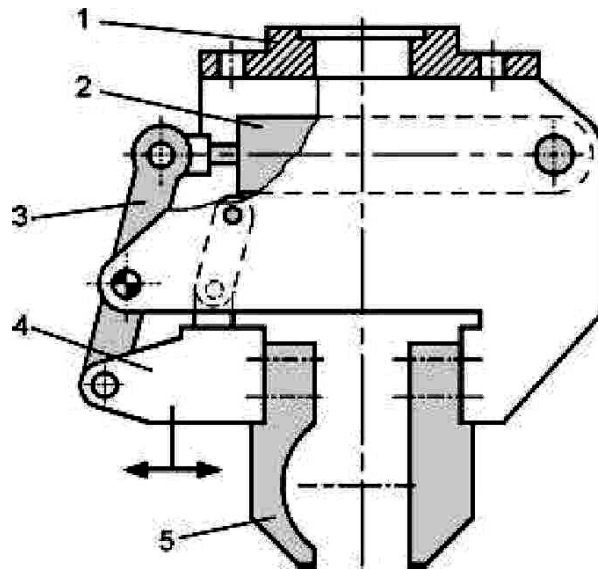


Рис.8.15. ЗП з однорухомим затискним елементом плоско-паралельної дії:

1 – приєднувальний фланець; 2 – гідро (пневмо) циліндр; 3 – важіль; 4 – кронштейн; 5 – затискні елементи

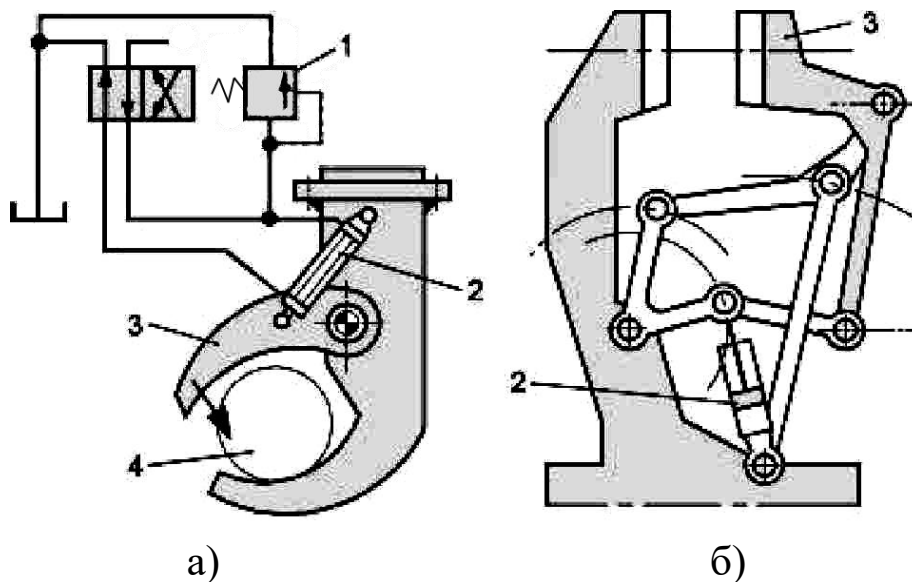


Рис.8.16. Кутові ЗП з однорухомим затискним елементом (а) та з шестиланковим важільним механізмом (б):

1 – запобіжний клапан; 2 – циліндр; 3 – рухомий важіль; 4 – деталь

Під час проектування захватних пристроїв необхідно враховувати, що робот встановлює деталь на верстат однієї форми і

розмірів, а після обробки забирає деталь іншої форми і розмірів. Прилаштованість захватного пристрою до такої зміни деталі значно покращує умови роботи промислового робота.

Одним з прикладів такої прилаштованості є розробки фірми Robotiq, а саме двопальцевий ЗП з підвищеною гнучкістю. Даний ЗП дає можливість затискати та утримувати деталі різних розмірів та форми (рис.8.17).

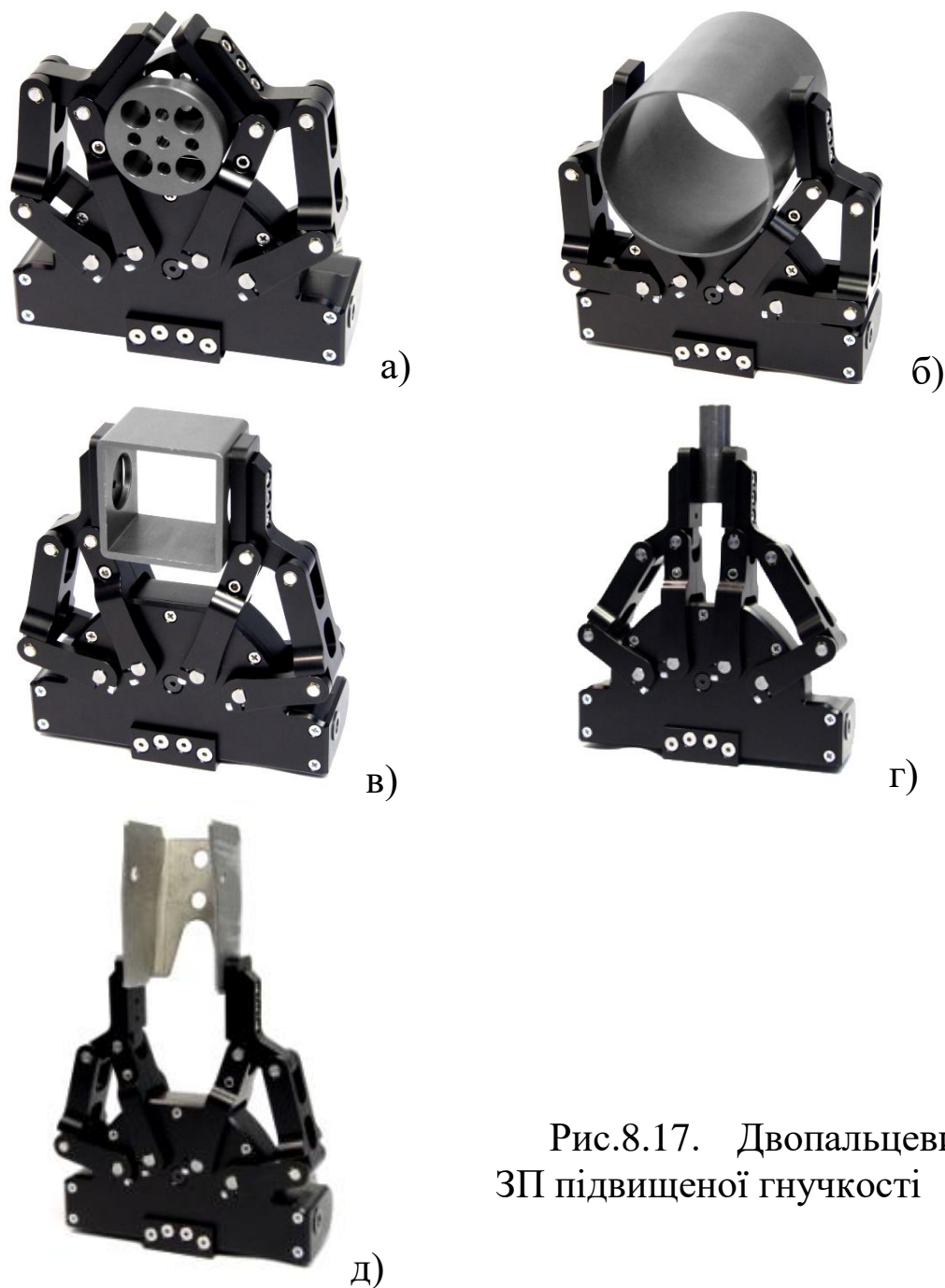


Рис.8.17. Двопальцевий ЗП підвищеної гнучкості

Якщо деталь має значну довжину, то доцільно використовувати захвати з двома парами затискних важелів. Для

довгих деталей також використовують варіант виконання ЗП зі спеціальними затискними елементами з подовженою базою, як це показано на рис.8.18.

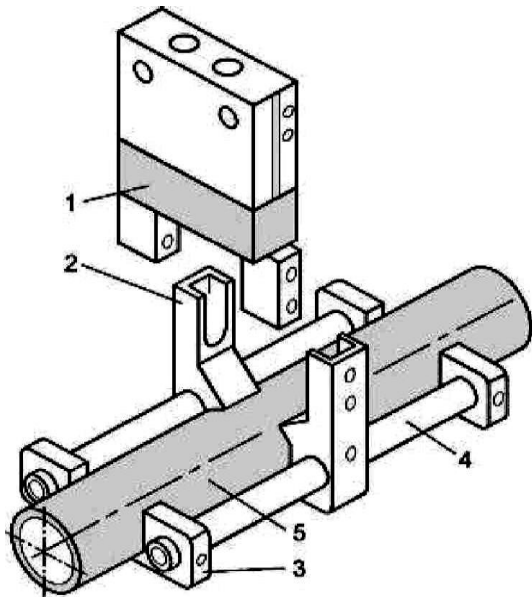


Рис.8.18. Конструкція ЗП для затиску довгих деталей:

- 1 – ЗП з паралельно рухомими губками;
- 2 – затискні важелі;
- 3 – додаткові затискні елементи;
- 4 – штанга;
- 5 – деталь

Іншим прикладом широкого діапазону розмірів утримуємих деталей можливо забезпечити спеціальним широкодіапазонним ЗП (рис.8.19). Конструкція такого пристрою може бути реалізована наступними компонентами: 1 – корпус; 2 – гвинт; 3 – напрямні; 4 – редуктор; 5 – затискні елементи; 6 – драйвер приводу; 7 – серводвигун; 8 – деталь. Затискні важелі даних ЗП можуть бути виконані з різними розмірами затискних призм для утримування менших та більших розмірів деталей типу тіл обертання.

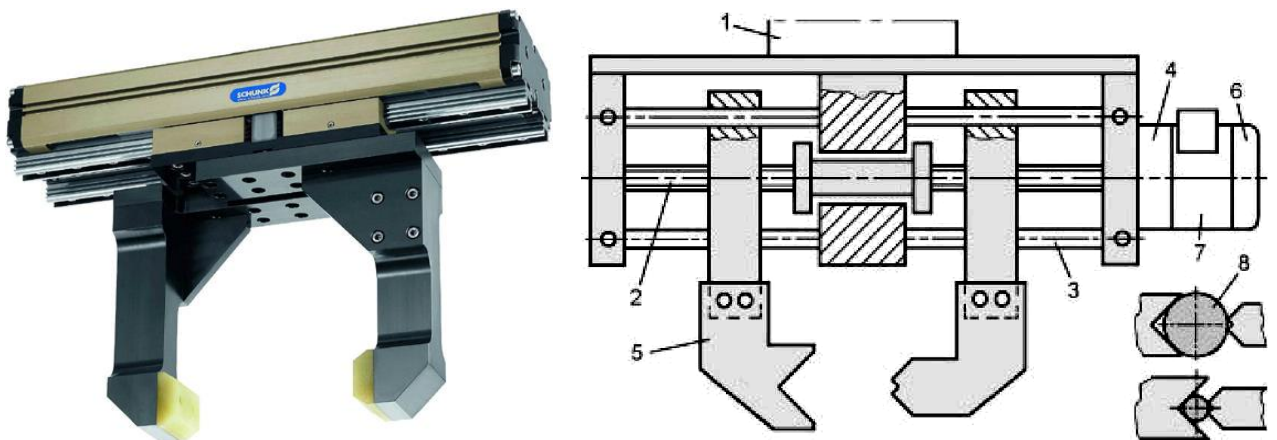


Рис.8.19. Широкодіапазонний ЗП із сервоприводом

Збільшувати діапазон утримуваних деталей можливо також за допомогою регульованих напрямних, до яких приєднуються

затискні важелі або затискні елементи. Прикладом таких механізмів може бути регульована шкала з паралельно-рухомих затискних важелів, що встановлюється в напрямних ЗП (рис.8.20).

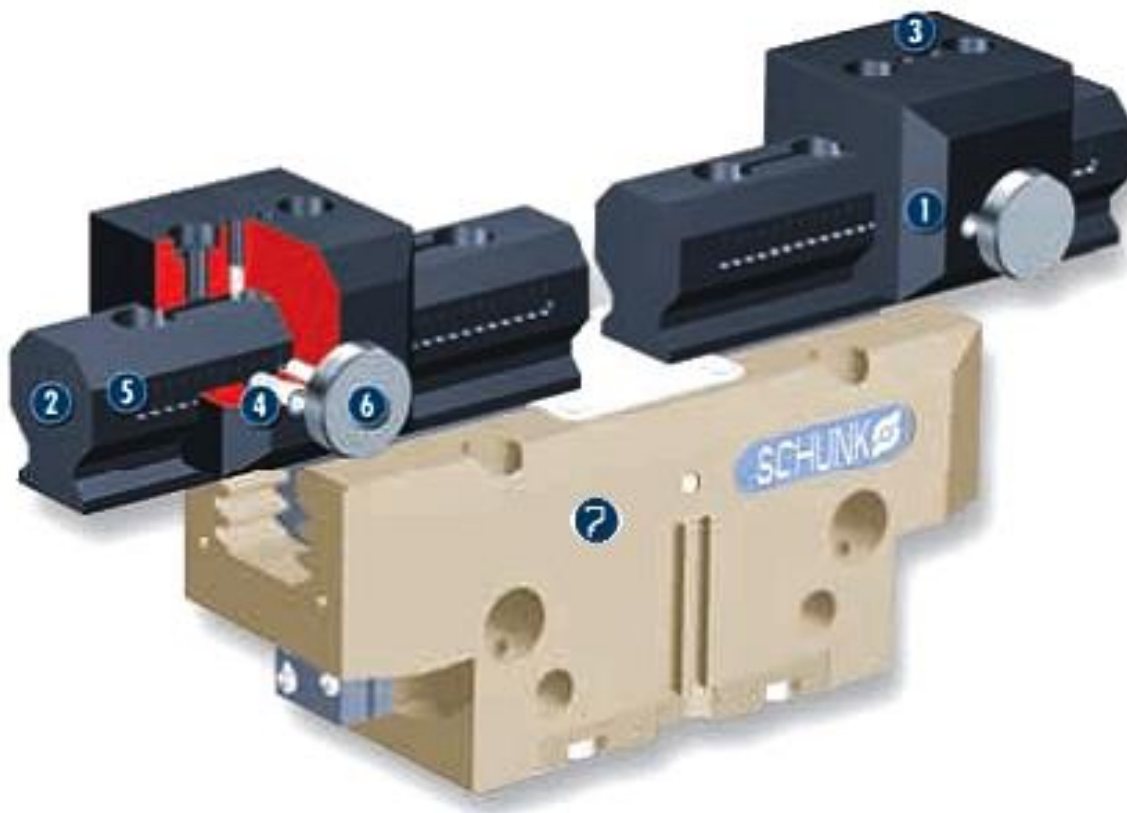


Рис.8.20. Механізм для збільшення діапазону розкриття затискних елементів:



1 – кронштейн; 2 – регульовані напрямні; 3 – місця кріплення затискних важелів (або затискних елементів); 4 – фіксатор; 5 – шкала; 6 – регулятор; 7 – корпус ЗП

Приклади деяких інших типових захватних пристроїв промислових роботів наведено на рис.8.21, 8.22, 8.23, 8.24, 8.25.

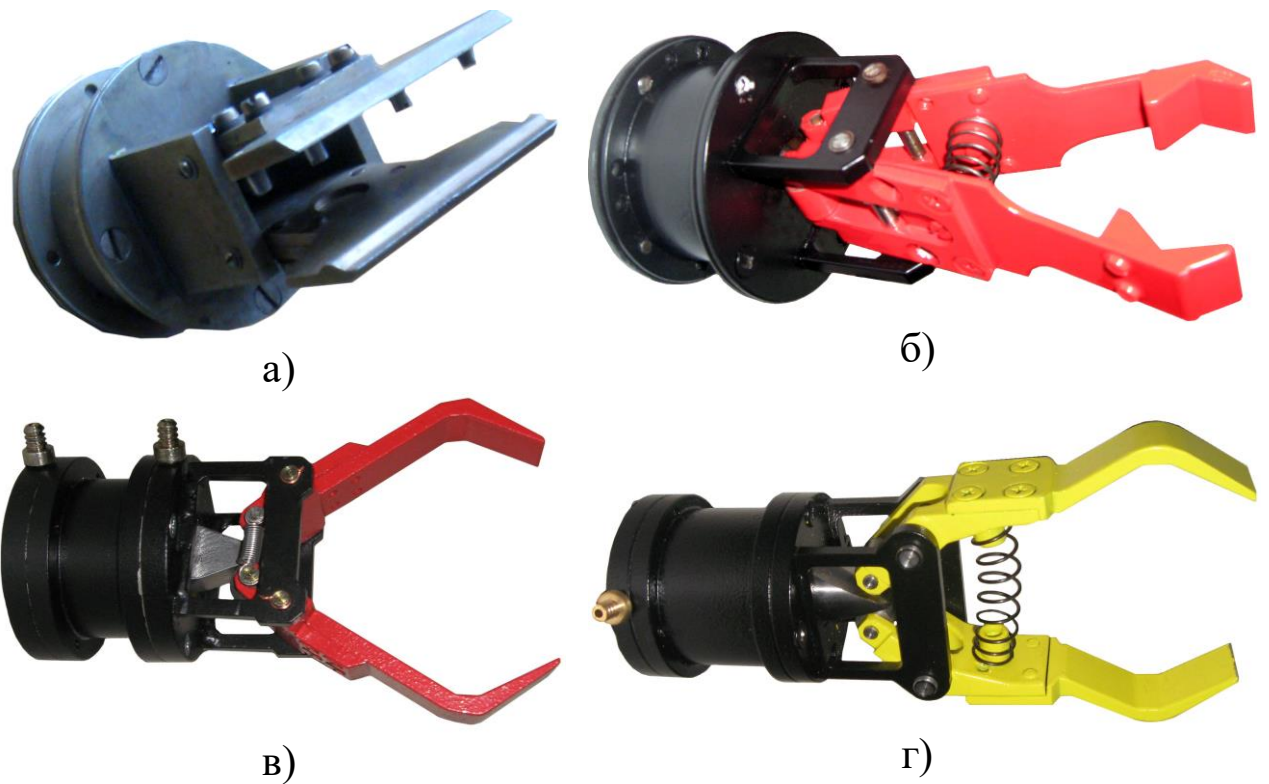


Рис. 8.21. Конструкції захватних пристроїв, розроблених на кафедрі технології машинобудування КНТУ

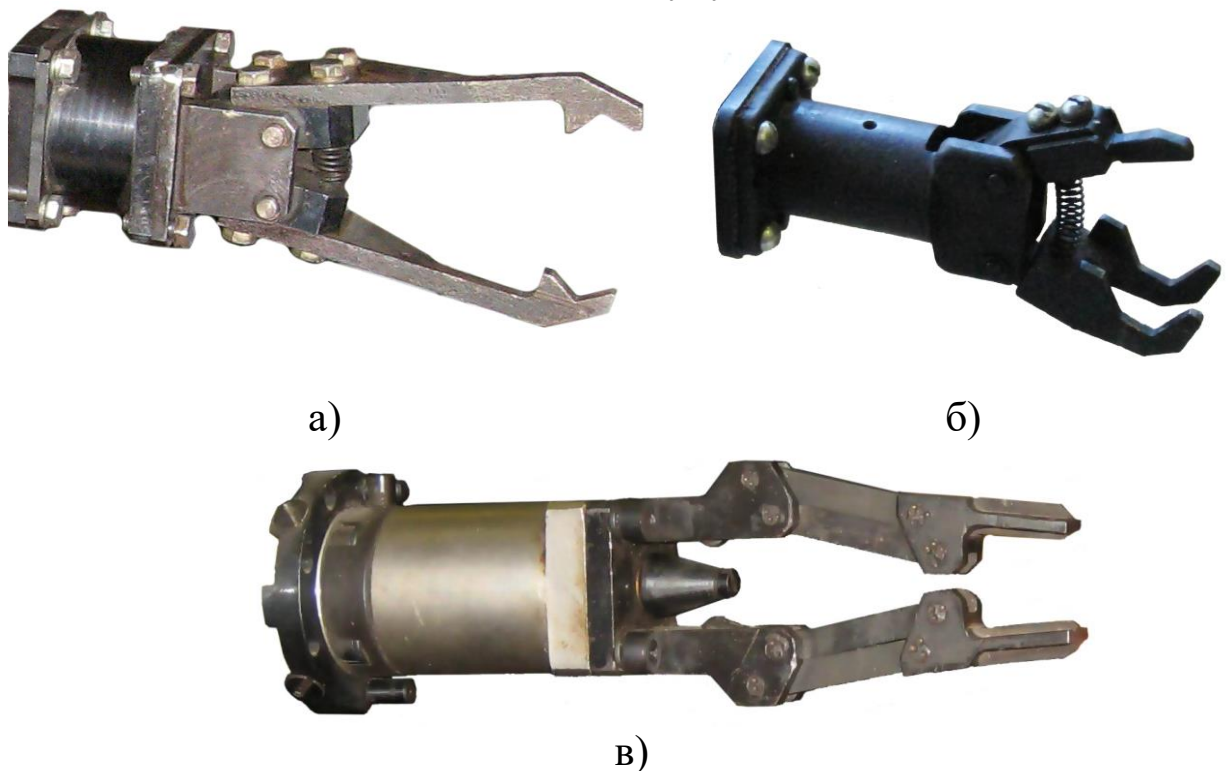
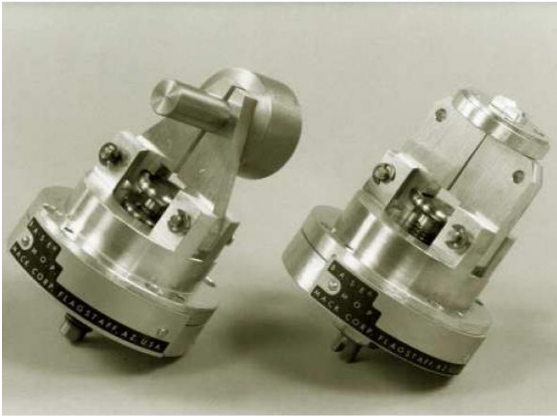


Рис. 8.22. Типові конструкції механічних захватних пристроїв: а – промислового робота “Бриг-10”; б – промислового робота “РФ-202М”; в – промислового робота “Ритм-05”



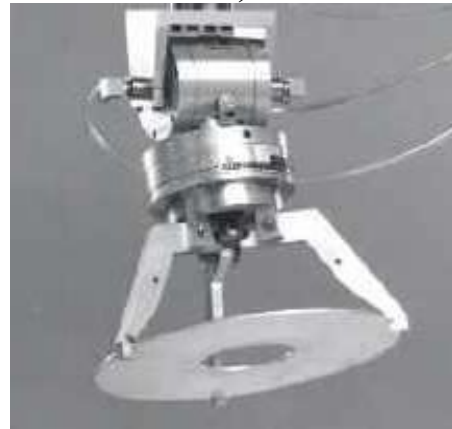
а)



б)

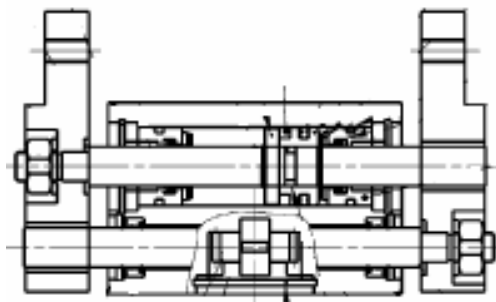


в)

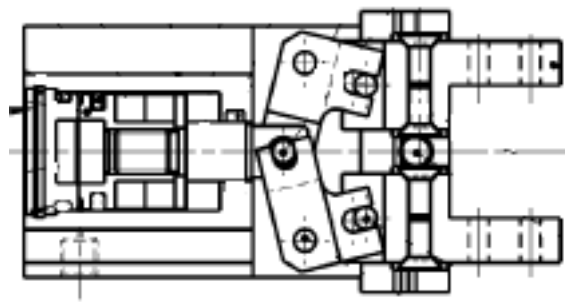


г)

Рис.8.23. Захваты фірми MACE Corporation (США):
а – двопальцевий захват; б, г – трипальцеві захвати; в –
чотирьопальцевий захват



а)



б)

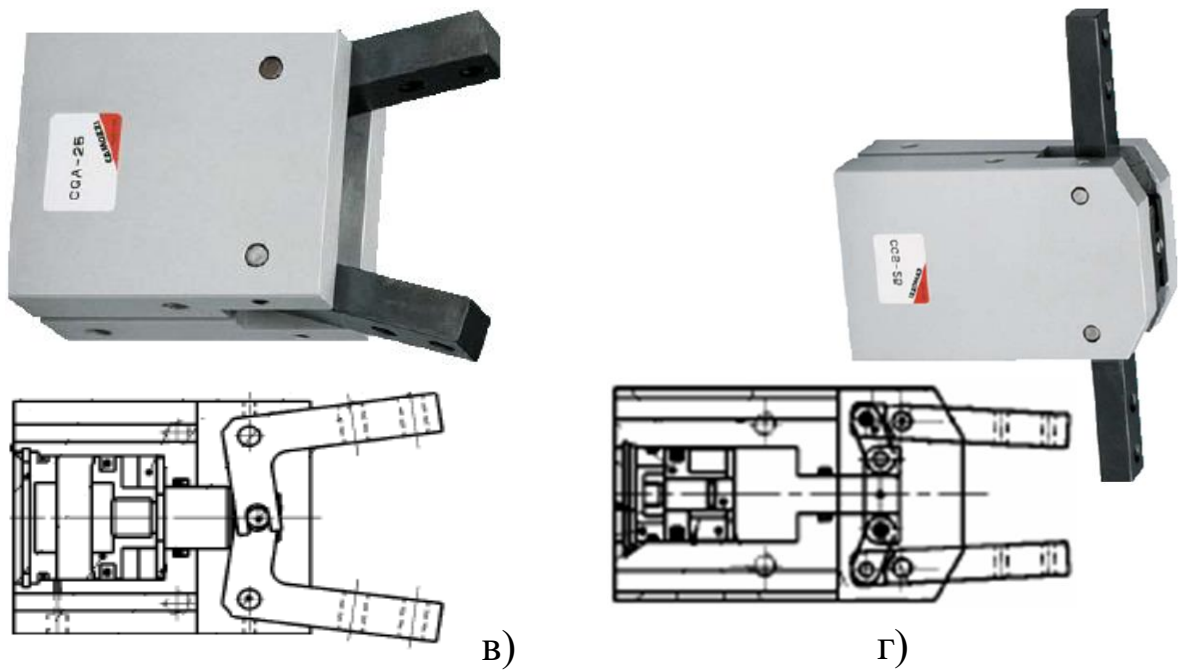


Рис. 8.24. Захвати фірми Samozzi (Італія):
 а, б – з паралельно-рухомими губками;
 в, г – з обертово-рухомими губками

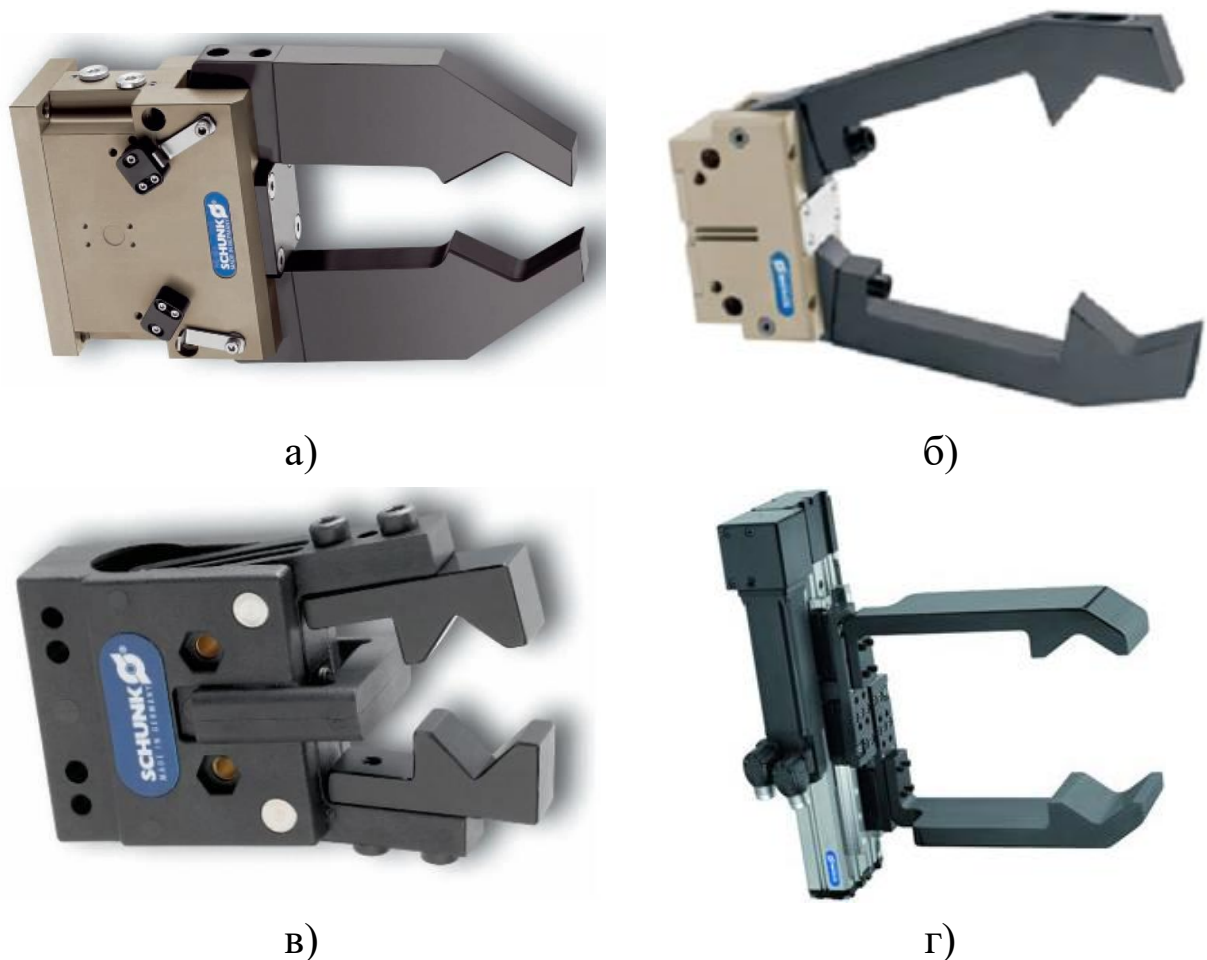


Рис.8.25. Захвати фірми SCHUNK (Німеччина)

Досить часто механічні ЗП реалізують поєднанням проміжних передач різного типу, що дає додаткові можливості конструкції. На рис.8.26 представлено приклади кутових ЗП. Особливістю ЗП на рис.8.26, а, є те, що в нього затискні важелі розкриваються на кут до 180°. ЗП на рис.8.26, б, має додаткову підтримуючу ланку і утримує деталь без зміщення незалежно від її розміру.

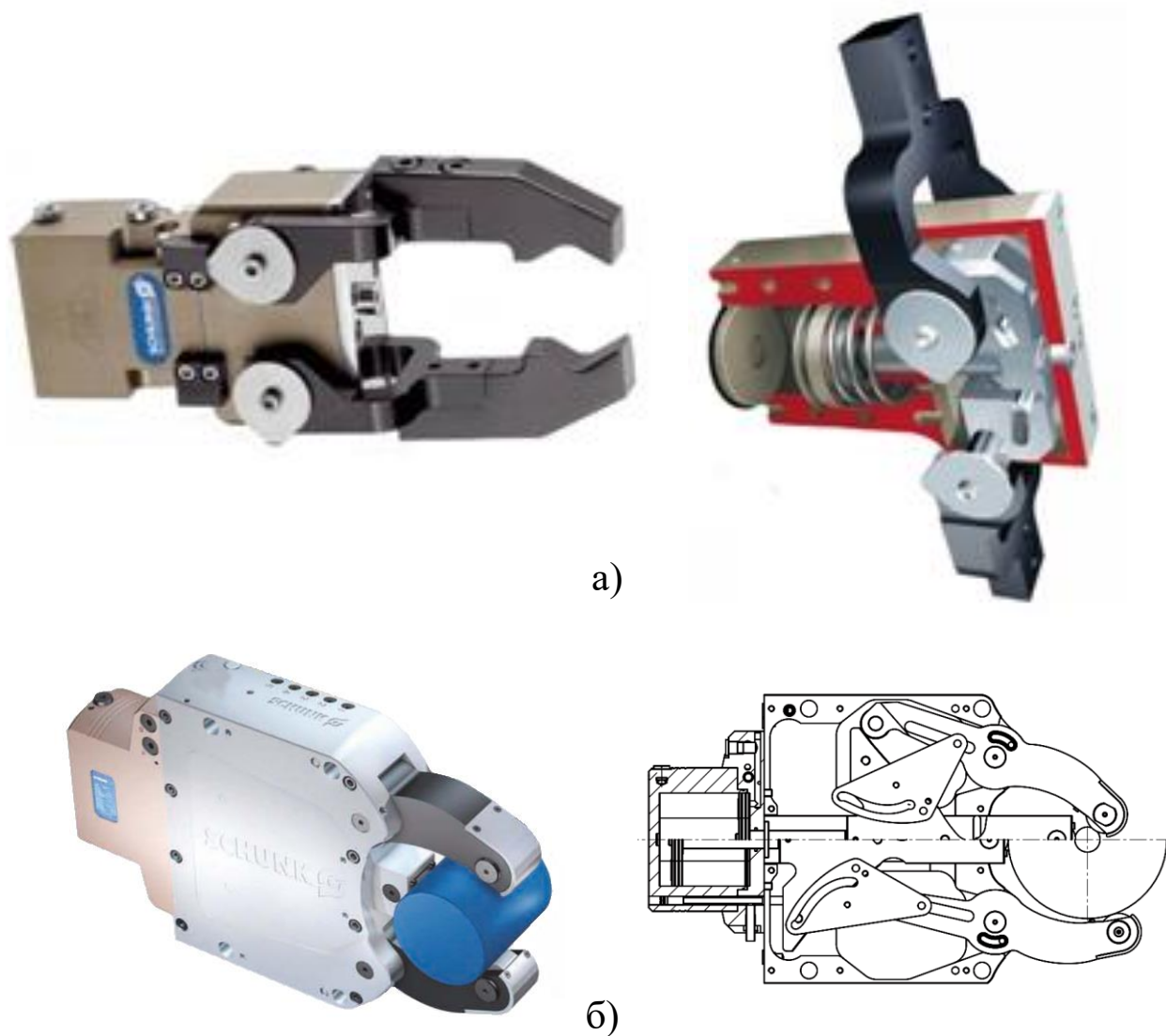


Рис.8.26. Кутові ЗП фірми SCHUNK

Зубчато-рейкові проміжні механізми знайшли широке застосування в конструкціях механічних ЗП. Фрагментом оригінального виконання ЗП із зубчато-рейковими проміжними механізмами є конструкція, представлена на рис.8.27.

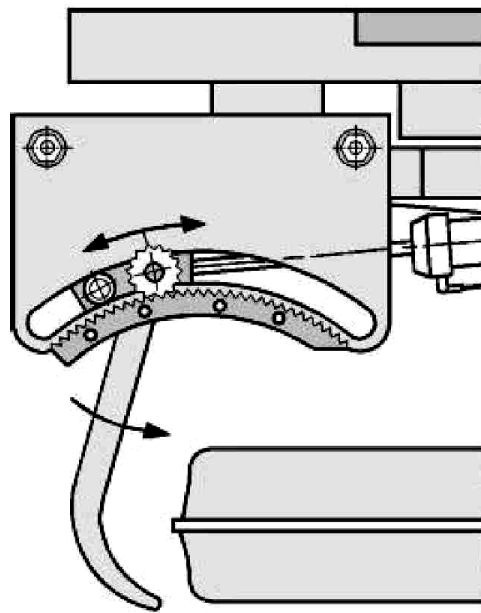


Рис.8.27. Фрагмент конструкції ЗП із зубчато-рейковим проміжним механізмом

На рисунках 8.28 – 8.30 представлено інші приклади конструкцій рейкових широкодіапазонних центруючих ЗП для деталей типу тіл обертання і корпусних деталей.

На рис.8.28, а, показано ЗП, призначений для гладких і ступінчастих валів. Профіль губок забезпечує центрування валів у широкому діапазоні розмірів. Дві пари поворотних губок 1 вільно розміщені на осях 7. На губках виконані зубчаті сектори 8, що входять попарно в зачеплення з рейками 3, які пов'язані з важелями 4, створюючими шарнірний паралелограм. Важелі 4 шарнірно пов'язані з тягою 2 привода. Такий пристрій забезпечує незалежну роботу кожної пари губок, що необхідно для захоплення і центрування ступінчастих валів. Ділянки 5 профілю губок мають меншу товщину порівняно з товщиною ділянок 6. Це забезпечує підхоплення і центрування деталей, розташованих з кутовим зсувом, а також гарантує центрування ступінчастої деталі.

На рис.8.28, б, показано двопальцевий центруючий широкодіапазонний ЗП, принцип дії якого аналогічний описаному вище. Пристрій на рис.8.28, в, відрізняється тим, що одна з його губок укорочена, чим забезпечується компактність конструкції і

досягаються менші зазори між деталями, що розміщуються в орієнтуючій тарі. Проте для таких конструкцій потрібне точне виконання осей симетрії ЗП і деталі перед її затиском.

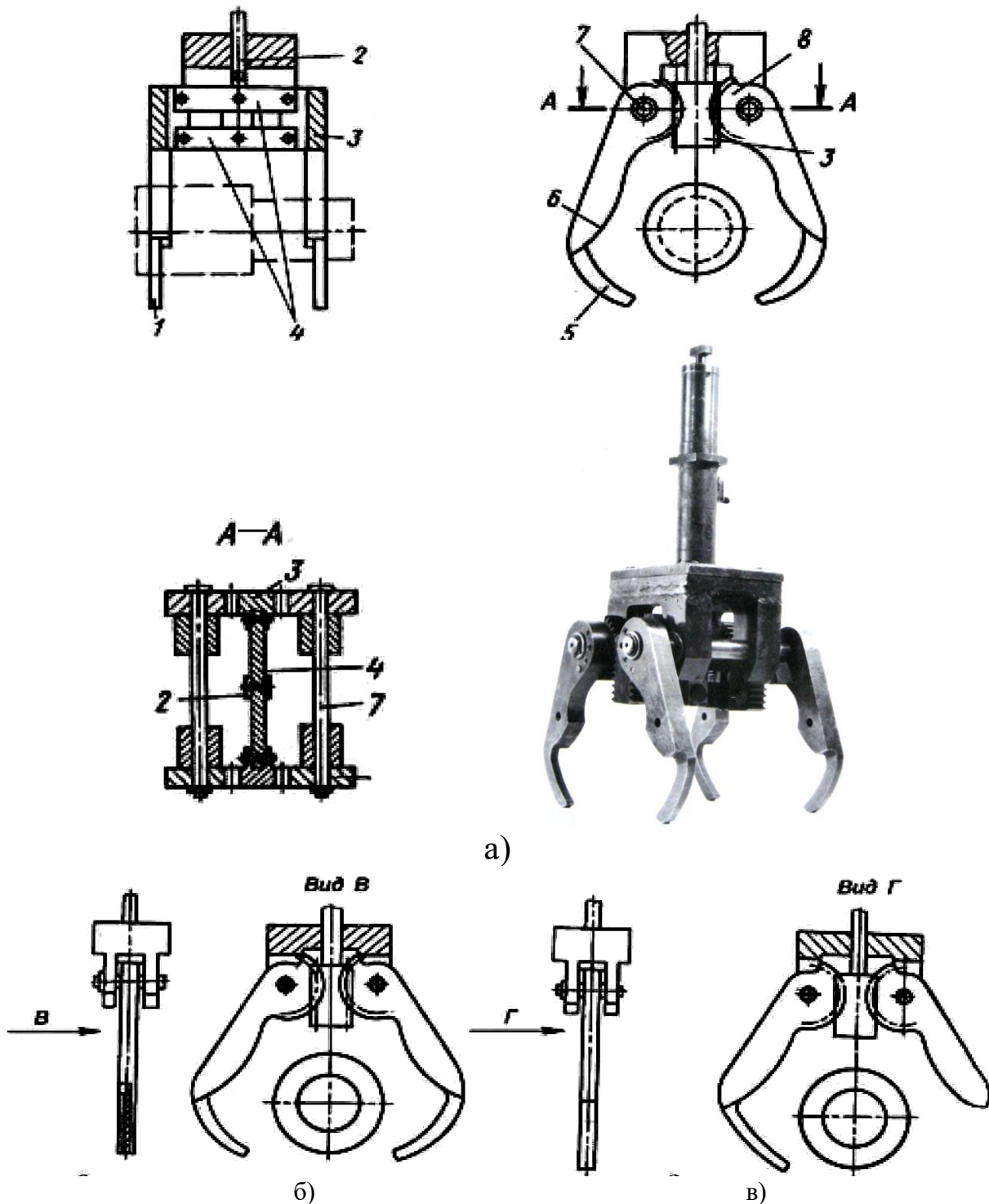


Рис.8.28. Широкодіапазонні ЗП з рейковими проміжними передачами:

1 – губки; 2 – тяга; 3 – рейка; 4 – важелі; 5, 6 – затискні елементи спеціального профілю; 7 – вісь; 8 – зубчаті сектори

Центруючий широкодіапазонний ЗП (рис.8.29, а) оснащено трьома робочими губками спеціального профілю, на яких виконані зубчаті сектори. Дві губки 1 і 2 вільно встановлені на загальній осі 10. Зубчаті сектори губок 1 і 3 (встановлені на осі 4) зчеплені з однаковими шестернями 6 і 8, які знаходяться в зачепленні з рейкою 7, сполученою з тягою 5 приводу ЗП. Зубчатий сектор губки 2 пов'язаний з проміжним колесом 9, зчепленим з шестернею 8. Під час переміщення тяги 5 і рейки 7 всі три губки повертаються до центру ЗП на рівні кути, центруючи деталь.

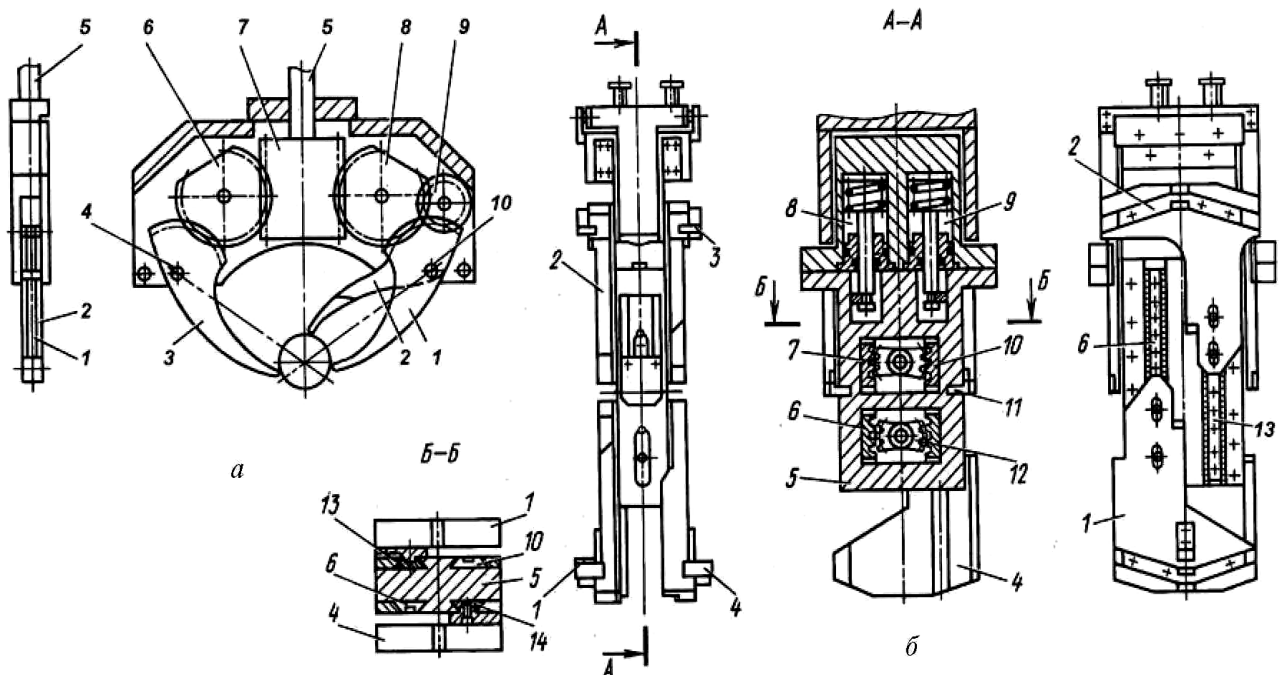


Рис.8.29. Центруючі ЗП із комбінованими зубчато-рейковими передавальними механізмами:

- а – широкодіапазонні ЗП: 1,2,3 – губки; 4 – вісь; 5 – тяга;
 6,8 – шестерня; 7 – зубчата рейка; 9 – проміжне зубчасте колесо;
 10 – вісь; б – вузькодіапазонні двопозиційні ЗП: 1,2,3,4 – призми;
 5 – корпус; 6,10,13,14 – лінійки; 7,12 – зубчасті колеса;
 8,9 – гідроциліндри; 11 – цапфи

Центруючий вузькодіапазонний двопозиційний ЗП послідовної дії для фланців (рис.8.29, б) має подовжений прямокутний корпус 5, у якого з двох сторін виконано дві пари напрямних. У цих напрямних переміщуються лінійки 6, 10, 13, 14 з

рифленнями, до яких гвинтами кріпляться призми 1, 2, 3, 4. На кожній стороні лінійки попарно входять в зачеплення між собою за допомогою рейок і зрізаних зубчатих коліс 7 і 12. Таке з'єднання обумовлює зустрічний рух призм і центрує деталі. Лінійки 6 і 10 приводяться в рух гідроциліндрами 8 та 9, вбудованими у ЗП. Хід призм, обмежений ходом циліндрів, визначає діапазон ЗП в межах однієї розмірної наладки. Переналадка з розміру на розмір проводиться перезакріпленням призм. Одна з позицій ЗП застосовується як завантажувальна, друга як розвантажувальна. Місця позицій міняють поворотом ЗП на 180°. До руки робота ЗП прикріплено на цапфах 11 так, що може відхилитися на невеликий кут. Це забезпечується завдяки спеціальним пружинам або іншим пристроям, притисканням торця деталі до патрона верстата.

Центруючі широкодіапазонні ЗП з паралельним переміщенням губок, що здійснюється комбінацією рейкових і важельних передач, показані на рис.8.30. У конструкції на рис.8.30, а, рух затиску деталі від центрального валика 1, на якому укріплена шестерня планетарної передачі, передається водилу, а від нього через конічні шестерні 2 – двом зубчатим колесам 3, пов'язаним з криволінійними рейками 4. Рейки нарізані на планках, що замикають шарнірні чотириланкові елементи, до яких кріпляться губки 5. Конструкція відрізняється великим ходом губок і компактністю.

У пристрої на рис.8.30, б, внутрішні важелі 3 і 4 через зубчаті сектори входять в зачеплення з рейкою 6, сполученою з тягою приводу ЗП. Важелі попарно (2, 3, 4, 5) сполучені з планками 7 і 8, що несуть затискні губки 9, і разом з корпусом 1 утворюють два шарнірні паралелограми, що забезпечують прямолінійне симетричне переміщення губок і, отже, центрування корпусних і плоских деталей (з губками 9) або тіл обертання з різною орієнтацією осей (з губками 10).

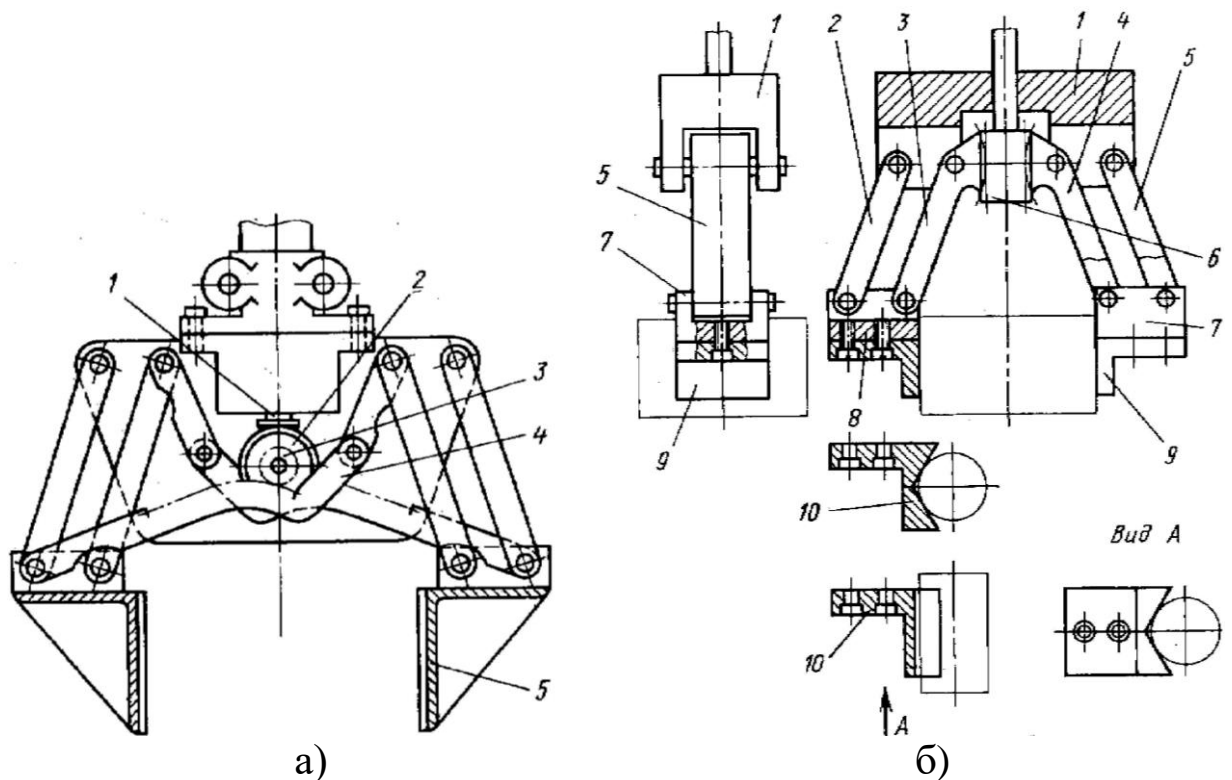


Рис.8.30. Центруючі широкодіапазонні механічні ЗП з паралельним переміщенням губок:

- а** – з планетарною передачею: 1 – валік; 2 – конічні шестерні; 3 – зубчасті колеса; 4 – криволінійні рейки; 5 – губки;
- б** – з рейковою передачею: 1 – корпус; 2,3,4,5 – важелі; 6 – зубчаста рейка; 7,8 – планки; 9,10 – губки

Приклади центруючих ЗП фірми Fujitsu Fanuc Ltd (Японія) показана на рис.8.31. Відмінності даних ЗП полягають в застосуванні плоских губок, що сполучені з поворотними важелями і зберігають своє кутове положення завдяки шарнірним паралелограмам, а також в конструкції ЗП рух важелів здійснюється пневмодвигуном через черв'ячні передачі. Між собою ЗП відрізняються характером кріплення до руки робота. ЗП на рис.8.31, а, закріплено на пружинах, розташованих симетрично до осі виробу, що затискується, чим досягається притискання торця деталі до баз під час завантаження верстата. ЗП на рис.8.31, б, закріплено жорстко, але має привід, який може повертати ЗП разом із затиснутим виробом навколо осі симетрії на деякий кут. Така

корекція буває необхідна при обробці корпусних деталей для компенсації їх повороту, який відбувається під час перенесення деталей роботом з позиції на позицію. ЗП на рис.8.31, в, має і пружинну підвіску, і механізм повороту.

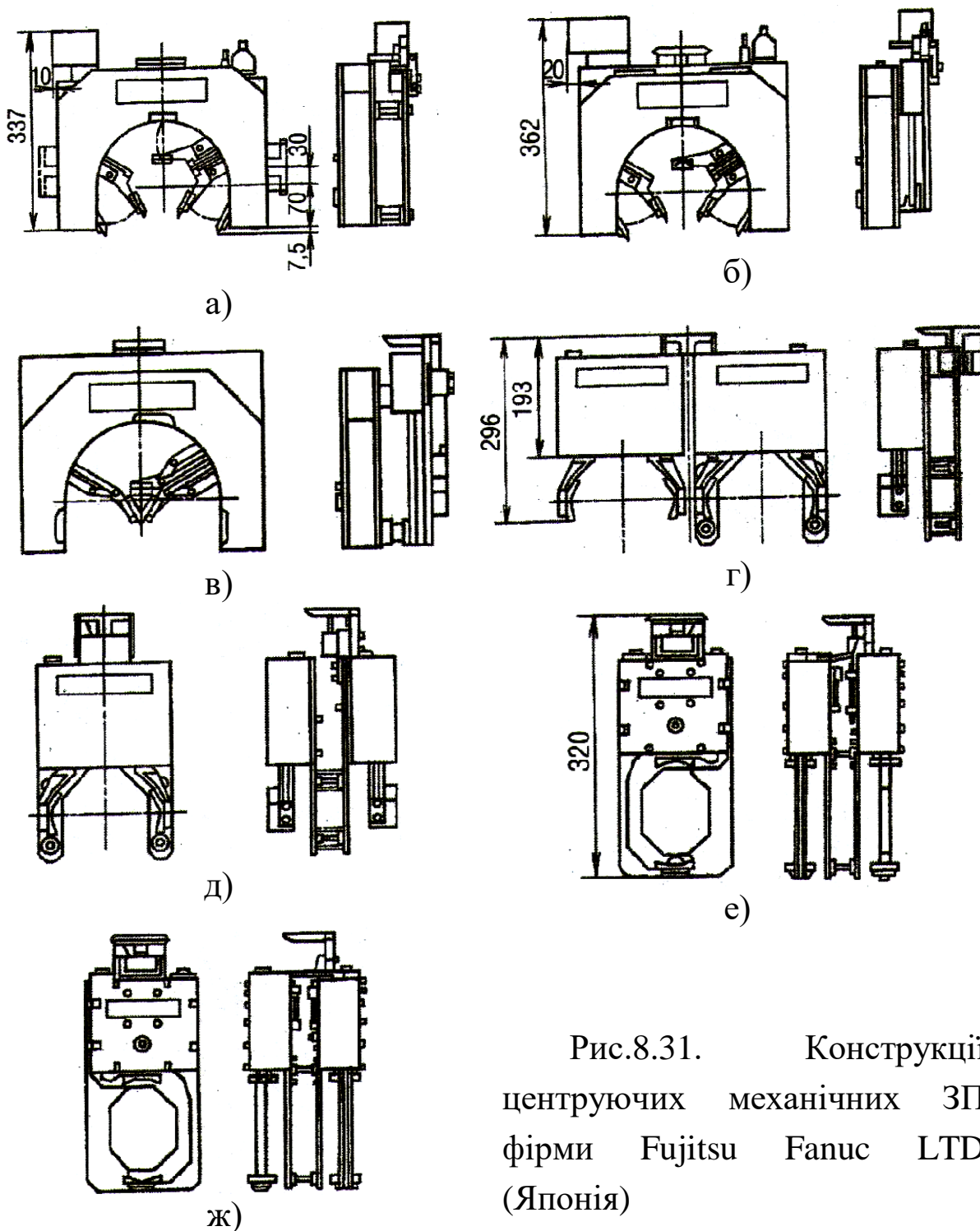
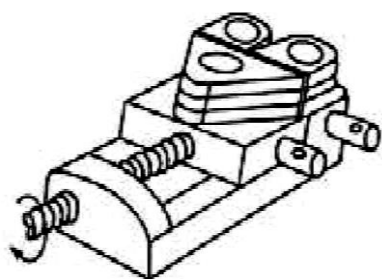


Рис.8.31. Конструкції центруючих механічних ЗП фірми Fujitsu Fanuc LTD (Японія)

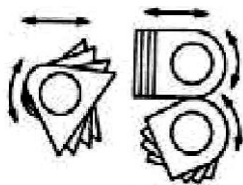
ЗП на рис.8.31, г, є важливими конструкціями з пневмоприводом, у яких розташування осей симетрії не залишається постійним при захопленні деталей різних розмірів.

Похибки при необхідності корегуються перепрограмуванням переміщень руки. Пристрої на рис.8.31 д, е, – двозахватні, складаються з пари однакових по конструкції ЗП: розвантажувального і завантажувального. Завантажувальний ЗП приєднано до руки на симетрично розташованих пружинах для притискування торця заготовки до баз пристрою, а розвантажувальний ЗП закріплено жорстко. Конструкції типів що на рис.8.31 г, д, розрізняються розташуванням завантажувального і розвантажувального ЗП. У пристрої на рис.8.31, е, затискні призми переміщуються уздовж осі руки робота. Пристрій на рис.8.31, ж, є дзеркальним відображенням пристрою що на рис.8.31, е.

Переналадка механічних ЗП на роботу з деталями різних типорозмірів і форми найчастіше здійснюється зміною робочих губок.



а)



б)



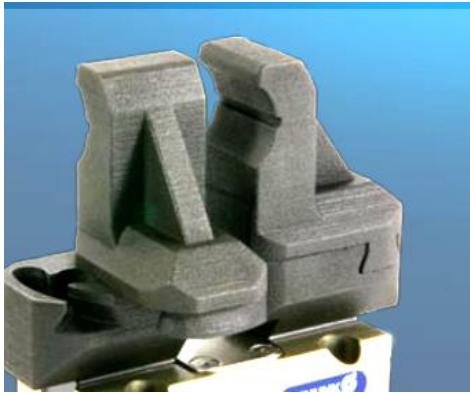
в)



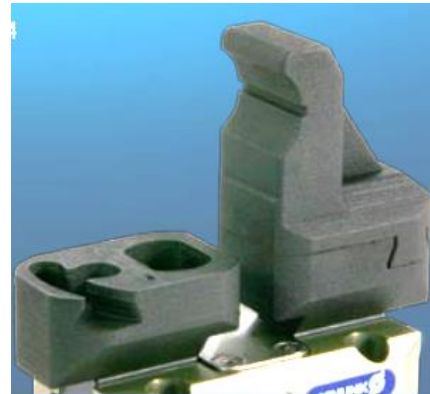
г)



д)



ж)



з)

Рис.8.32. Переналагоджувані базуючі ЗП:


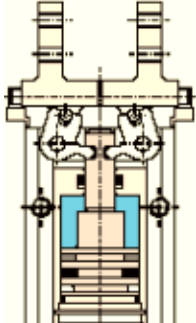
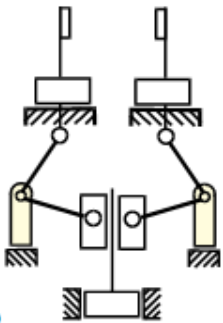

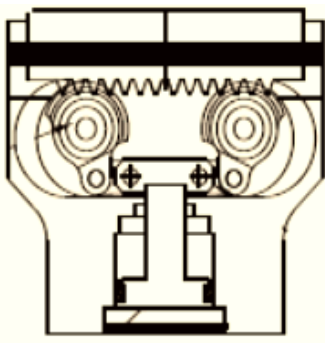
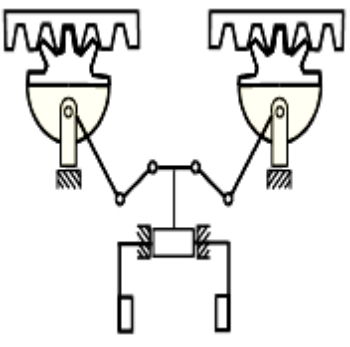

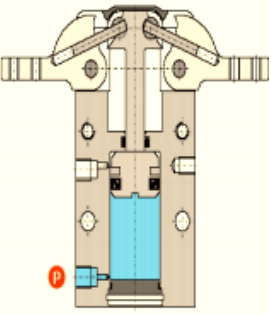
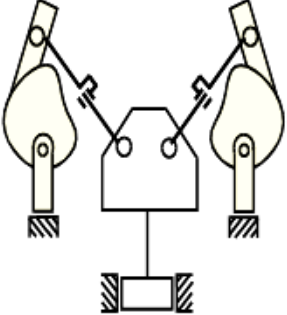

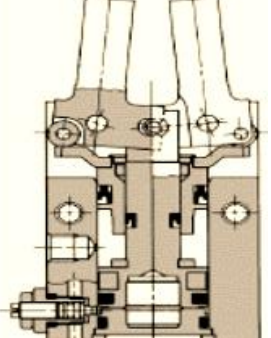
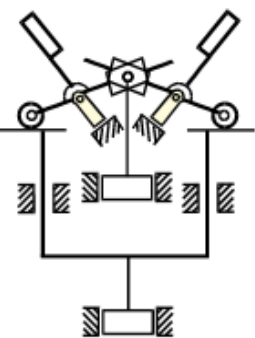
а, б, в – оснащені пакетом пластин-губок, що встановлюються за формою та розмірами об'єкта маніпулювання; г-з – швидкозмінні затискні елементи

У центруючому ЗП з гвинтовим приводом, показаному на рис.8.32, а, переналадка на типорозмір і форму об'єкта маніпулювання забезпечується переустановленням пакетів вільно розташованих пластин-губок з подальшим їх закріпленням (рис.8.32, б) для маніпулювання з об'єктами різних форм і розмірів (рис.8.32, в). На рис.8.32, г, д, ж, з, показано швидкозмінні затискні елементи фірми SCHUNK та етапи їх зняття із ЗП. Багато з описаних вище широкодіапазонних пристроїв оснащуються відповідним приводом, що дає можливість працювати в даному режимі. За рахунок регулювання ширини розкриття губок зменшується час затиску-розтиску деталей, більшою кількістю деталей завантажуються приймальні пристрої (орієнтуючі магазини), робот працює з деталями різних типорозмірів. Управління роботою ЗП полегшує сенсорне його оснащення, що також розширює функціональні можливості ЗП. Провідні фірми (Schunk, Camozzi, Gimatic, Mack Corporation) постійно вдосконалюють свої розробки, їх конструкції відрізняються своєю компактністю і максимальною функціональністю. У табл.8.4 наведено приклади конструкцій фірми Gimatic, які представляють

собою поєднання різних проміжних механізмів при мінімальних масо-габаритних характеристиках ЗП.

Таблиця 8.4

Захватні пристрої роботів фірми Gimatic

Дизайн	Конструкція ЗП	Кінематична схема
1	2	3
3 паралельно рухомими затискними елементами		
		
		
3 кутовим рухом затискних елементів		
		
		

1	2	3
З плоско-паралельним рухом затискних елементів		

На рис.8.33 представлені конструкції ЗП фірми Schunk з радіальним переміщенням губок, де: 1, 2 – затискні елементи; 3 – важелі; 4 – поршень; 5 – циліндр; 6 – рухомий сектор; 7 – шток; 8 – клин; 9 – зубчастий сектор; 10 – зубчасте колесо; 11 – вісь; 12 – корпус; 13,16 – канали доступу стиснутого повітря; 14 – кришка; 15 – втулка. Такі конструкції часто виконуються за принципом трьох кулачкових патронів з трьома та більше затискними губками.

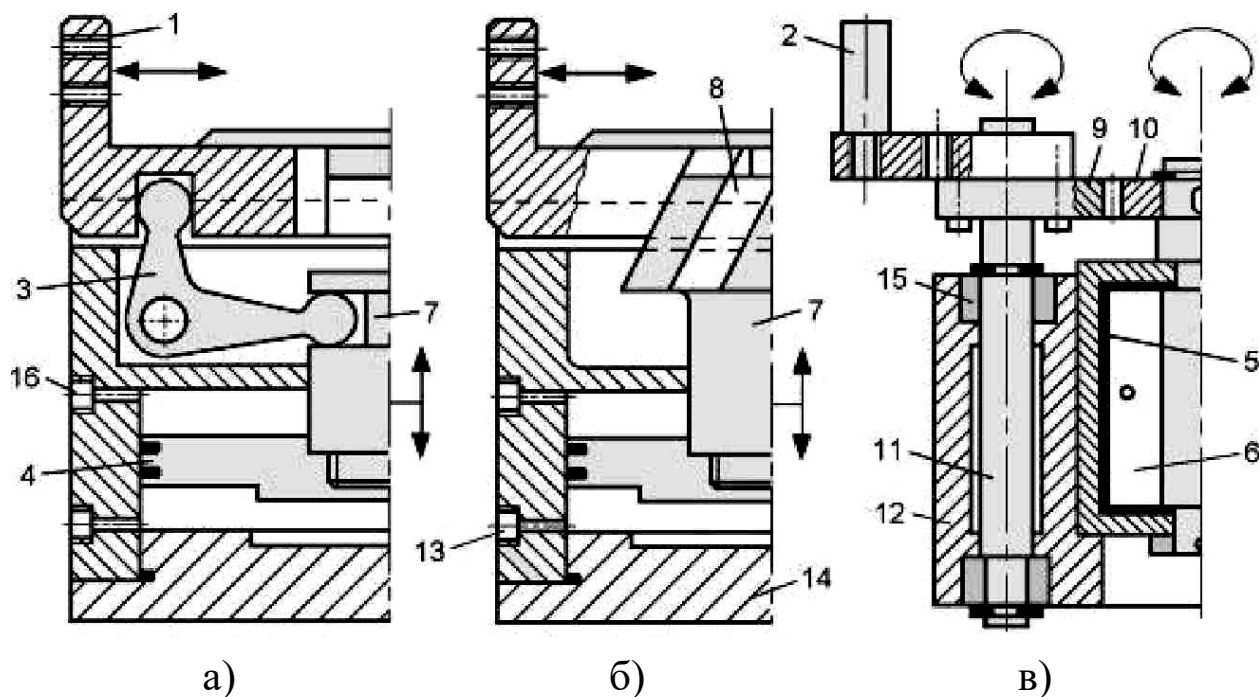


Рис.8.33. ЗП з радіальним переміщенням губок:

- а – ЗП з важільним проміжним механізмом;
- б – клиновим; в – зубчастим механізмом

На рис.8.34 приведено приклади напрямних, що використовуються в ЗП з паралельним переміщенням затискних елементів.

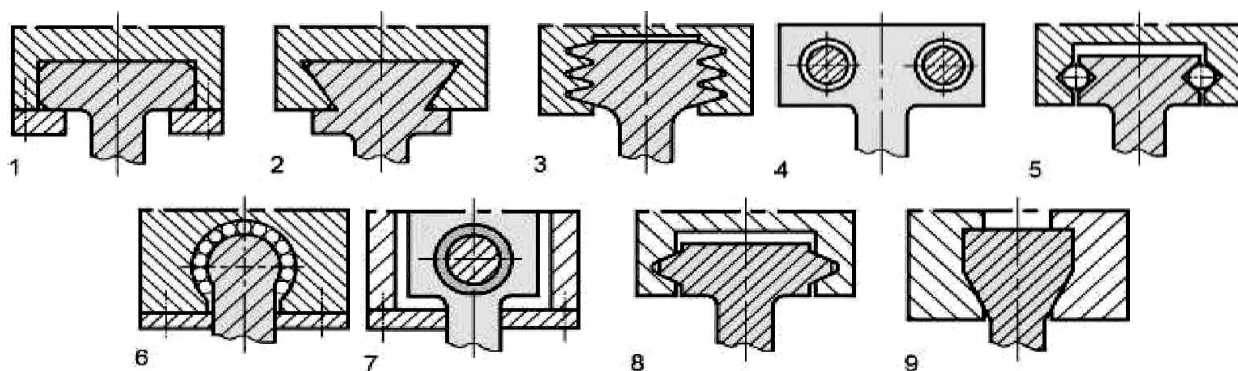


Рис.8.34. Конструкції напрямних ЗП:

1 – прямокутні; 2 – конусні; 3 – багатозаходні; 4 – з подвійною штангою; 5 – шарикові лінійні; 6 – шарикові колові; 7 – з оди-
нарною штангою; 8 – призматичні; 9 – трапецевидні

На рис.8.35. представлено конструкції ЗП фірми Schunk з кутовим переміщенням затискних елементів, де: 1 – затискні важелі; 2 – поршень; 3 – напрямні; 4 – привод; 5 – цівкове колесо; 6 – цівкова рейка; 7 – клин; 8 – канали доступу стиснутого повітря.

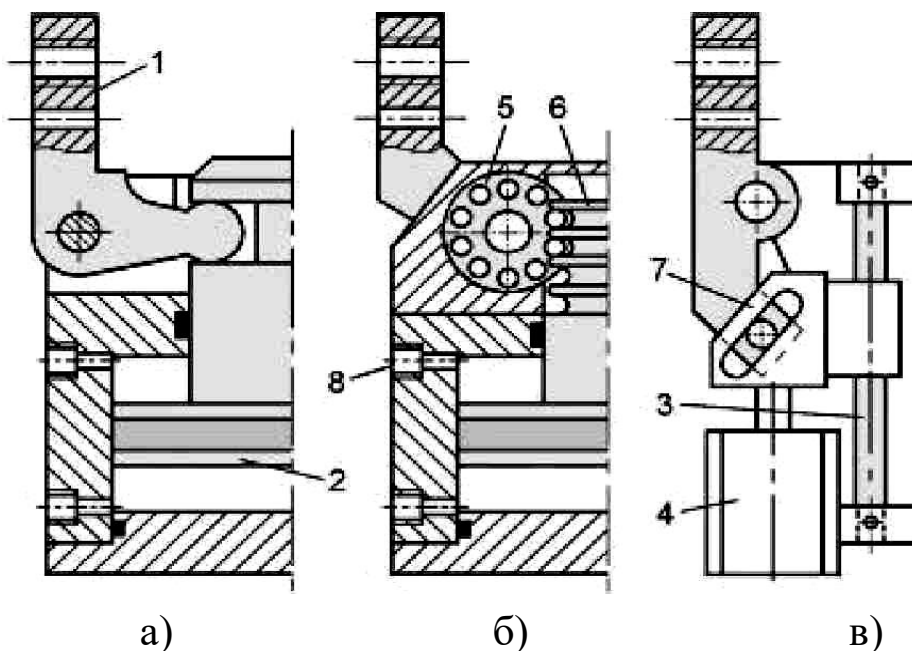


Рис.8.35. ЗП з кутовим переміщенням губок:

а – ЗП з важільним проміжним механізмом;

б – з цівковим; с – з клиновим

Приклад виконання конструкції ЗП з кулачковим проміжним механізмом приведено на рис.8.36.

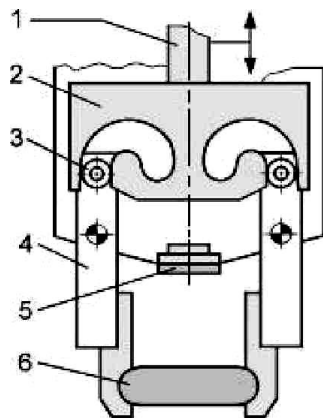


Рис.8.36. ЗП з кулачковим проміжним механізмом:

1 – шток приводу; 2 – кулачок; 3 – ролик; 4 – важіль;

5 – канал для змащення; 6 – деталь

На рис.8.37. представлено конструкції ЗП для затиску деталей за внутрішню циліндричну поверхню переважно коротких деталей.

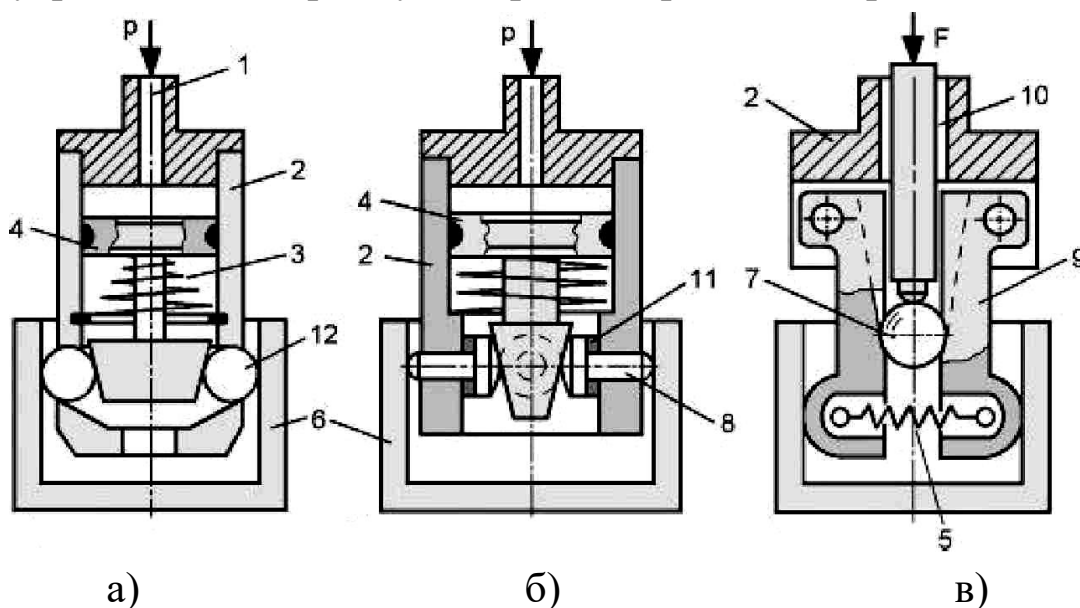


Рис.8.37. Конструкції ЗП для затиску деталей за внутрішню поверхню:

а – ЗП зі сферичними затискними елементами; б – пальцевими;

в – напівсферичними

На рис.8.37 представлено такі позначення: 1 – канал підведення стиснутого повітря; 2 – циліндр; 3 – конічна пружина; 4 – поршень; 5 – пружина розтиску; 6 – деталь; 7 – кулька; 8 –

затискний елемент; 9 – важіль; 10 – шток; 11 – ущільнення; 12 – кульковий затискний елемент. У даних ЗП кожен затискний елемент дає одну точку затиску.

На рис.8.38. Представлено конструкції ЗП для затиску деталей за внутрішню циліндричну поверхню переважно довгих деталей, де 1 – деталь; 2 – корпус приводу; 3 – поршень; 4 – пружина; 5 – затискні багатоточкові елементи; 6 – двоточкові затискні елементи. У таких конструкціях кожен затискний елемент дає дві та більше точок затиску.

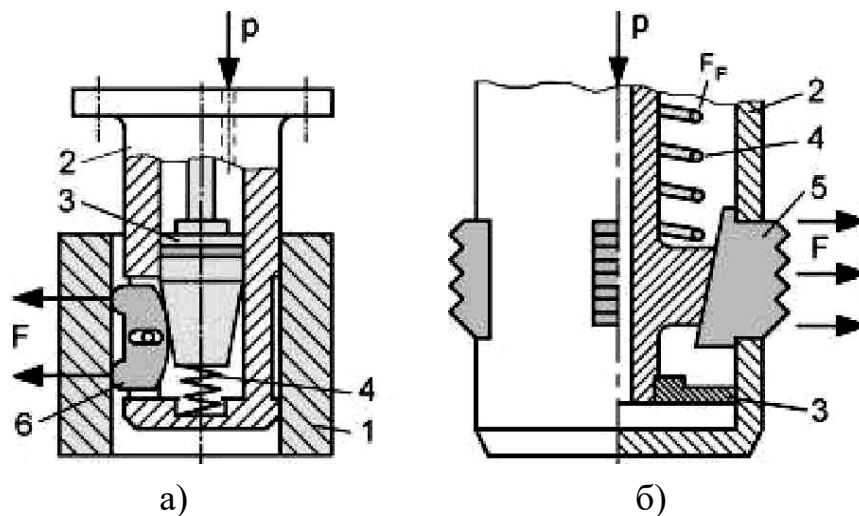


Рис.8.38. Конструкції ЗП для затиску деталей за внутрішню поверхню:

- а – ЗП із двоточковим затискним елементом;
- б – з багатоточковим затискним елементом

Триланковий ЗП, побудований за схемою трикулачкового патрона (рис.8.39), складається з корпусу 8, на якому встановлений електродвигун, напрямні стрижні 5 і привід особливої структури, що забезпечує концентричне зближення затискних губок 1, встановлених на кінцях трьох лінійно рухомих ланок 2, 3 і 4. Захоплюваний предмет стикається в трьох точках, що підвищує надійність захоплення і забезпечує постійне положення його центру незалежно від його радіусу. Рух ланок здійснюється гвинтами 6, що обертаються електродвигуном через конічні зубчаті передачі 7. Обертання гвинтів за годинниковою стрілкою або проти

перетворюється в поступальне переміщення ланок і викликає розкриття або закриття важелів.

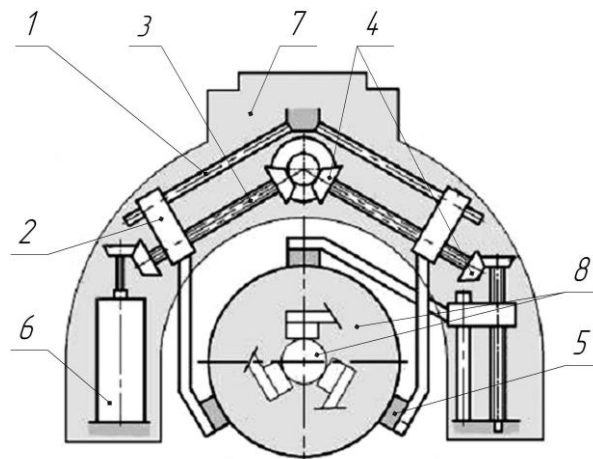


Рис.8.39. ЗП з трьома точками затиску:

- 1 – напрямний стрижень; 2 – повзун; 3 – гвинт;
 4 – конічні зубчасті сектори; 5 – затискні елементи;
 6 – двигун; 7 – корпус; 8 – деталь

8.4. Типові конструкції багатозахватних пристроїв промислових роботів

Поряд з типовими ЗП, що розглянуті вище, у сфері робототехніки існують дво-, три- та багатозахватні пристрої роботів. Двозахватні пристрої промислових роботів можна розділити на конструкції, що мають власні ступені рухомості (механізм зміни захватів місцями), і ті, що не мають зазначених ступенів рухомості.

Типовими прикладами двозахватних конструкцій, що не мають власних ступенів рухомості по зміні захватів місцями (ЗЗМ) є пристрої, з двома парами затискних важелів, які використовуються для затиску окремо двох деталей, або довгих та важких деталей (рис.8.40).

На рис.8.40, а, показано конструкцію захвату з гідроприводом для деталей типу валів діаметром від 40 до 250 мм і масою до 160 кг. Даний захват застосовується в промисловому роботі типу СМ160Ф2 і призначений для обслуговування токарних верстатів з

ЧПК. Затискні пари важелів захватів мають автономні приводи, що забезпечує можливість центрування і затиску ступінчатих валів, шийки яких мають різні діаметри.

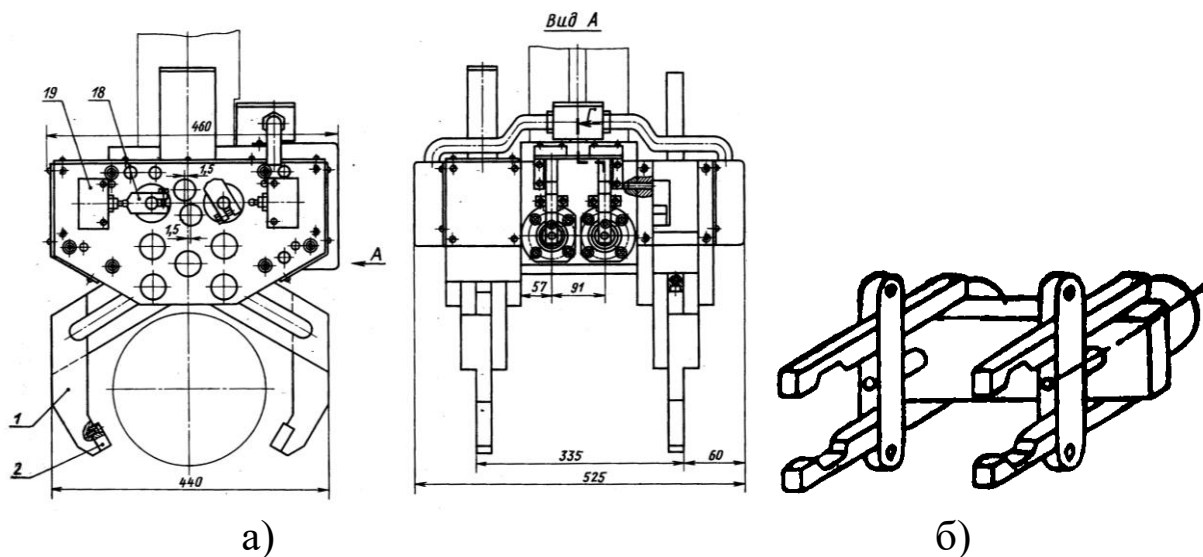


Рис. 8.40. Захватні пристрої промислових роботів

Подібний захват, представлений на рис.8.40, б. Він використовується в роботах фірми “Yaskawa Electric ManufacturingCo” /Японія/.

Провідні закордонні фірми, такі як “ABB”, “PUMA”, “Seiko”, “KUKA”, “REIS”, “Unimate”, “Fanuk” та інші, що спеціалізуються на випуску промислових роботів, також застосовують двозахватні виконання у своїх конструкціях.

На рис.8.41 наведено такий захватний пристрій, що використовується в роботах фірми “Unimate”. Даний пристрій застосовується при роботі з деталями типу втулки, диски, зубчасті колеса тощо.

Двозахватні роботи фірми “ABB” /Швейцарія/ з паралельно розміщеними захватами використовуються для затиску деталей невеликої ваги (рис.8.42).

Для підвищення продуктивності розвантажувально-завантажувальних робіт у пристрої необхідно передбачити механізм ЗЗМ. В якості таких механізмів можуть використовуватися приводи різного конструктивного виконання.

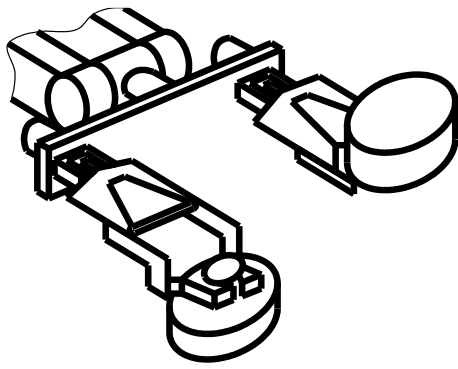


Рис.8.41. Двозахватний пристрій фірми “Unimate”

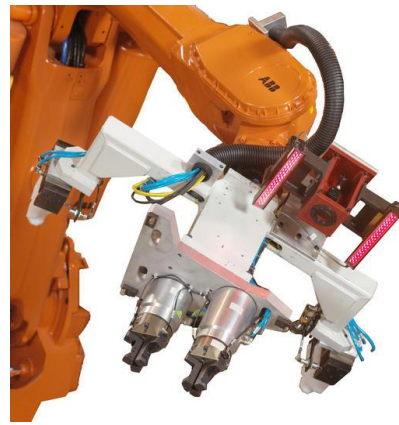


Рис.8.42. Двозахватний пристрій фірми “ABB”

Типовими прикладами пристроїв даної категорії є двозахватні конструкції, в яких захвати розташовані під кутами. Дані захвати використовуються при завантаженні металообробного обладнання чи виконанні подібних операцій, коли один із захватів здійснює зняття з робочої позиції обробленої деталі, а другий – встановлення заготовки. Зазначені конструкції представлені на рис.8.43. В них для ЗЗМ використано конічну зубчасту (рис.8.43, а) та зучасторейкову (рис.8.43, б) передачі.

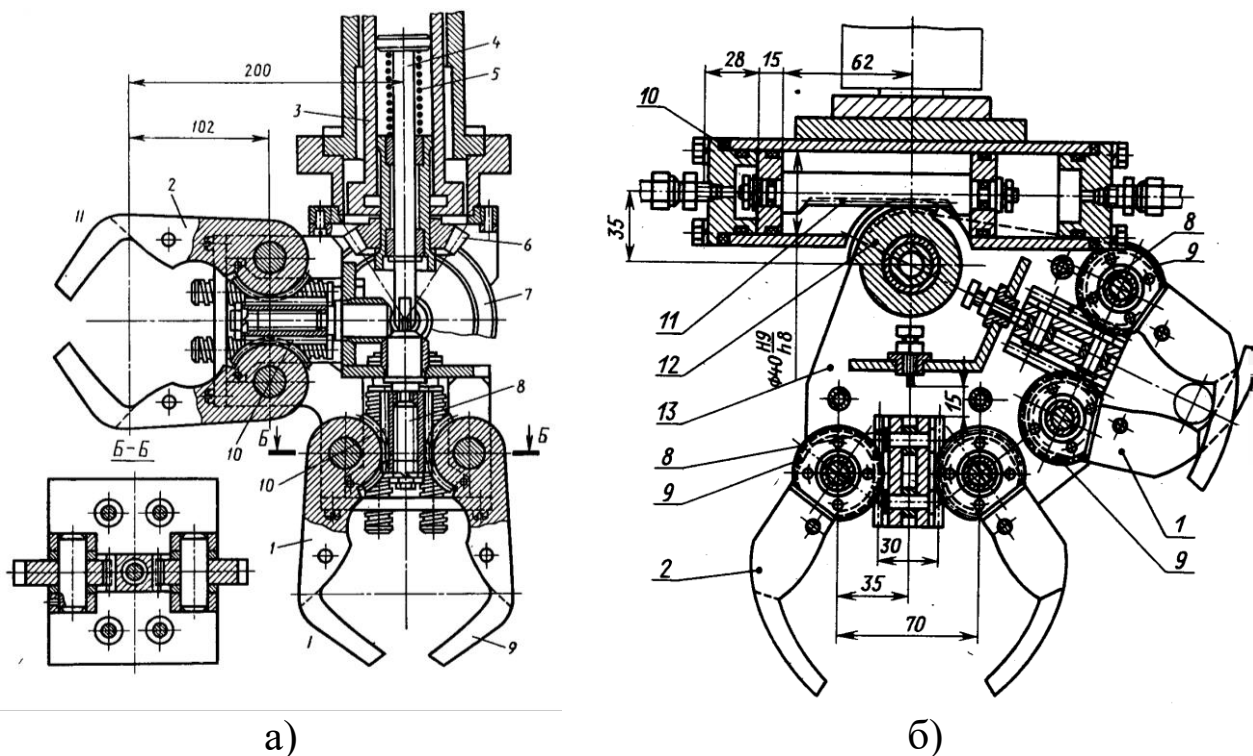


Рис.8.43. Двозахватні пристрої, захвати яких розташовані під кутом

У промислових роботах “Електроніка” та “РБ 242” двозахватні пристрої оснащені механізмами зміни захватів місцями, які реалізовані обертовими кінематичними парами (рис.8.44).

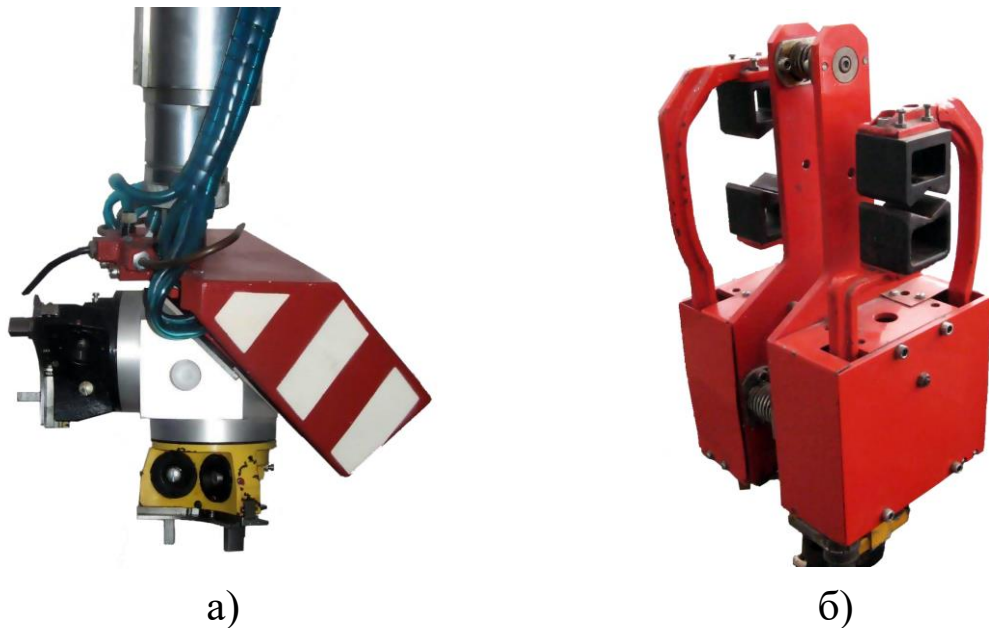


Рис.8.44. Двозахватні пристрої:
а – робота “Електроніка”; б – робота “РБ 242”

Ряд варіантів двозахватних пристроїв, розроблено на кафедрі технології машинобудування КНТУ (рис.8.45).

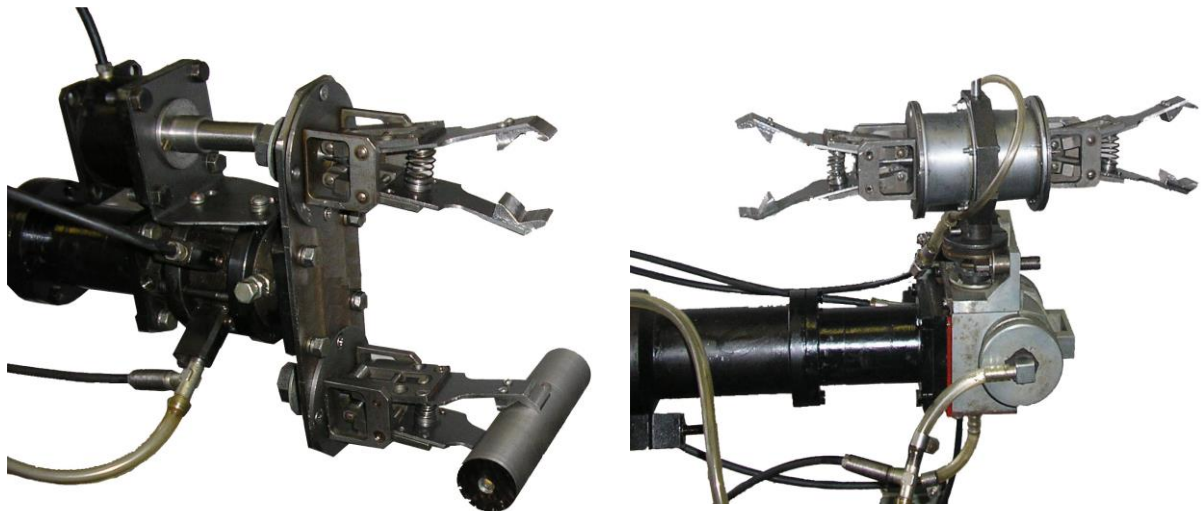
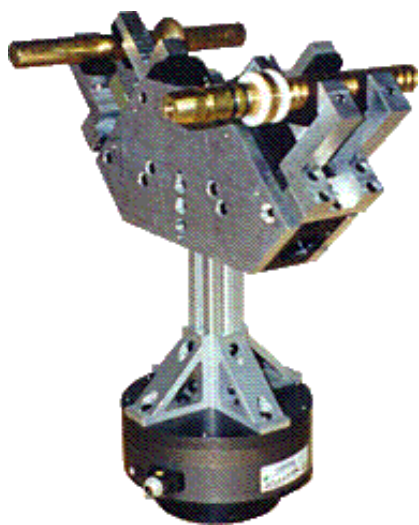


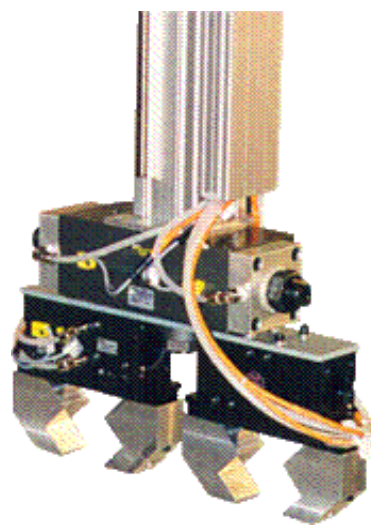
Рис.8.45. Двозахватні пристрої, розроблені на кафедрі технології машинобудування КНТУ

Корпорація “Mask Corporation” /США/, яка спеціалізується на випуску захватних пристроїв для промислових роботів, також має у своєму асортименті двозахватні виконання з механізмами ЗЗМ.

Зазначені механізми реалізовані обертовими (рис.8.46, а) та поступальними (рис.8.46, б) рухами.



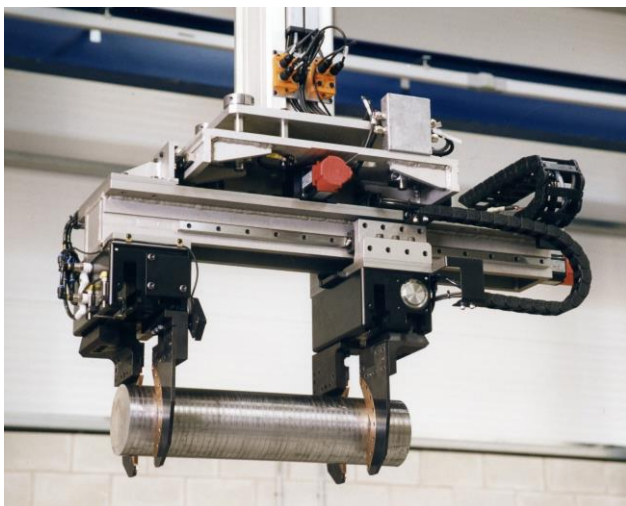
а)



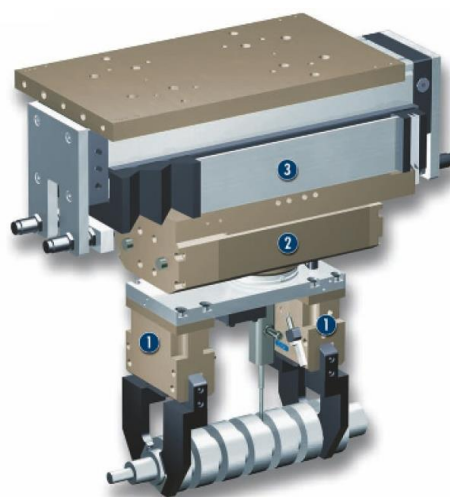
б)

Рис.8.46. Двозахватні пристрої фірми “Mask Corporation”
/США/

Для затиску довгих та важких деталей використовують пристрої з двома паралельно розміщеними ЗП. Приклади таких конструкцій представлено на рис.8.47.



а)



б)

Рис.8.47. Захвати промислових роботів для довгих
і важких деталей:

- а – двозахватний пристрій фірми “Mask Corporation” (США);
- б – двозахватний пристрій фірми Schunk (Німеччина).

Отже, двозахватні конструкції широко використовуються в промислових роботах, призначених для обслуговування металообробних РТК. Наведені вище конструкції є достатньо типовими їх виконаннями, вони можуть реалізовуватися різними конструктивними особливостями механізмів зміни захватів місцями (див. рис.8.48). Більш детально такі схеми розглянуті в розділі 4.

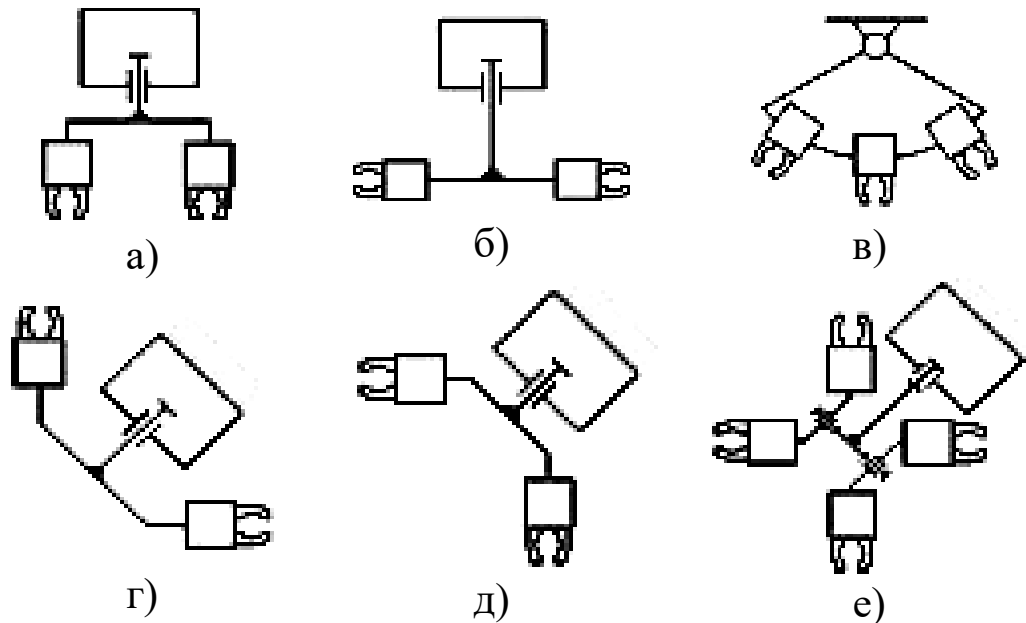
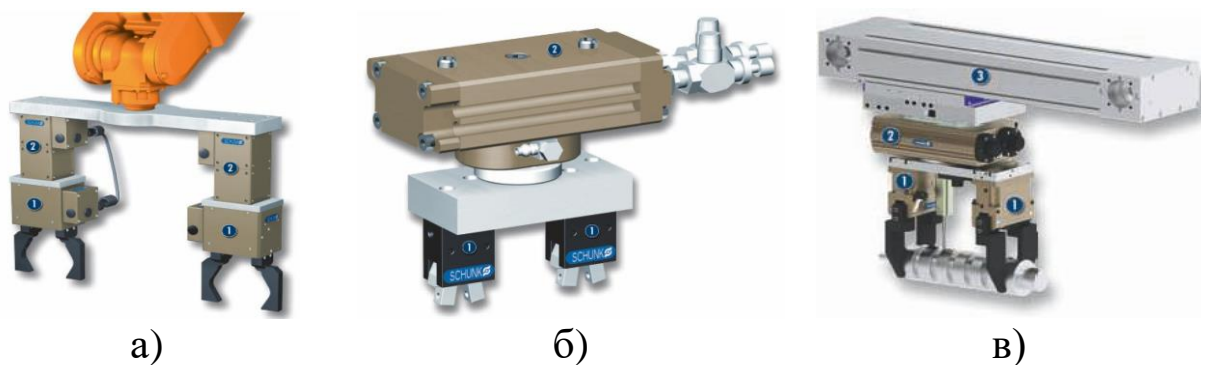
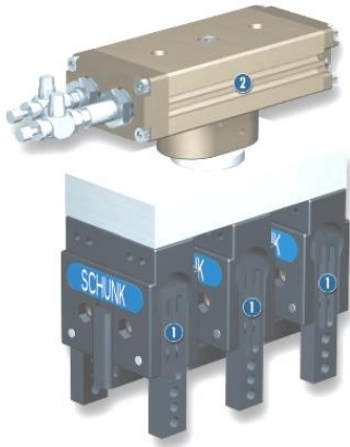


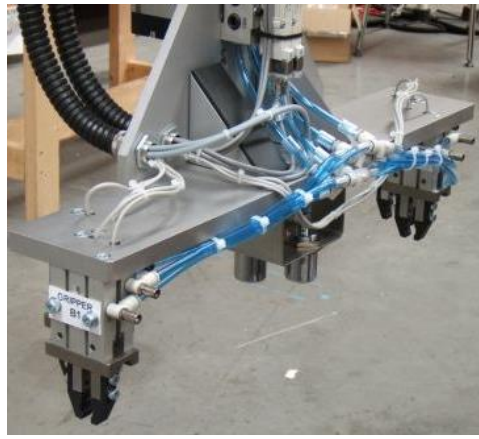
Рис.8.48. Варіанти схем механізмів зміни захватів місцями

На основі розглянутих варіантів ЗЗМ, можуть реалізовуватися різні конструкції багатовзахватних пристроїв роботів, приклади яких приведено на рис.8.49, де: а, б – конструкції з лінійним розташуванням ЗП; в, г, д – лінійно-паралельним розташуванням; е – по колу; ж – перпендикулярно розміщеними ЗП; з – лінійно розміщеними ЗП різних конструктивних виконань.





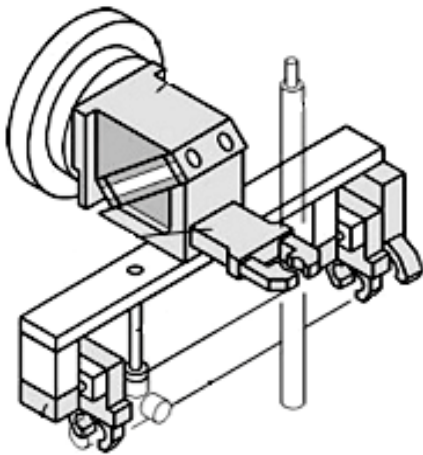
г)



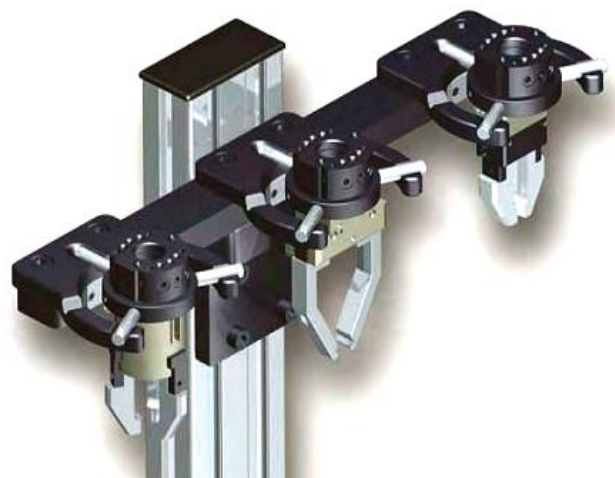
д)



е)



ж)



з)

Рис.8.49. Багатозахватні пристрої промислових роботів

8.5. Пальцеві захватні пристрої

Універсальність роботів значною мірою залежить від досконалості їх захватних пристроїв. Найбільш перспективними в цьому плані є пальцеві захвати, які дозволяють не тільки утримувати деталі різної форми, але й виконувати різноманітні операційні рухи. Такі конструкції суттєво відрізняються своїм виконанням, що в першу чергу визначається кількістю пальців в пристрої та їх рухомістю. Такі захватні пристрої значною мірою копіюють дії пальцевої кисті людини.

ЗП з багатоланковими пальцями представлено на рис.8.50 складається з трьох пальців. Великий палець протистоїть двом іншим і складається з двох ланок, два останніх – з трьох.

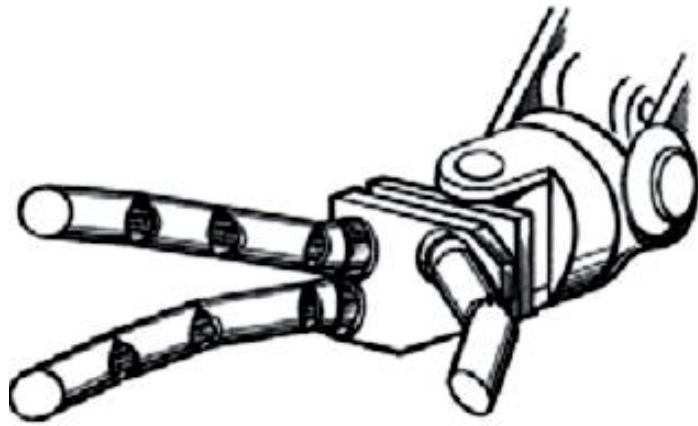


Рис.8.50. ЗП з трьома багатоланковими пальцями

Ланки пальців мають трубчасту форму, їхній рух здійснюється через пропущені усередині пальців троси, що робить конструкцію компактною. У кожній ланці є блок, на який зустрічно навито два троси, причому їх кінці закріплені на блоці. Троси поміщені в спіральну оболонку, що запобігає їх зачепленню при русі пальців. Спіральна оболонка оберігає трос і дозволяє зменшити кількість блоків в трансмісії. Фаланги згинаються на $+45^\circ$ у кожному шарнірі, тому робоча зона ЗП більше, ніж у руки людини при тій же довжині пальців. Одинадцять ступенів рухливості трипалого захвату забезпечуються двигунами постійного струму, які об'єднані в загальний блок і винесені за межі ЗП. Довжина троса, що зв'язує шарнір пальця з приводом, близько 1700 мм. Маса ЗП 240 г, вантажність 0,5 кг. Узгоджене управління всіма приводами ЗП – складне завдання, яке вирішують шляхом пристосування частини приводів до роботи останніх: рух ряду приводів програмується, а останні управляються по зусиллях. При цьому активні і пасивні (по зусиллях) режими чергуються залежно від виконуваних операцій.

На даний час існує багато конструкцій антропоморфних трипальцевих ЗП. Деякі з них представлені на рис.8.51.



а)



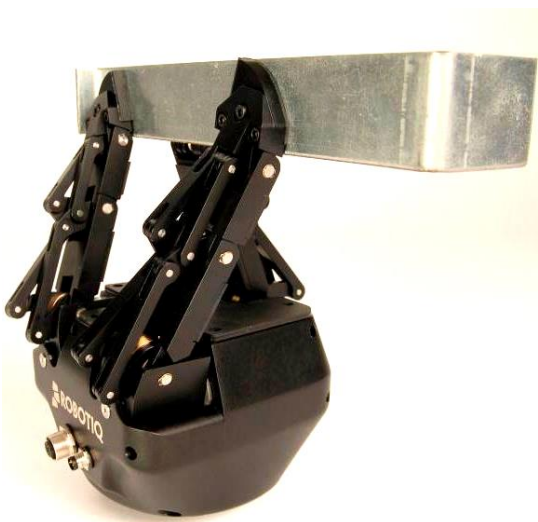
б)



в)

Рис.8.51. ЗП з трьома багатоланковими пальцями

Приклади утримання об'єктів маніпулювання описаними вище ЗП приведено на рис.8.52.



а)



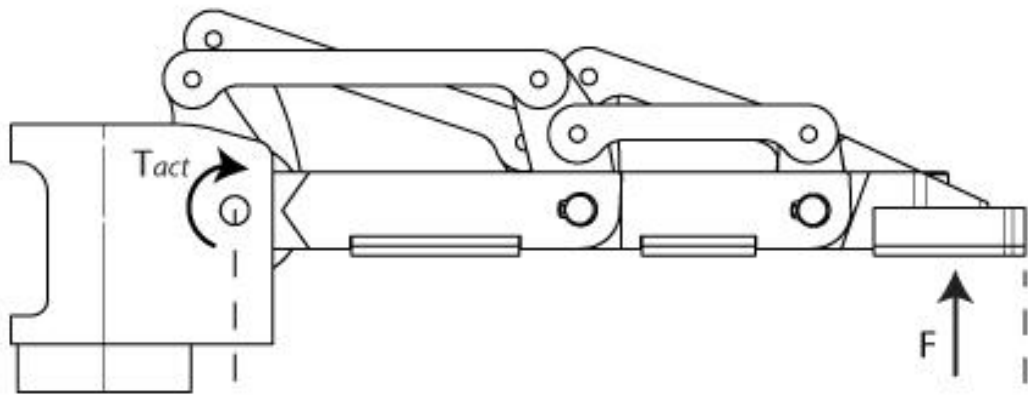
б)



в)



г)



д)

Рис.8.52. Утримання різних об'єктів трипальцевими ЗП

На рис.8.52, д, показано схему важільного механізму, який приводить у дію фаланги пальців вищепредставлених трипальцевих захватних пристроїв. Особливість роботи такої системи важелів полягає в тому, що крутний момент надається лише першому важелю, а інші рухаються за рахунок проміжних ланок (див. рис. 8.52, а-г).

В деяких випадках пальцеві ЗП виконують у вигляді протезів кисті, один із варіантів яких зображено на рис.8.53. У конструкції всіх пальців використовуються перехресні чотириланкові механізми, що забезпечують їх згинання. До складу однієї ланки кожного з п'яти чотириланкових механізмів входить кривошип 5. Кривошипи сполучені підпружиненою пластиною 1, яка може переміщуватися поступально за допомогою електродвигуна 2 і ходового гвинта 4. Під час обертання приводу за або проти годинникової стрілки пластина 1 переміщується, відповідно, вперед або назад, що викликає згинання пальців (через чотириланкові механізми) і захоплення або розтиск. Процес розгинання пальців полегшується стисненням пружини 3, яка розтягується при їх згинанні. Розташування пальців повинно бути точно розраховане, щоб об'єкт надійно утримувався в захваті і дотримувався баланс сил, що діють в точках затиску. Згинаючись, кінці пальців зустрічаються в одній точці.

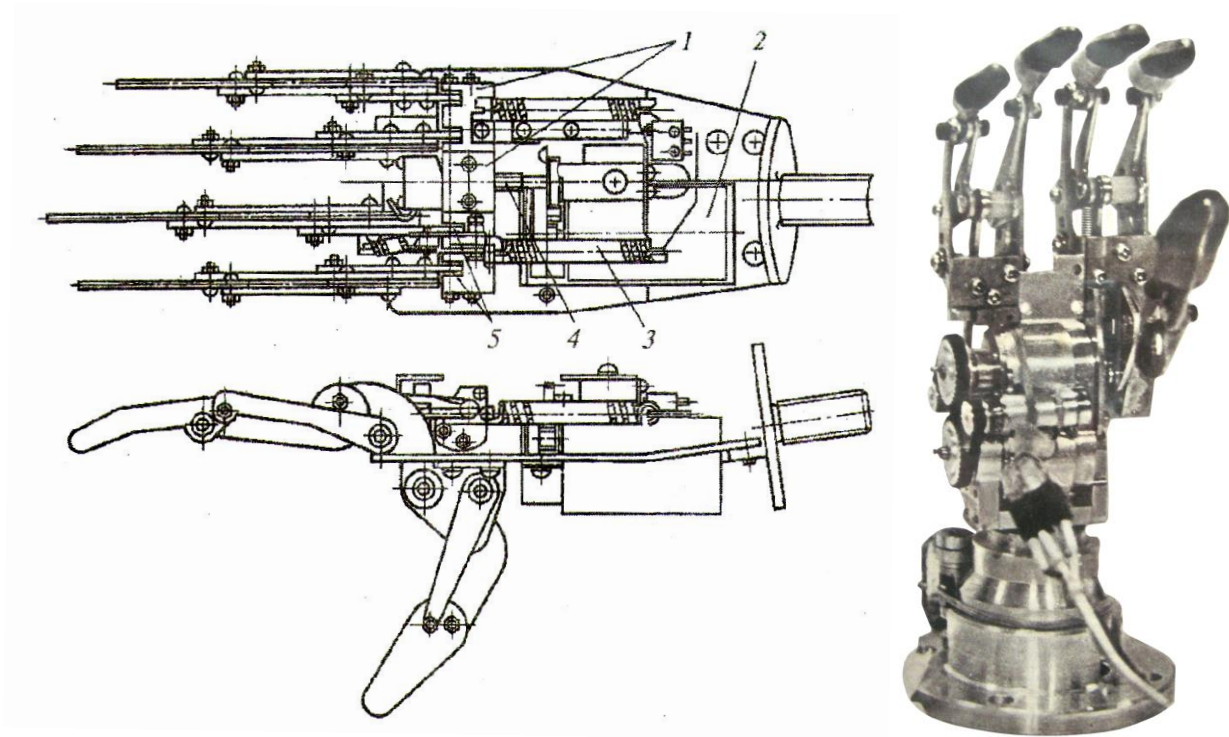


Рис.8.53. Протез кисті:

- 1 – пластина; 2 – електродвигун постійного струму; 3 – пружина;
4 – ходовий гвинт; 5 – кривошип

Приклади адаптуючихся багатопальцевих ЗП представлено на рис.8.54.



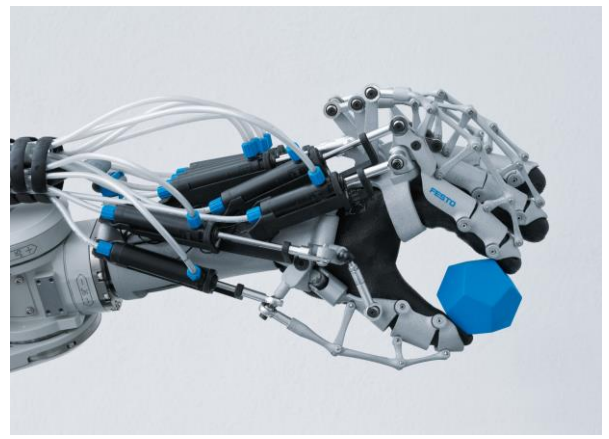
а)



б)



в)



г)

Рис.8.54. Конструкції адаптуючихся багатопальцевих ЗП

Багатофункціональний захват з трьома симетрично розташованими триланковими пальцями представлено на рис.8.55. Всі три пальці однакової довжини, можуть згинатися в протилежні сторони і повертатися навколо вертикальної осі, завдяки чому захват може приймати одну з чотирьох можливих форм і виконувати роль грейфера, охоплювача, розпору і двопальцевого ЗП. Пальці пластинчастої форми. Кожен палець приводиться в рух своїм електродвигуном, а згинання пальців здійснюється чотириланковими механізмами.

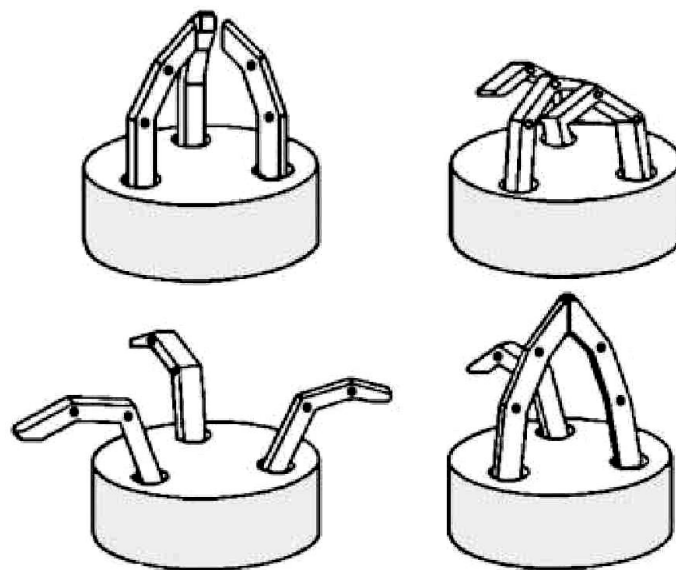
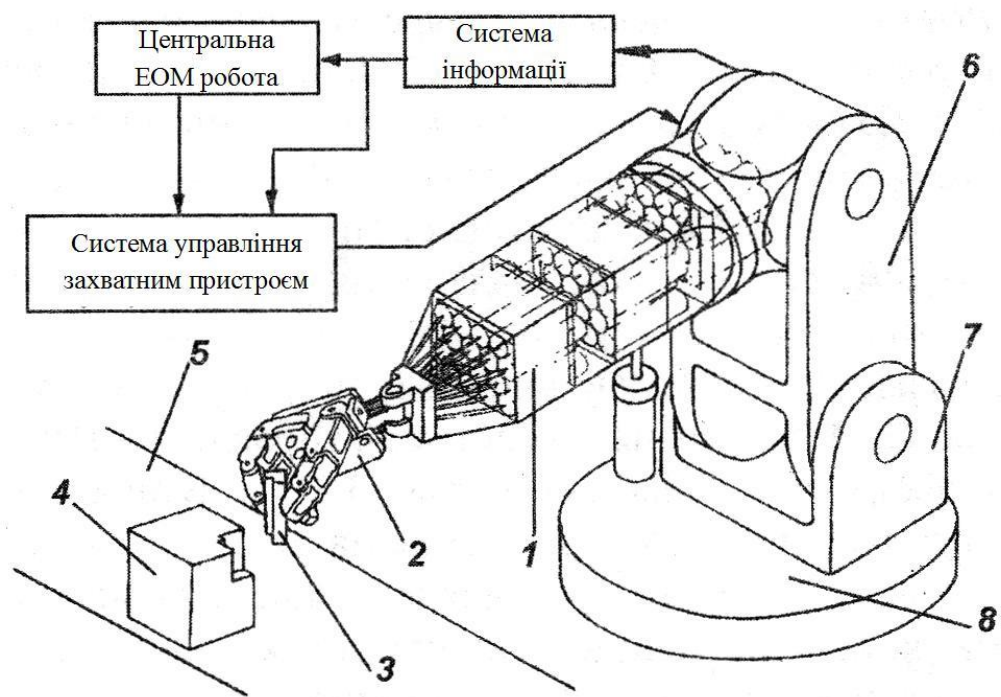


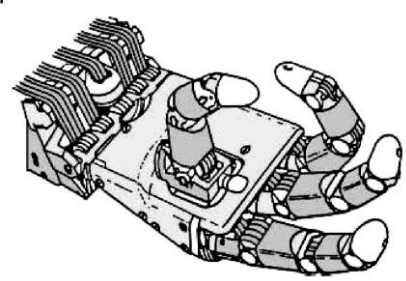
Рис.8.55. Багатофункціональний ЗП

Робот PUMA-600, оснащений чотирипальцевим ЗП (University of Utah, USA), представлений на рис.8.56. Кожен палець

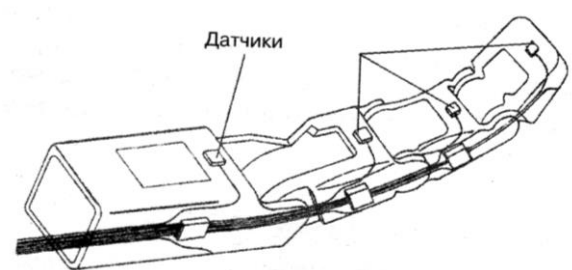
складається з трьох ланок (фаланг). Число ступенів рухомості (включаючи ротацію ЗП навколо осі руки робота) рівне 16. Управління ЗП здійснює мікро ЕОМ, що взаємодіє з центральною системою управління ПР, якою вона передає інформацію про положення пальців, сили затиску і т. ін. Кисть оснащена розвиненою системою зовнішньої інформації. Взаємозв'язок між мікро ЕОМ, центральною системою управління ПР і системою зовнішньої інформації показана на рис.8.56, а. Варіанти позицій, що приймаються пальцями ЗП, приведені на рис.8.56, б.



а)



б)



в)

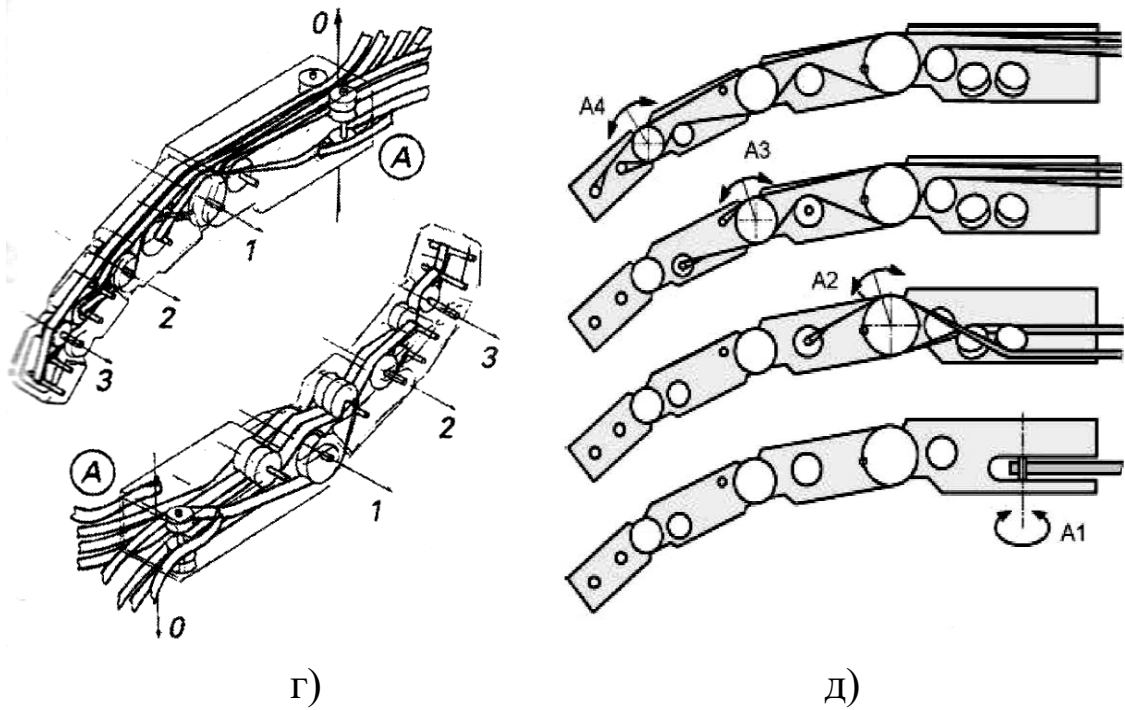


Рис.8.56. Робот PUMA-600, оснащений чотирьопальцевим захватним пристроєм:

- a** – структура робота і взаємозв'язок між мікро ЕОМ управління ЗП центральною системою управління ПР і системою зовнішньої інформації: 1 – кінцева ланка руки; 2 – захватний пристрій; 3 – приєднувана деталь; 4 – базова деталь; 5 – стрічка конвеєра; 6 – проміжна ланка руки; 7 – стійка; 8 – поворотна основа;
- б** – варіанти позицій, що приймаються пальцями ЗП;
- в** – розміщення датчиків на пальці ЗП;
- г** – розташування шківів і натяжних тросів усередині пальців ЗП;
- д** – схема дії приводу пальців ЗП.

На внутрішній стороні ланок пальців встановлені тактильні датчики сил затиску, контролюючи наявність об'єкта, сил його затиску і наявність проковзування. Інформаційна траса до датчиків закріплена в жгутах збоку фаланг (рис.8.56, в). Трубчасті пальці приводяться в рух тросовою трансмісією від двигунів постійного струму. Троси сполучені оболонкою в джгути і закріплені усередині ланок. Вони проходять через шківів, закріплені на осях ланок (поз. 1, 2, 3 на рис.8.56, г). Згинання пальців і окремі рухи їх

ланок відбуваються за рахунок натягнення відповідних груп тросів. Схема дії на окремі ланки пальців приведена на рис.8.56, д.

Захват, що адаптується до форми захоплюваних об'єктів представлено на рис.8.57. Якщо пальці жорстко пов'язані з приводами, то їх рух строго визначається рухом приводу. Для забезпечення адаптації до форми захоплюваного об'єкта пальці з'єднуються з приводом через пружні елементи.

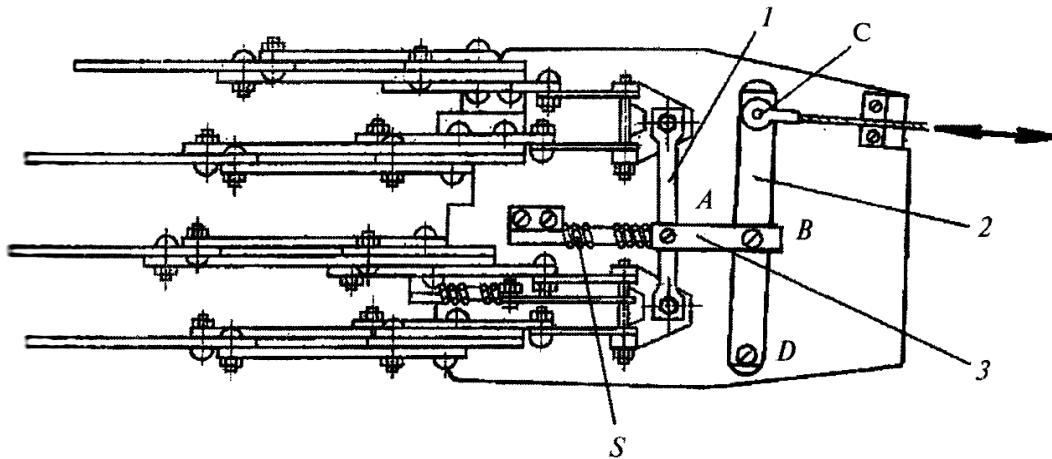


Рис.8.57. Захват, що адаптується до форми захоплюваних об'єктів:
 1,2,3 – важелі; S – пружина; А, В – шарнірні з'єднання;
 3 – під'єднання тягового троса; D – вісь

Пальці даного ЗП об'єднані в пари: вказівний – з середнім і безіменний – з мізинцем. Пари шарнірно пов'язані з важелем 1. Крім того, важіль 3 зв'язує важіль 1 і важіль 2, а також шарнірно сполучений з ними в точках А і В. Важіль 2 може обертатися навколо осі D і утримуватися пружиною S. При переміщенні важеля 2 тросом, приєднаним до нього в точці 3, пальці починають рухатися. Як тільки вказівний і середній палець торкаються об'єкта, їх рух припиняється, а інша пара пальців продовжує рухатися до моменту контактування поверхні об'єкта, оскільки важіль 1 може обертатися відносно осі А. При такій конструкції хватного пристрою пальці краще обхвачують поверхню об'єкта.

Одну з аналогічних конструкцій ЗП розробила фірма KUKA InnoTechas. Такий захват показано на рис.8.58, а, де використано

подвійні шківів, які працюють відповідно на затиск і на розтиск.

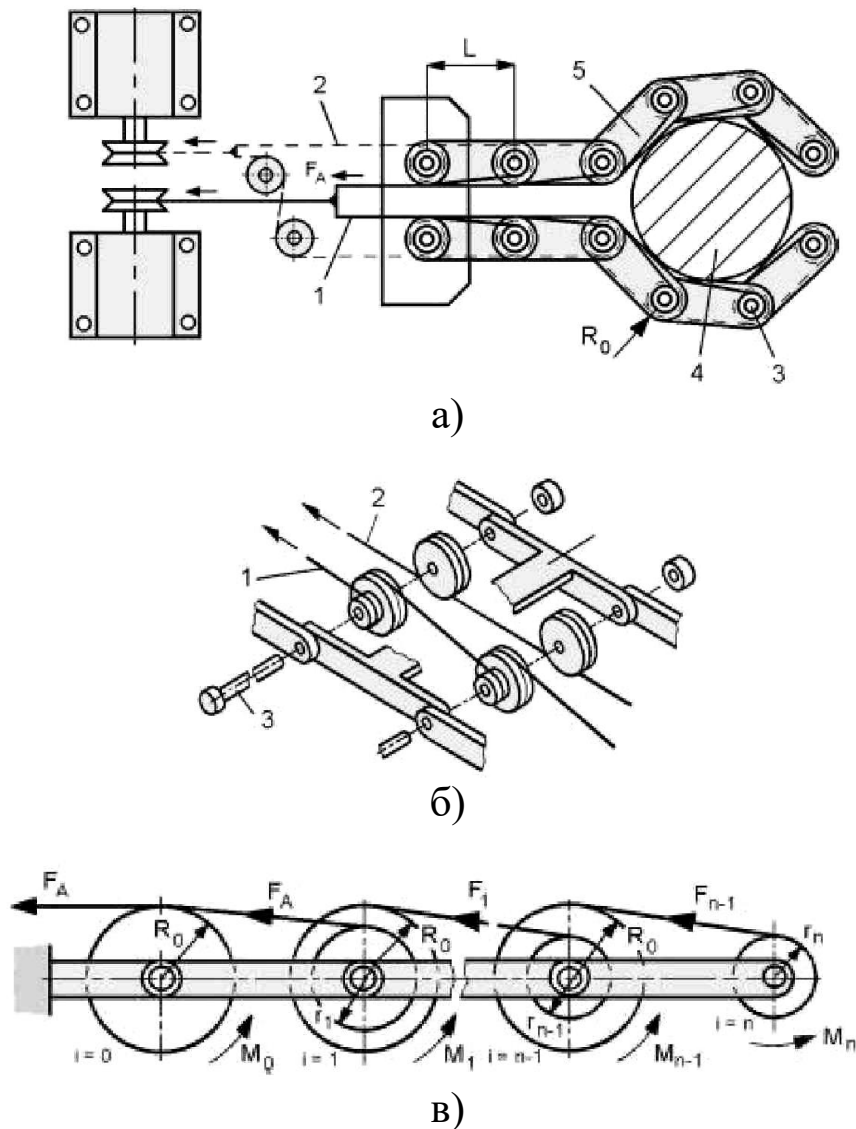


Рис.8.58. ЗП фірми KUKA InnoTechas:

1 – трос для затиску ЗП; 2 – трос для розтиску ЗП; 3 – вісь;
 4 – деталь; 5 – рухома ланка ЗП; F_A – рухаючі сила; L – довжина ланки; R_0 – радіус більшого діаметра шківів; r – радіус меншого діаметра шківів; M_n – крутний момент відповідного шківів

Захват можливо відкрити, потягнувши за трос 1 і закрити тросом 2. Конструктивні елементи ланки даного ЗП відображено на рис.8.58, б. Існує багато варіантів поєднання ролик-шківів, що показано на рис.8.58, в. При використанні подвійних шківів радіус меншого діаметра розраховується таким чином за будь-якого значення R_0 :

$$r_i = \frac{(n-i)^2 + n-i}{(n-(i-1))^2 + (n-(i-1))} \cdot R_0 \quad i=1 \dots n$$

Для утримування деталей з різними масо-габаритними характеристиками важливо визначати крутний момент на шківах:

$$M_i = \frac{qL^2}{2} [(n-i)^2 + (n-i)]$$

Сили затиску, розподілені рівномірно в таких ЗП за умови, що тертя не враховується, будуть визначатися:

$$q = \frac{2 \cdot F_A \cdot R_0}{L^2 \cdot (n^2 + n)}$$

Наприклад: визначити рівномірно розподілені сили затиску q за наступними вихідними даними: радіус $R_0 = 10$ мм, довжина ланки $L = 30$ мм, кількість ланок $n = 10$ та приводна сила $F_A = 100$ Н.

Результат розрахунку:

$$q = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10}{30^2 (10^2 + 10)} = \underline{0.02} \text{ Н/мм.}$$

Залежно від кількості ланок пальців ЗП сили затиску будуть розподілені так, як показано на рис.8.59.

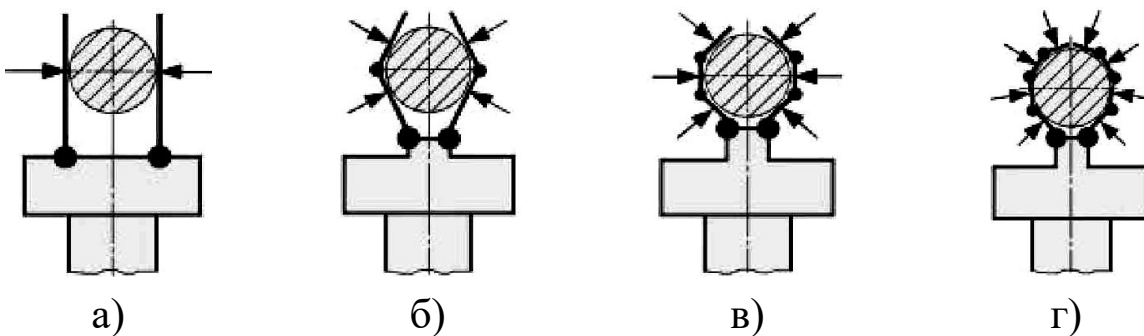


Рис.8.59. Розподіл сил затиску в пальцевих ЗП:

а – у звичайному кутовому ЗП; б – у ЗП із дволанковими пальцями;

в – з три ланковими пальцями; г – з чотири ланковими пальцями

Процес затиску відбувається за декілька секунд. Якщо за приклад узяти захоплення циліндричного об'єкта, то можливо прослідкувати декілька основних кроків руху пальця (див. рис.8.60).

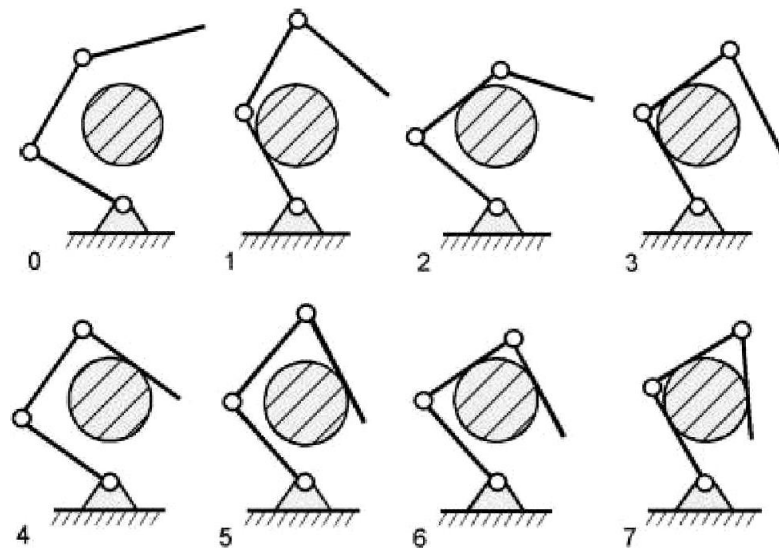


Рис.8.60. Затиск деталі циліндричної форми пальцевим ЗП

Крутний момент у пальцевих ЗП можна забезпечити не тільки поєднанням шків-трос, а й при використанні електро чи електро-механічних міні/мікро двигунів, вмонтованих у фаланги пальців (див. рис.8.61). Пальці в таких ЗП можуть рухатися незалежно, або за попередньо складеному програмному коду.

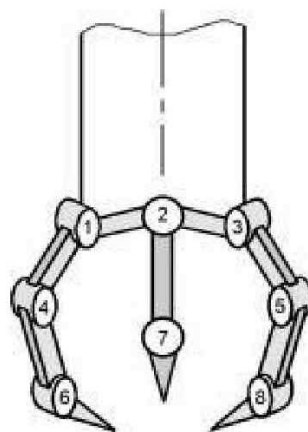


Рис.8.61. Пальцевий ЗП з електро-механічними приводами:

1,2,3,4,5,6,7,8 – двигуни для кожної з фаланг пальців

При поєднанні двох попередніх способів конструктивного виконання пальцевих захватів можливо отримати конструкцію, де використовується тільки один трос, який приводиться в дію за рахунок крокового двигуна або сервомотора (рис.8.62).

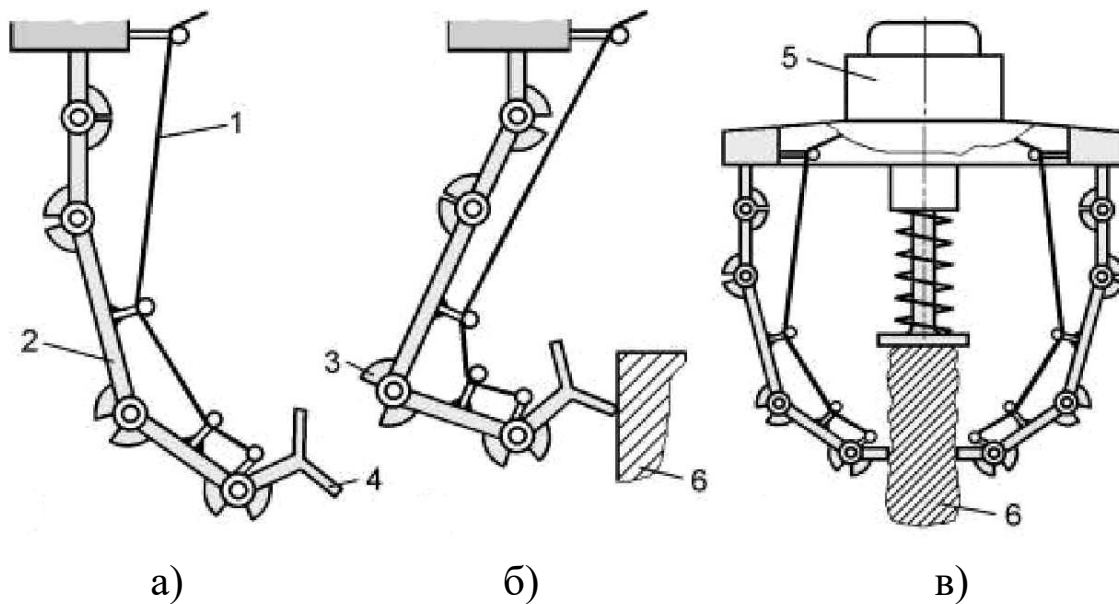


Рис.8.62. Пальцевий ЗП:

- 1 – трос; 2 – ланка; 3 – пружний елемент; 4 – затискна призма;
5 – двигун; 6 – деталь

Американськими вченими (W.T. Townsend, Barre Technology, Inc.) був розроблений ЗП, в якому пальці можуть займати будь-яке положення на кисті в залежності від об'єкта маніпулювання (рис.8.63).

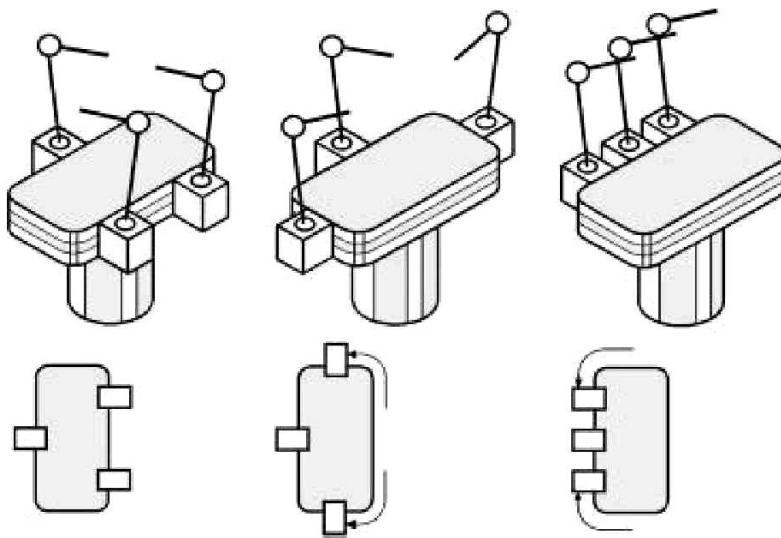


Рис.8.63. ЗП, в якому пальці займають різні положенні відносно кисті

Досить розповсюдженими варіантами виконання пальців захвата є такі, коли замість тросів використовуються жорсткі паралельно приєднані ланки. Дані ЗП також називають

екзоскелетами. Кінематична схема одного з таких ЗП представлена на рис.8.64.

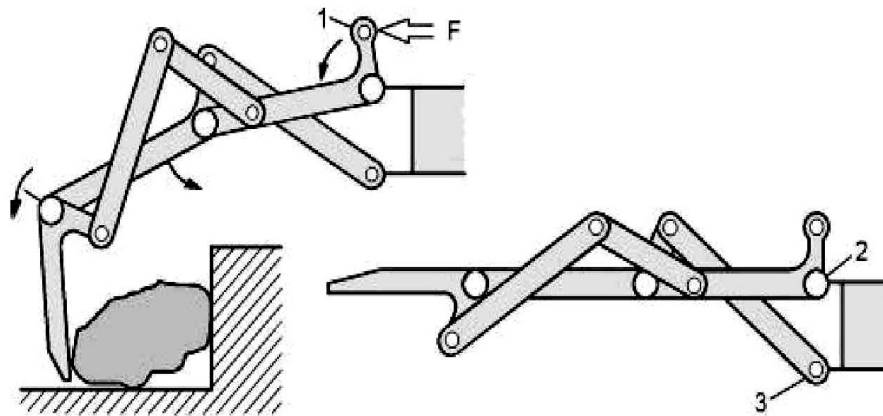


Рис.8.64. ЗП з жорсткими приводними ланками:
1 – рушійний важіль; 2 – шарнірна опора; 3 – вісь

Варто звернути увагу на таке виконання пальців ЗП, де у якості приводу використовуються асинхронні електродвигуни вмонтовані в одну з фаланг пальця (рис.8.65, а, б). Суть роботи такого приводу, що розміщений у корпусі 7, полягає в тому, що ротор 4 з гайкою 5 обертаються навколо гвинта 2 в гільзі 3 за рахунок кулькових радіальних підшипників 1. При цьому кінцева фаланга 6 через трос, який з'єднано з гвинтом 2, затискає або розтискає об'єкт маніпулювання.

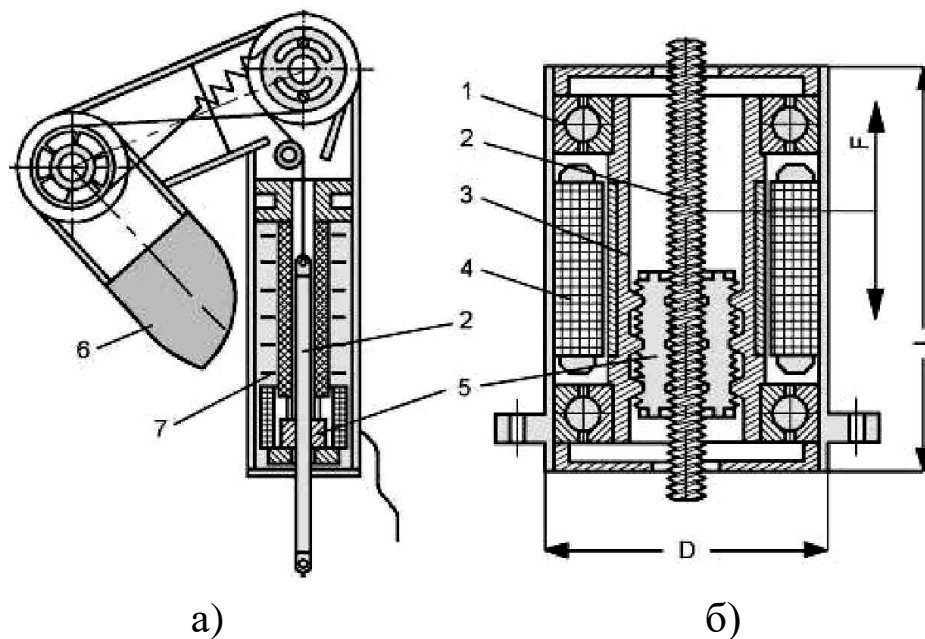

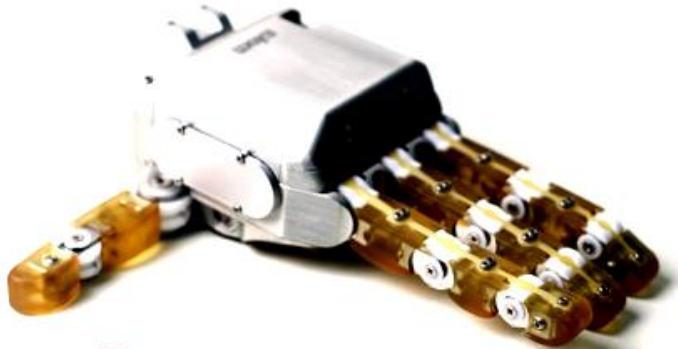



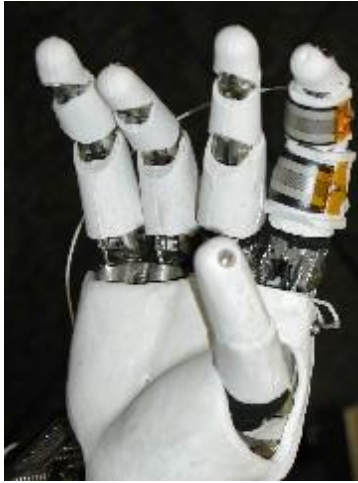



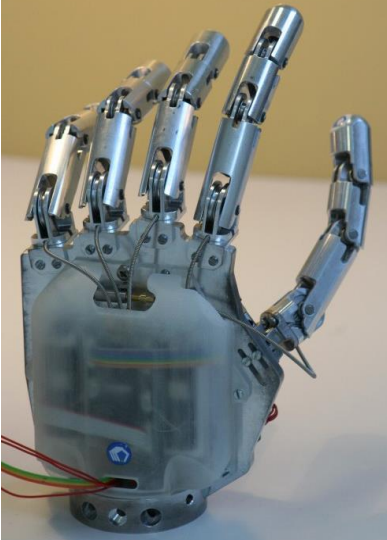
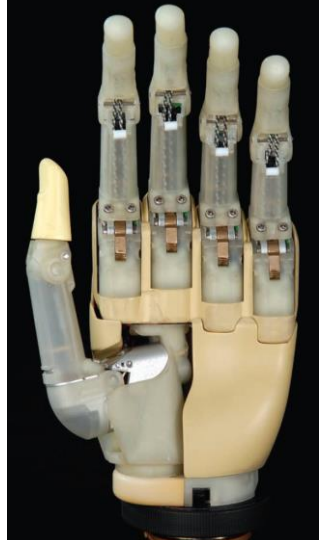
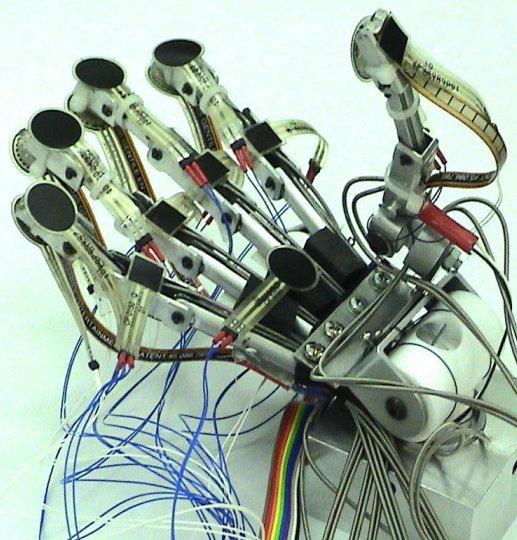

Рис.8.65. Палець та електропривод пальцевого ЗП

В таблицю 8.5 зведено приклади конструкцій пальцевих ЗП різного конструктивного виконання та особливостей роботи.

Таблиця 8.5

Пальцеві захватні пристрої промислових роботів

Трипальцеві ЗП		
		
Delft	Quebec Robotiq	
Чотирипальцеві ЗП		
		
H2 Hand	MAC	
П'ятипальцеві ЗП		
		
Elu-2	Dexhand	Robonaut

 <p>MECHATE</p>	 <p>IH1 Azzurra</p>	 <p>I-LIMB</p>
 <p>Yokoi</p>	 <p>Kinea</p>	

8.6. Захвати для крихких предметів та предметів довільної форми

8.6.1. Захвати з підвищеною технологічною гнучкістю

Висока чутливість до механічних дій – одна з характерних ознак багатьох виробів, які часто зустрічаються. Це може бути обумовлено: виготовленням виробів з еластичних або крихких матеріалів, таких як пластик, скло, кераміка, прес-порошки; особливостями конструкцій утримуваних деталей з малою товщиною стінок; наявністю поверхонь, оброблених за високими

квалітетом точності; нанесенням чутливих тонкошарових покриттів і тому подібне. Для маніпулювання крихкими предметами і об'єктами довільної форми застосовують захватні пристрої з підвищеною технологічною гнучкістю (механічні, пневматичні і гідравлічні ЗП з еластичними камерами), що адаптуються до форми об'єкта, мають можливість регулювати сили затиску об'єкта, а також антропоморфні з багатоланковими пальцями ЗП.

Механічний мембранний штирьовий центруючий ЗП для крихких об'єктів виключає пошкодження предметів виробництва, що володіють малою жорсткістю. Захоплення симетричних (кульових або циліндричних) об'єктів (рис.8.66, рис.8.67) здійснюється втоплюючимися штирями 3, концентрично встановленими у втулках мембрани 2, при переміщенні приводного штока 1, що деформує мембрану.

Такими штирями можуть оснащуватися одна, дві і більше губок захватних пристроїв. Викривлення мембрани утворює затиск штирями об'єкта виробництва (за рахунок сил тертя).

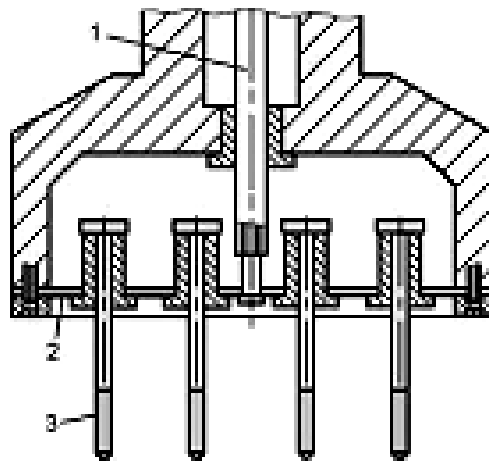


Рис.8.66. Механічні ЗП з мембраною та
втоплюючимися штирями:
1 – шток; 2 – мембрана; 3 – штирі

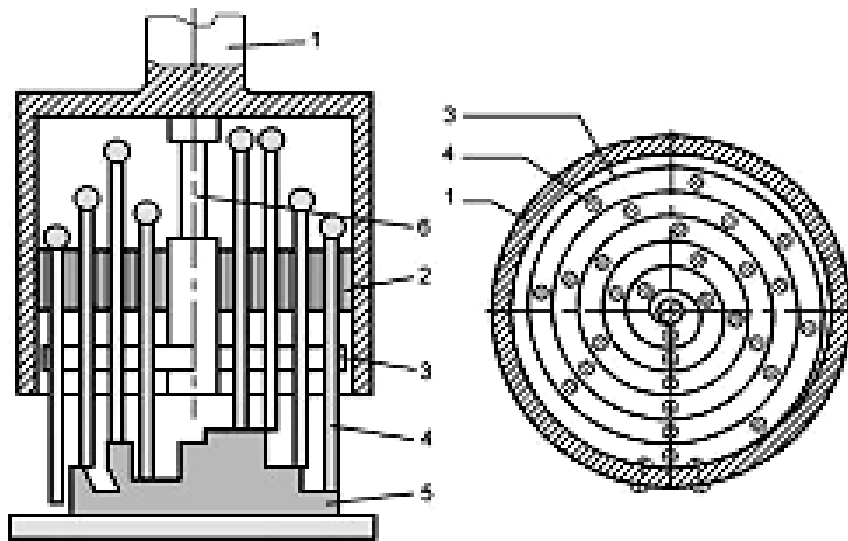


Рис.8.67. Механічні ЗП із спіральною мембраною та втоплюючимися штирями:

- 1 – корпус; 2 – ущільнення; 3 – мембрана; 4 – штирі;
5 – деталь; 6 – шток

Різновидом описаної вище конструкції ЗП може служити варіант з двома або більшою кількістю пальців з укріпленими на них підпружиненими штирями: при зімкненні пальців штирі утримують об'єкт маніпулювання, розташовуючись згідно з його формою.

Механічні захватні пристрої з підвищеною технологічною гнучкістю, що забезпечують утримання крихких предметів і об'єктів різної форми, вимагають спеціальних прийомів проектування.

Приклад такої конструкції приведено на рис.8.68. Два з трьох його пальців приводяться в рух синхронно одним двигуном. Крім того, два пальці сполучено через шарнір з другим двигуном, що дозволяє міняти їх орієнтацію при захопленні.

Для захоплення довгих предметів два пальці можуть бути розгорнені паралельно один одному, займаючи положення напроти третього пальця. Для захоплення невеликих циліндрових предметів два пальці розгортаються так, щоб закриття всіх пальців здійснювалося по радіусах всередину до зіткнення в центрі.

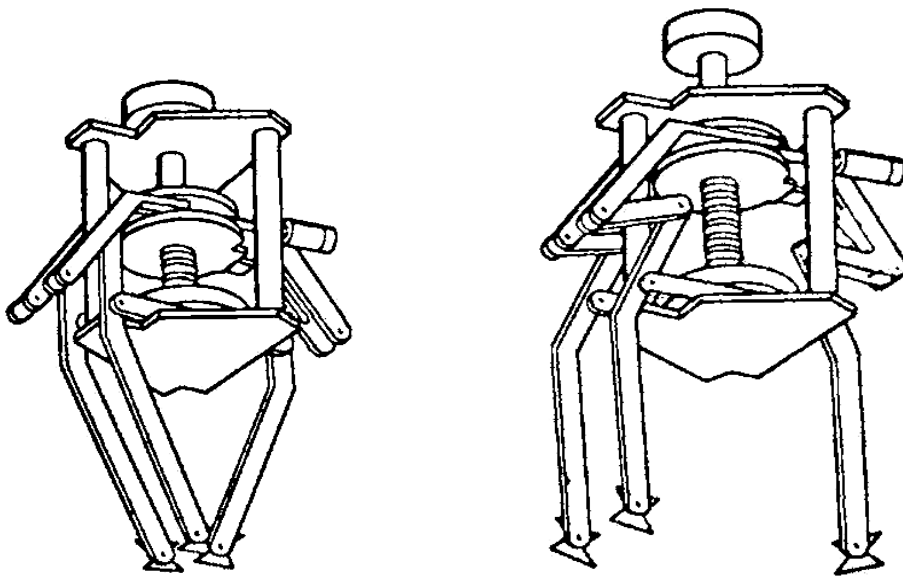


Рис.8.68. Механічні ЗП з підвищеною технологічною гнучкістю

Гнучкий механічний захватний пристрій, що адаптується до форми об'єкта, представлений на рис.8.69.

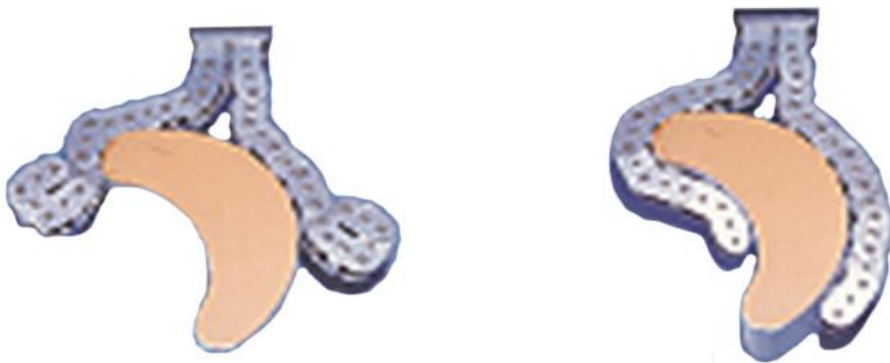
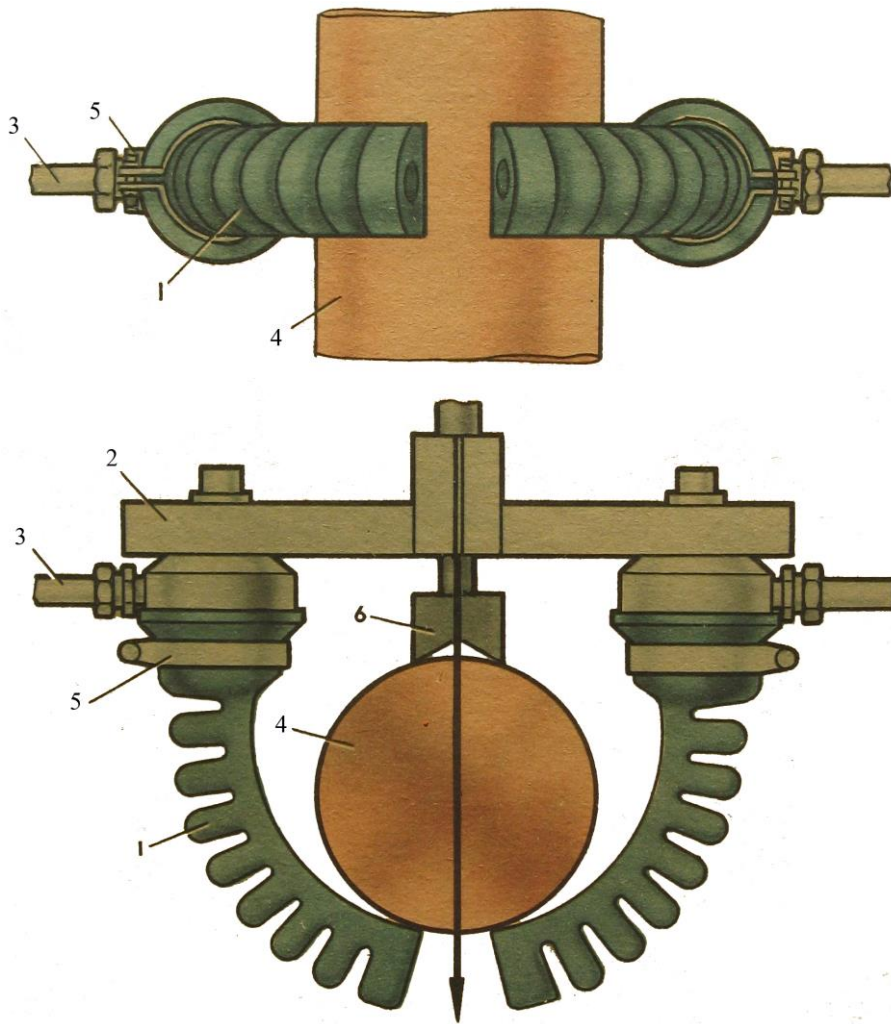


Рис.8.69. Механічний ЗП, що адаптується до форми об'єкта

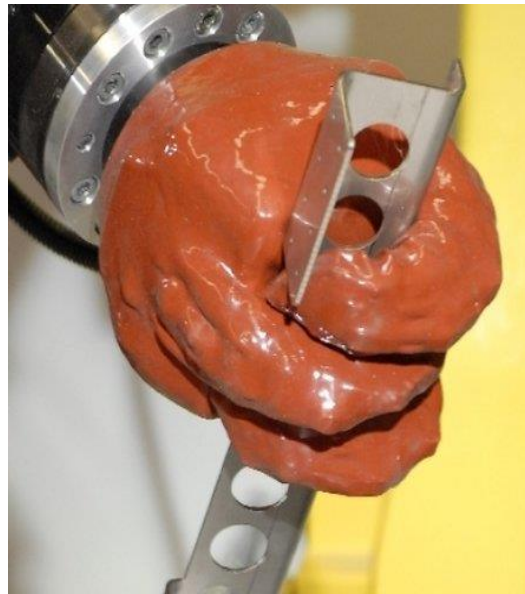
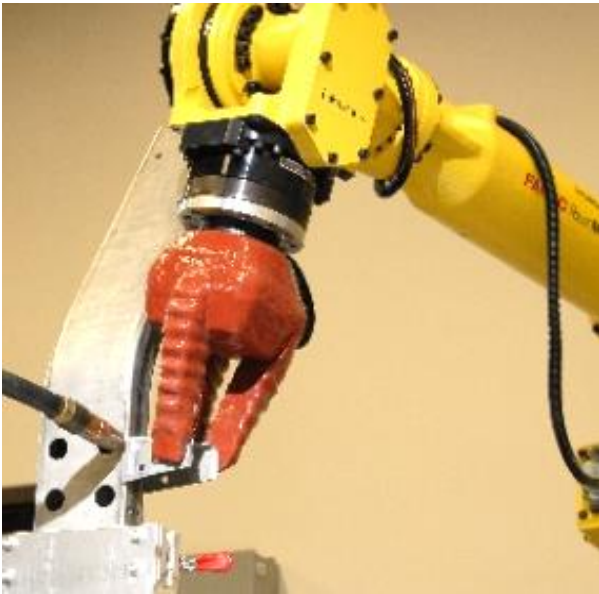
Його пальці легко охоплюють предмет, не створюючи на нього великого тиску. Він використовується для захоплення крихких предметів або предметів неправильної форми. Захват складений з безлічі послідовно сполучених ланок і схожий на частину велосипедного ланцюга. Між з'єднаннями в ланках є шківни, до яких прикріплені тонкі троси. Якщо за них потягнути, то ланцюг ланок міняє свою кривизну і обхвачує предмет. При цьому тиск рівномірно розподіляється по всій лінії зіткнення.

8.6.2. Еластичні захватні пристрої

Щоб не пошкодити деталь при затиску, часто застосовують гнучкі, еластичні або силорозподілюючі захватні пристрої. Для взяття крихких предметів використовують губки у вигляді надувних подушок або надувних пальців (рис.8.70). Пальці 1 виконані з гуми цілісними з поступовим переходом тонкостінної частини в гофровану і товстостінну частину, які приєднані до повітряпроводу хомутом 5. Всі базові елементи закріплені в корпусі 2. Під час подачі повітря через канал 3 тонкостінна гофрована частина пальця подовжується більше, ніж потовщується, тому відбувається деформація пальців і затиск деталі 4, яка додатково базується за допомогою призми 6. Подібні трипальцеві захватні пристрої даного типу в дії показано на рис.8.70, б.



а)



б)

Рис.8.70. Пневматичний ЗП з еластичними камерами:
 1 – гумові пальці; 2 – корпус; 3 – канал підводу повітря; 4 –
 утримуєма деталь; 5 – хомут; 6 – базуючи призма

Приклади інших спеціалізованих конструкцій ЗП з еластичними камерами представлено на рис.8.71.

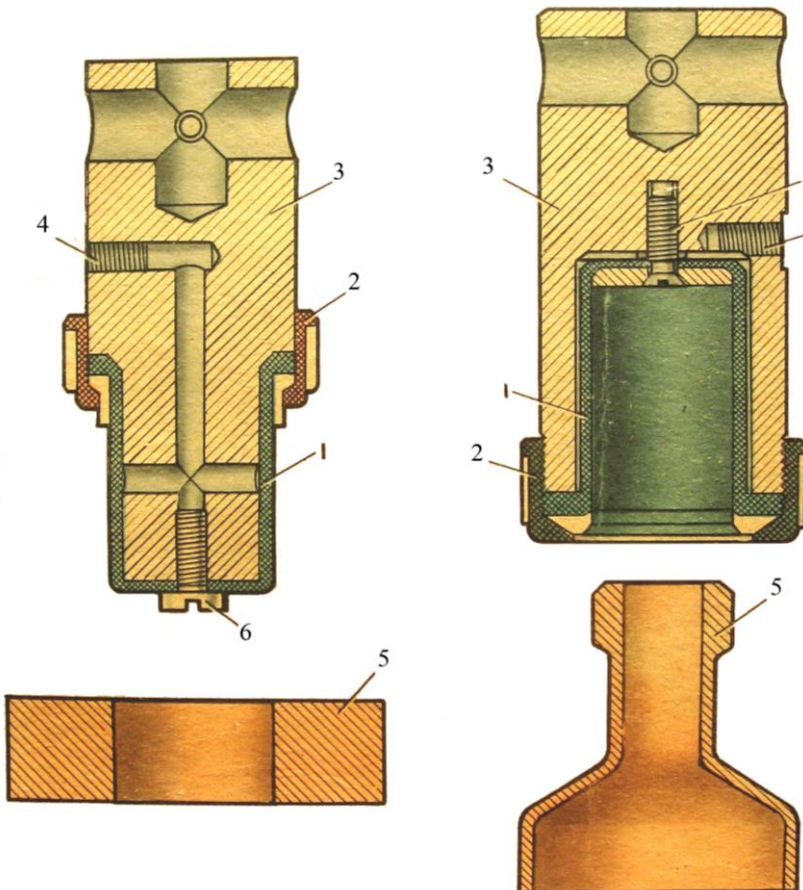


Рис.8.71. Спеціалізований вакуумний ЗП:

1 – елемент із еластичного матеріалу; 2 – накидна гайка; 3 – корпус; 4 – канал підводу повітря; 5 – утримувана деталь; 6 – гвинт

8.7. Магнітні захватні пристрої

У даному випадку деталі захоплюються та утримуються за рахунок магнітної сили, яка створюється або постійним магнітом (рис.8.72), або ж електричними магнітами (рис.8.73). Вони використовуються виключно для захоплення деталей із магнітних матеріалів. ЗП з постійними магнітами надійні, не потребують підводу енергії, але потребують спеціального механізму для роз'єднання деталей. Їх недолік також і в тому, що ЗП притягують металічну стружку.

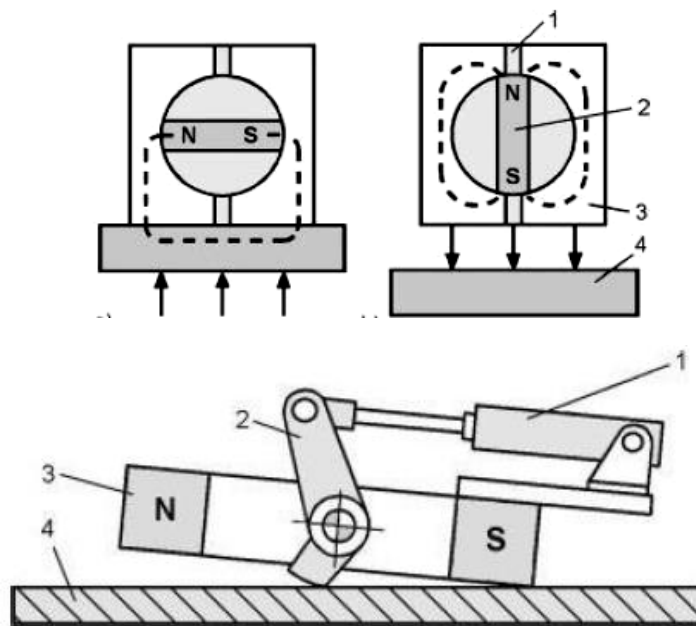


Рис.8.72. ЗП з постійним магнітом:

1 – привід; 2 – розділювач; 3 – магніт; 4 – деталь

Більш часто використовують електромагнітні ЗП (рис.8.73). Сила для утримання деталі в даних ЗП виникає під час подачі живлення на катушку електромагніта, при вимкненні живлення деталь вивільняється. Дані ЗП використовують для захоплення деталей різної форми (рис.8.73, б), особливо для переносу фасонних, циліндричних, ребристих та решітчастих поверхонь, які досить важко захоплювати вакуумними ЗП. Електромагнітні ЗП мають свої переваги, наприклад, захват деталей без щільного контакту, захоплення значної кількості деталей одночасно, при завантаженні

бункера чи іншого накопичувального пристрою.

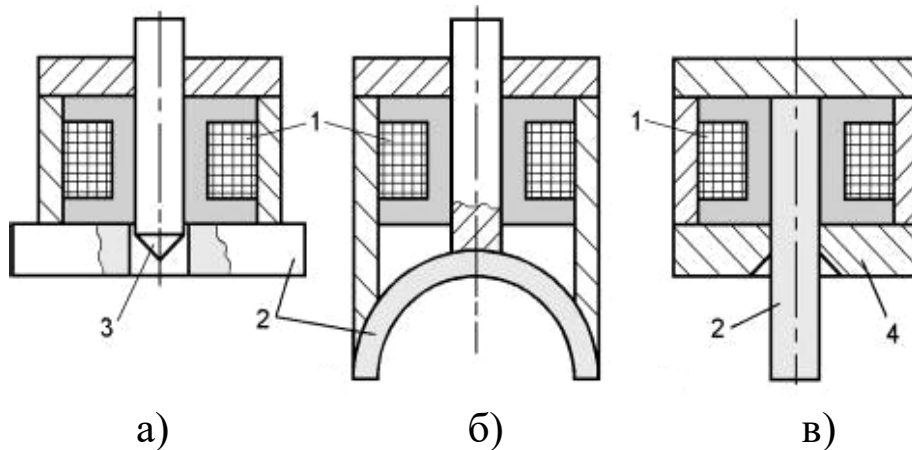


Рис.8.73. Електромагнітні ЗП:

- 1 – обмотка; 2 – спряжувальна поверхня відповідного профілю;
3 – центруючий стрижень; 4 – корпус

Переваги цих захватів: простота конструкцій; зручність в експлуатації; відсутність складного приводу; простота захоплення листових матеріалів. Сила притягування F (кгс) залежить від площі контакту S (см²) деталі з магнітом і величини магнітної індукції B (Вб/м²):

$$F = 4,06 \cdot B \cdot S.$$

Серед електромагнітних ЗП заслуговують уваги конструкції, що дозволяють робочим елементам пристосовуватися до довільного профілю деталі (рис.8.74).

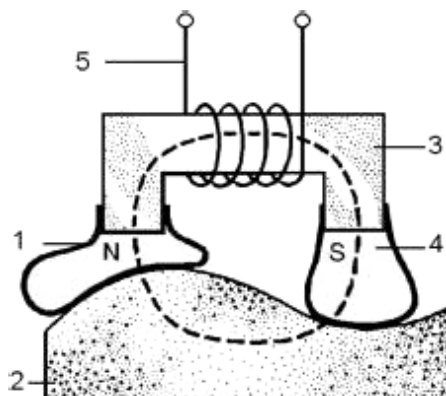


Рис.8.74. Електромагнітні ЗП, що адаптуються до профілю деталі:

- 1 – еластична камера; 2 – деталь; 3 – сердечник; 4 – залізний порошок; 5 – обмотка

Такі конструкції ЗП виконані у вигляді еластичних камер наповнених магнітним порошком. При натискуванні цього ЗП на деталь еластичні камери деформуються, повторюючи форму деталі. Включення електричного струму забезпечує появу магнітних сил, які перетворюють магнітний порошок у моноліт і притягують деталь до ЗП. При відключенні струму, магнітні сили зникають, порошок розсипається, а деталь від'єднується. Разом з цим такі ЗП мають ряд недоліків. Серед них слід виділити такі, як залишковий магнетизм, можливість налипання стружки і металічного пилу, витрата часу на включення електромагніту, можливість зменшення сили затиску під час експлуатації, значна маса ЗП.

8.8. Вакуумні захватні пристрої

Робочим елементом таких пристроїв є вакуумна камера – присоска, яка створює замкнену порожнину, що і забезпечує під'ємну силу, яка є пропорційною до площі затиску. Присоски виготовляють з резини або пластика. Вибір матеріалу для їх виготовлення залежить від умов, за яких вони будуть працювати (температура та наявність в робочому середовищі масла або хімічних реагентів). На рис.8.75, 8.76 та 8.77 зображено типові конструкції вакуумних присосок. Вакуумні ЗП знаходять широке використання у промисловості, завдяки можливості виконувати затиск деталей із немагнітних матеріалів, особливо листової форми.



Рис.8.75. Вакуумні присоски промислового робота



Рис.8.76. Багатопозиційний вакуумний захватний пристрій



а)

б)

в)

Рис.8.77. Приклади вакуумних ЗП для різних об'єктів виробництва:
а – ЗП для затиску картонних виробів; б – ЗП для затиску деревинних виробів; в – ЗП для затиску керамічних виробів

За способом дії вакуумні ЗП розділяють на пасивні та активні.

Пасивні вакуумні ЗП (ГОСТ 26063-84) – пристрої, у яких розрідження повітря в зоні контакту ЗП з деталлю створюється за рахунок витіснення повітря при деформуванні пружного робочого елемента. В якості пружного робочого елемента використовуються еластичний корпус ЗП (присоска), мембрана або сільфон (рис.8.78).

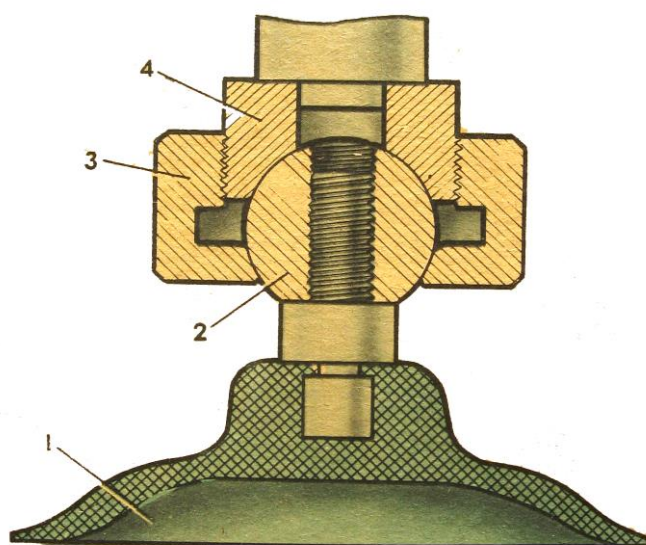


Рис.8.78. Пасивна вакуумна присоска:

1 – присоска; 2 – шарова опора; 3 – накидна гайка; 4 – корпус

Для рівномірного прилягання до деталі робочої поверхні присоски 1 використовують шарову опору 2, яка вмонтована за допомогою накидної гайки 3 в корпусі 4. Збереження створеного вакууму, а відповідно сили протягування деталі до присоски, вимагає високої щільності прилягання присоски до поверхні утримуваної деталі

Також у пасивних вакуумних присосках розрідження може створюватися за рахунок ходу поршня, який витісняє повітря. Під час утримування довгих плоских деталей вакуумні захватні пристрої можуть виконуватися з орієнтуючими механізмами так, як це показано на рис.8.79.

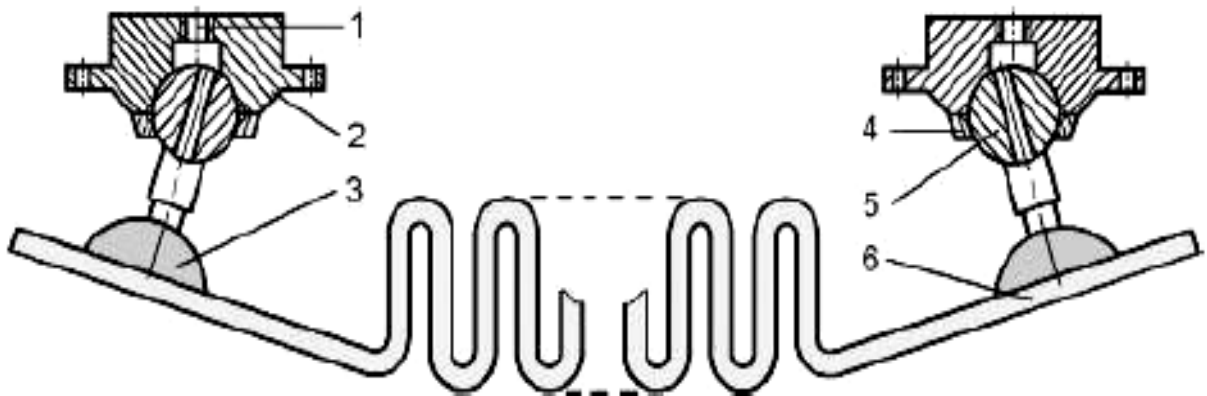


Рис.8.79. Вакуумні захватні пристрої з орієнтуючими механізмами:

1 – канал доступу повітря; 2 – корпус ЗП; 3 – присоска; 4 – кришка; 5 – орієнтуюча кулька; 6 – деталь, що утримується

Активні вакуумні ЗП (ГОСТ 26063-84) – пристрої, у яких розрідження повітря в зоні контакту з деталлю створюється примусово, наприклад вакуумними або поршневыми насосами, а також ежектором. В останніх вакуум створюється прокачуванням стиснутого повітря через звужений калібрований отвір. Приклад такого ЗП наведено на рис.8.80.

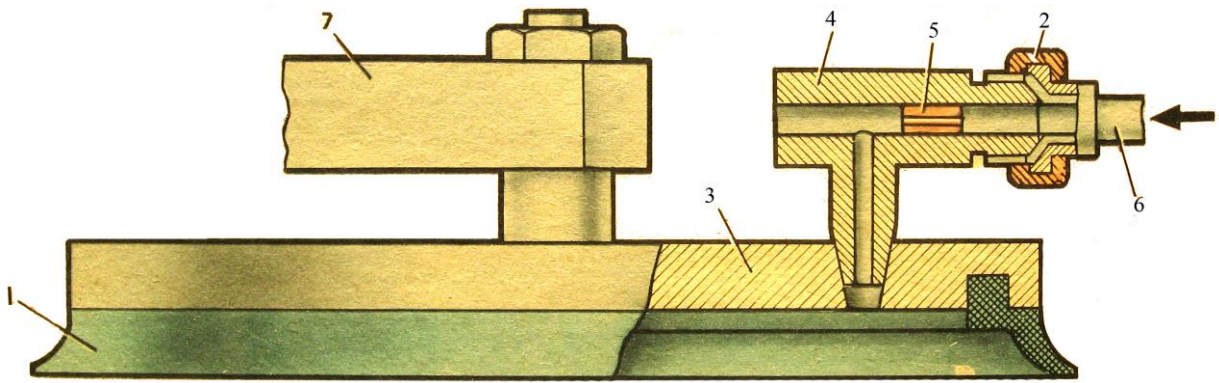


Рис.8.80. Вакуумний ЗП з примусовим розрідженням:

1 – присоска; 2 – накидна гайка; 3 – корпус; 4 – ежектор; 5 – пробка з соплом; 6 – канал для підводу повітря; 7 – рука робота

Загальна сила утримування деталі присоскою:

$$Q = (P_a - P_b) \cdot S \cdot k,$$

де: P_a , P_b – відповідно, атмосферний та вакуумний тиск в середині присоски; S – площа контакту присоски з утримуваною деталлю; k – коефіцієнт герметичності вакуумної системи та зміни площі присоски у зв'язку з її деформацією ($k = 0,8 - 0,85$).

Протягом останніх років знайшли застосування різні пристрої струменевої техніки, в яких під дією стисненого повітря здійснюється захоплення, орієнтація, транспортування та контроль окремих деталей. Важливе місце серед них займають струменеві хватні пристрої (СЗП), призначені для захоплення та орієнтації деталей різноманітної конфігурації, матеріалу і ваги. В основу конструкцій СЗП покладений відомий ефект [90] виникнення підіймаючої сили, при обтіканні струменем повітря сформованим сопловими елементами плоскої, циліндричної або сферичної поверхонь. Порівняно з вакуумними – струменеві хватні пристрої можуть утримувати більш гнучкі, крихкі та нагріті до високих температур заготовки. Відмінним елементом групи СЗП є наявність в площині їх торця кільцевої щілини. Так, в корпусі 1 СЗП (рис.8.81) встановлена конічна вставка 2, яка утворює на торці хватного пристрою разом з фаскою центрального отвору

корпуса кільцеву конічну щілину 3. У процесі витікання зі щілини повітряний струмінь заломлюється до поверхні попередньо підведеної заготовки і торця захватного пристрою, протікає в зазорі між торцем корпусу 1 і заготовкою 4 у вигляді плоского радіального потоку, викликаючи за рахунок ежекції ефект присмоктування.

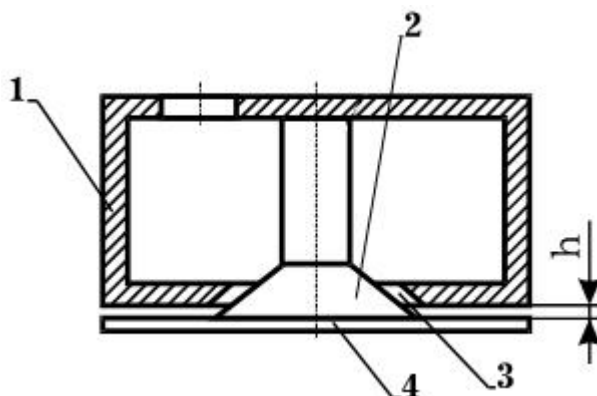


Рис.8.81. Струменевий захватний пристрій

Фіксація заготовки від зміщень у площині торця корпусу здійснюється за рахунок сил тертя заготовки відносно конічної вставки 2, яка виступає над торцем корпусу 1 на величину $h > 0.12$ мм.

8.9. Адаптивні захватні пристрої

Адаптивні (чутливі) захватні пристрої. Поняття адаптивності у механічних ЗП можливо розглядати як з механічної точки зору, так і з електричної. У ряді випадків промислові роботи потрібно оснащувати датчиками зовнішньої інформації: про наявність об'єкта маніпулювання, його форму, розміри, масу, стан поверхні, зусилля його утримання, ступені можливого проковзування і тому подібне. Часто найкращим місцем установки датчиків є ЗП. Бажано також, щоб захватний пристрій автоматично пристосовувався до форми об'єкта маніпулювання.

Захватні пристрої, оснащені датчиками зовнішньої інформації. За певних маніпуляцій з об'єктом використовують як контактні, так і неконтактні (дистанційні) датчики, зокрема локаційні системи і

системи технічного зору (СТЗ). У випадках безпосередньої взаємодії з об'єктом буває необхідно вимірювати сили і моменти, що виникають між ним і робочим органом. При такій взаємодії потрібно реєструвати сили захоплення, положення пальців і орієнтацію об'єкту відносно ЗП, а також реагувати (зміною сил стиснення пальців) на проковзування об'єкта в захопленні. Приклади датчиків (сенсорів), що використовуються у ЗП розглянуто нижче.

Тактильні датчики для забезпечення захоплення і утримання деталі. Програмний робот PUMA оснащують системою технічного зору для орієнтування в просторі, пошуку і визначення положення об'єкта і наведення хватного пристрою на предмет. Локальні рухи ЗП при захопленні і утриманні деталі забезпечують тактильні датчики. Варіанти розміщення тактильних датчиків на ЗП робота PUMA для забезпечення захоплення деталі (а) і її утримання (б) представлено на рис.8.82. Після наведення на предмет торці губок ЗП торкаються поверхні деталі. Якщо деталь зміщена щодо губок ЗП, то, торкнувшись її, спрацьовують датчики на торці однієї з губок хватного пристрою (див. рис.8.82, а). Це буде сигналом в систему управління — змістити ЗП убік, щоб узяти деталь. Величина поперечного зміщення ЗП або розтиску губок (якщо спрацювали датчики на торцях обох губок) може визначатися кількістю контактів, що спрацьовують. Установка тактильних датчиків на внутрішній стороні губок (див. рис.8.82, б) визначить проковзування деталі в губках ЗП. Такі ж датчики встановлюють і на зовнішній стороні губок при необхідності фіксації контакту ЗП із зовнішніми перешкодами. Алгоритми управління при цьому можуть бути достатньо простими і полягати в підсумовуванні і порівнянні сигналів з датчиків зовнішньої і внутрішньої інформації і формуванні дій, що корегують, управляючу програму.

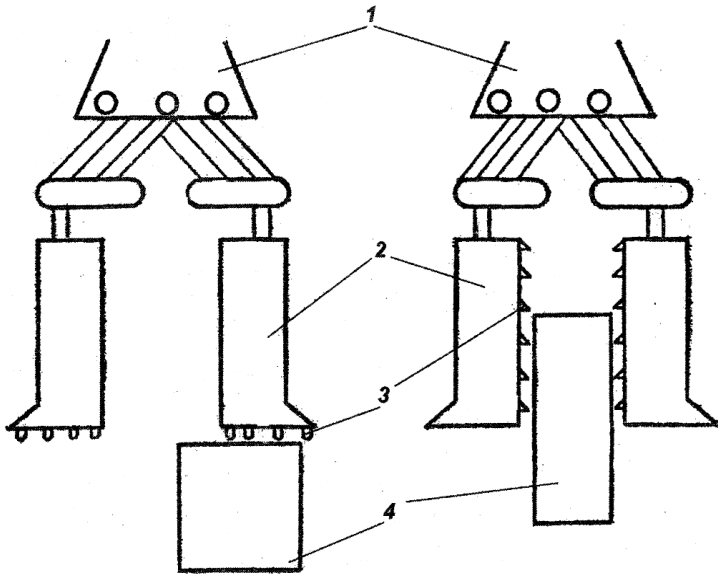


Рис.8.82. Розміщення тактильних датчиків на ЗП:

1 – ЗП робота; 2 – губки ЗП; 3 – тактильні датчики; 4 – деталь

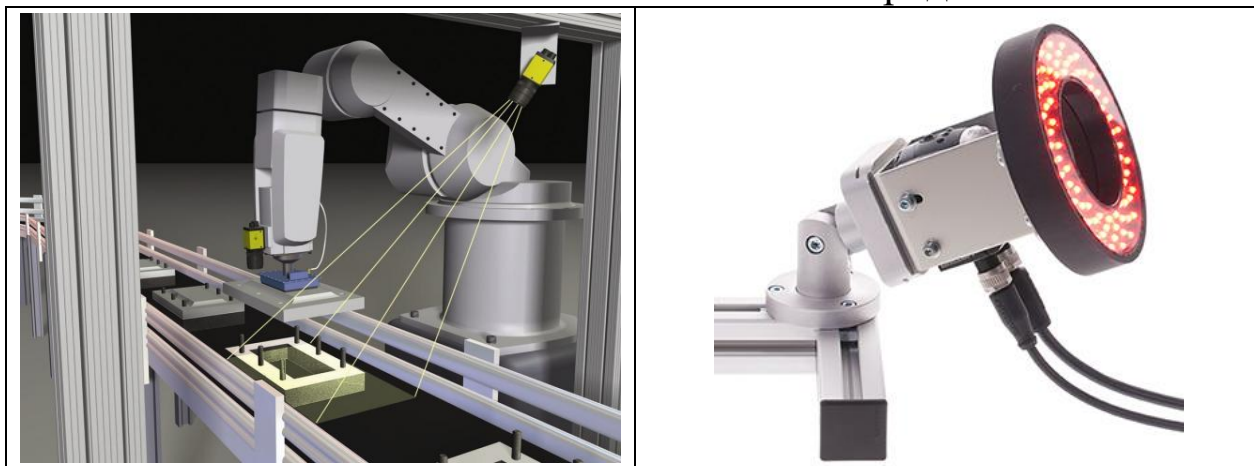
У сучасних промислових роботах використовуються дуже багато різних датчиків (сенсорів), більшість з яких встановлюються саме на ЗП. Оснащений такими датчиками ЗП промислового робота може регулювати силу затиску деталі за рахунок зміни прискорення руху руки робота, вимірювати сили затиску, визначати об'єкт маніпулювання за допомогою технічного зору, сканувати поверхні об'єкта маніпулювання інфрачервоними проміннями, вимірювати відстань до об'єкта маніпулювання ультразвуковими сенсорами, збалансовано переміщувати об'єкти між приймальним та подавальним пристроями і т.п. Приклади таких датчиків показано в таблиці 8.6.

Таблиця 8.6.

Сенсорне оснащення промислових роботів та їх захватних пристроїв



Акселерометри (прискорення, орієнтування в просторі)		
		
<p>П'єзо-електричний акселерометр</p>	<p>Тривісний акселерометр</p>	<p>Акселерометр та гіроскоп</p>
		
<p>Інфрачервоні сенсори ЗП</p>	<p>Ультразвукові сенсори ЗП</p>	<p>Сенсор звука</p>
Допоміжні функції робота		
		
<p>Геркон</p>	<p>Датчик освітленості</p>	<p>П'єзо-датчик вібрації</p>
Датчики технічного 3-D зору		
		



Адаптивний захватний пристрій робота PUMA-600 приведений на рис.8.83. Його використовують на операціях складання різних виробів. Два паралельно розташованих пальці 8 через рейку 12, зубчасті колеса 5 і систему паралелограмів важелів 6 приводяться в рух двигуном постійного струму 14.

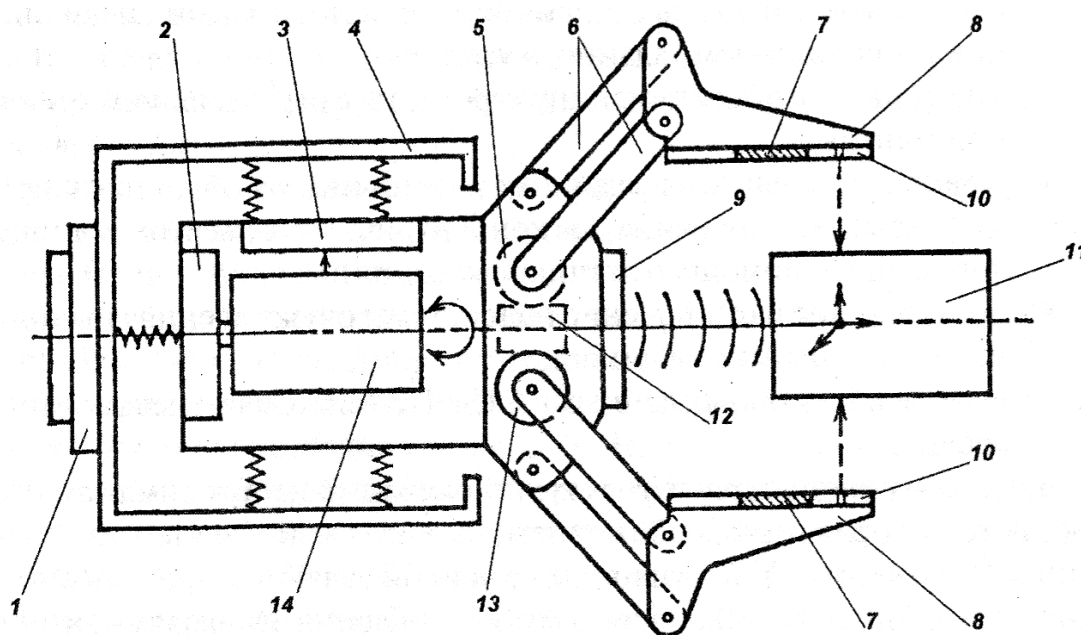


Рис.8.83. Розташування датчиків на ЗП робота PUMA-600:
 1 – з'єднання з кистю робота; 2 – датчик кутових переміщень; 3 – датчик сил; 4 – силомоментний датчик; 5 – зубчасте колесо; 6 – важелі; 7 – п'єзокристалічні датчики проковзування; 8 – пальці ЗП; 9 – ультразвуковий датчик; 10 – інфрачервоний датчик; 11 – об'єкт маніпулювання; 12 – зубчаста рейка; 13 – потенціометр для виміру положення губок ЗП; 14 – електродвигун

Пальці змінні. ЗП може утримувати об'єкти 11 з певним зусиллям. Траєкторія руху кінців пальців криволінійна (по радіусу). Це означає, що точка зіткнення губок з деталлю міняє своє положення залежно від необхідного розведення (кута розкриття ЗП). Тому при захопленні об'єктів різного розміру кожного разу необхідно обчислювати положення пальців ЗП. Максимальне розведення складає 8 см, а ефективна максимальна сила захоплення рівна 30Н. Управління ЗП здійснює мікро ЕОМ, що взаємодіє з центральною системою управління ПР, якій вона передає інформацію про положення і швидкість переміщення пальців, значення сил захоплення та ін.

У перелік операцій ЗП входять: переміщення пальців із заданою швидкістю в задане положення і з заданими силами; захоплення об'єкта маніпулювання з обмеженням сил і моментів; установка пальців на заданій відстані від об'єкта (наприклад, позиціонування ЗП концентрично з об'єктом маніпулювання за допомогою датчиків торкання).

ЗП з пристроєм для вимірювання діаметра обробленої деталі (рис.8.84). У пазу однієї із затискних губок 1 ЗП на плоских пружинах 2 підвішена вимірювальна призма 4. На ній жорстко закріплено сопло пневматичного вимірника.

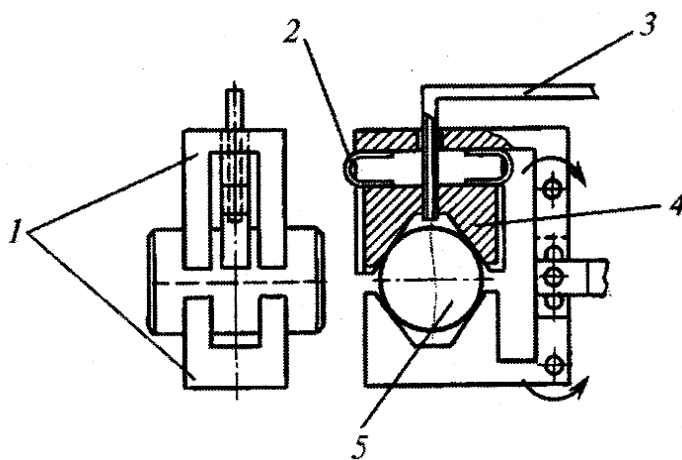


Рис.8.84. ЗП з пристроєм для виміру обробленої деталі:

1 – затискні губки; 2 – пружини; 3 – пневмопривід; 4 – призма вимірювальна; 5 – деталь

При зміні відстані між соплом і поверхнею деталі 5 через коливання її розмірів змінюється витрата повітря у вимірювальній системі, підключеній до пневмопроводу 3.

Широкодіапазонний ЗП для виконання складальних операцій з деталями типу корпусів і тіл обертання, оснащений струменевим датчиком останову при підході до деталі, показано на рис.8.85.

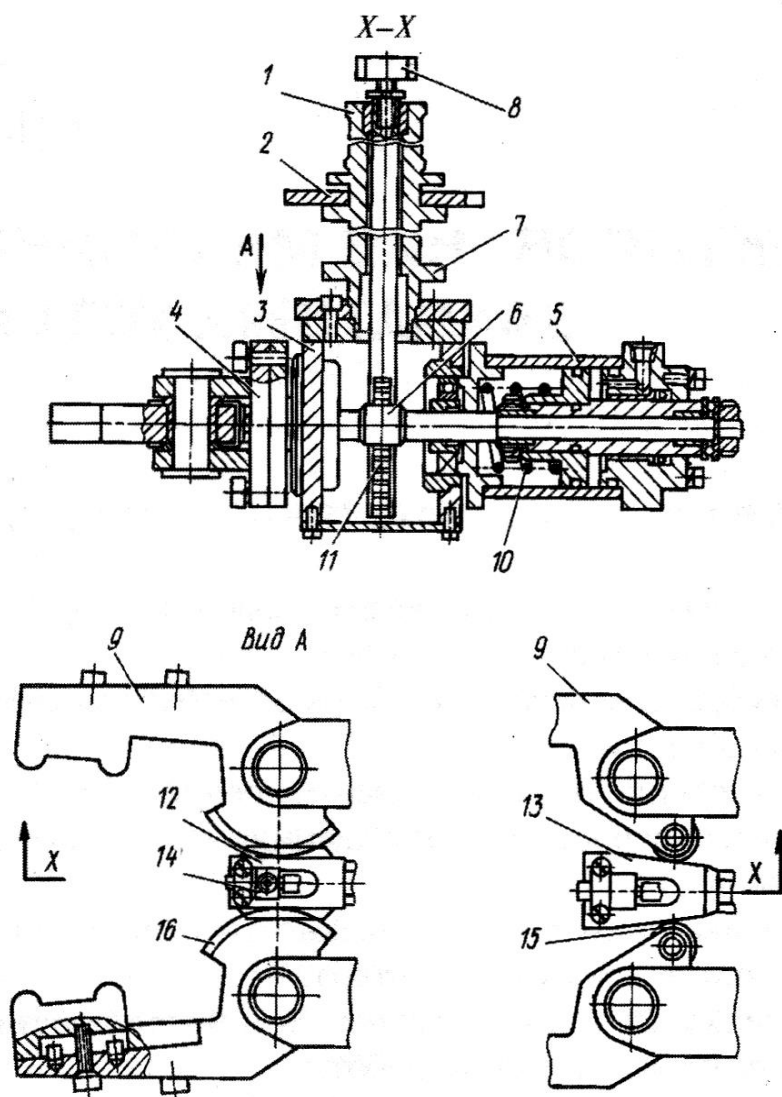


Рис.8.85. Широкодіапазонний ЗП для виконання складальних операцій, оснащений струменевим датчиком зупинки при підході до деталі:

- 1 – хвостовик; 2 – фланець; 3 – корпус; 4 – плита; 5 – пневмоциліндр; 6 – шестерня; 7 – тяга; 8 – болт; 9 – затискні губки; 10 – пружина; 11,12 – рейки; 13 – клин; 14 – струменевий датчик; 15 – ролик; 16 – зубчастий сектор

До корпусу 3 зверху кріплять хвостовик 1 з фланцем 2 – елементи системи автоматичної зміни ЗП, а збоку – пневмоциліндр 5, призначений для розкриття губок 9, які для затиску деталі зводяться пружиною 10. Губки вільно повертаються на осях, встановлених у вилиці, змонтованій на поворотній плиті 4.

Поворот плити навколо осі Х – Х на 90 і 180° здійснюється завдяки передачі шестерня 6 – рейка 11, причому рейка нарізана на кінці тяги 7, з'єднаною болтом 8 з штоком гідро- або пневмоциліндра, розміщеного усередині руки та ін. Губки повертаються або за допомогою рейкової передачі рейка 12 – зубчатий сектор 16, або за допомогою клину і розтискних роликів 15. На рейці 12 або на клині 13 змонтований струменевий датчик 14, що подає команду на останов руки ПР при підході до деталі, розташованої в магазині у вигляді столу. Пневмоциліндр 5 і датчик 14 підключаються до силової і вимірювальної мереж і до пневмоелектроперетворювача за допомогою пневмороз'єму.

8.10. Мініатюризовані захватні пристрої

Останнім часом у сфері робототехніки почав розвиватися напрямок мініатюризації як роботів, так і їх ЗП. Завдяки розвитку даного напрямку сфера використання промислових роботів розширюється. Приклади виконання міні- та мікрозахватів приведено на рис.8.86, 8.87.

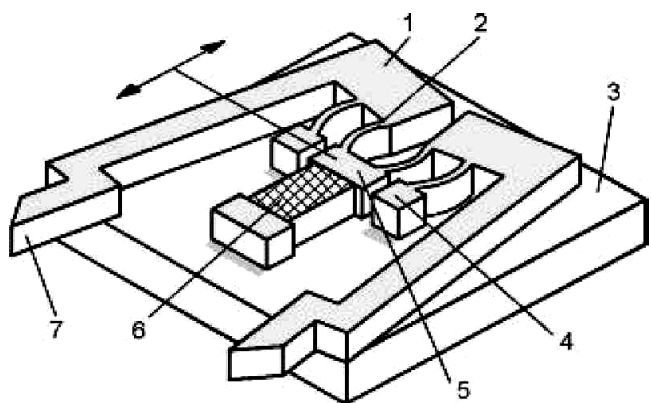


Рис.8.86. Міні ЗП з п'єзоелектричним приводом:

1 – затискний важіль; 2 – еластичне з'єднання; 3 – корпус; 4 – контактний елемент; 5 – елемент зв'язку; 6 – п'єзо-електричний привод; 7 – захватні елементи

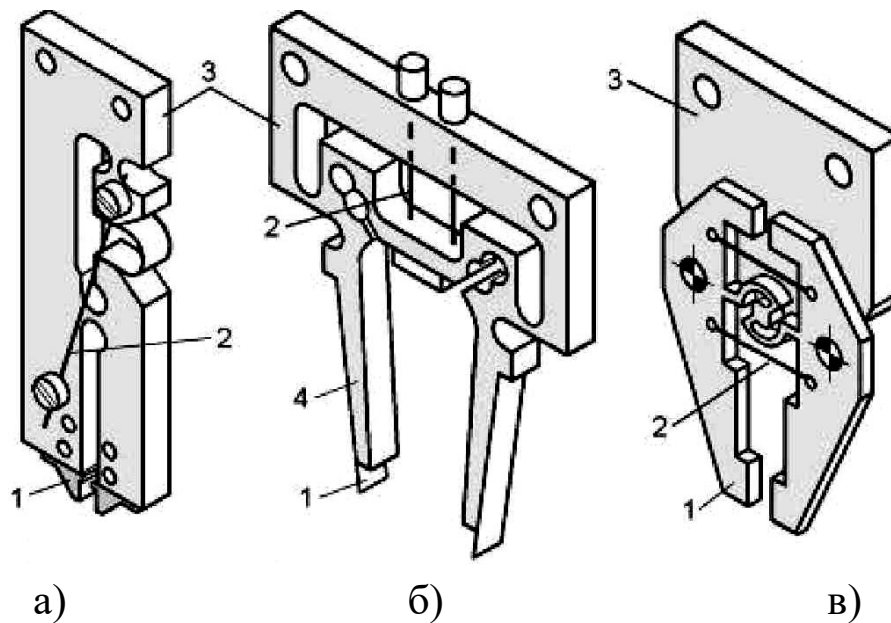


Рис.8.87. Мікро ЗП (вага 5гр):

1 – затискні елементи; 2 – тяги; 3 – корпус; 4 – затискні важелі

В умовах зростання попиту на промислові роботи середньої вантажності чітко окреслилася тенденція збільшення попиту на легкі і надлегкі роботи. Це пояснюється головним чином тим, що забезпечення точності і стабільності багатьох процесів і операцій, у тому числі складальних, в умовах розширення номенклатури і дрібносерійності неможливо без використання промислових роботів. Область мікроманіпулювання і мікроробототехніки все ще перебуває у своїй початковій стадії розвитку, і промисловість сьогодні орієнтується на створення мікроманіпуляторів і складальних центрів, призначених для вирішення конкретних задач.

Існує багато типів міні та мікро ЗП. Вони оснащені різними датчиками і, як правило, спеціально розроблені під конкретні завдання. Основна мотивація для створення міні та мікро роботів, а також їх ЗП полягає у відсутності мікроманіпуляційних систем, необхідних для вирішення широкого спектру завдань – від високоточного монтажу мікрокомпонентів в радіоелектроніці до складання мікромеханічних пристроїв.

Ідея створення мікромашин не нова, але саме сьогодні у зв'язку з успіхами в галузі мініатюризації комп'ютерних і механічних компонентів вона стала реальною (рис.8.88).



Рис.8.88. Кисть мікроманіпулятора

Для складання і монтажу мікропристроїв потрібні мікроманіпулятори і мікрозахватні пристрої, які можуть забезпечити високу точність і надійність позиціонування малих деталей. Проблема розробки мехатронних систем мікропереміщень має важливе значення, оскільки дозволяє створювати нові автоматичні пристрої в областях мікроробототехніки, мікробіології та мікроелектроніки.

Найбільш розповсюджені в даних ЗП системи з п'єзоелектричними приводами, які володіють рядом важливих переваг, таких як: висока жорсткість, точність, надійність, компактність.

РОЗДІЛ 9

ГРАДАЦІЯ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ

9.1. Обґрунтування градації конструктивних параметрів захватних пристроїв

Наведені у попередніх розділах розрахунки та дослідження дозволяють обґрунтовано визначати основні конструктивні параметри ЗП. Їх значення доцільно узгоджувати із регламентованими величинами, що дозволить більш ефективно вирішувати питання роботизації виробничих процесів, оскільки ЗП можна розглядати як окремі модулі роботів. Це дозволяє створювати базу даних для активнішого створення та використання модульних конструкцій роботів.

При створенні такої градації необхідно враховувати такі умови:

1. Градація ЗП повинна узгоджуватися з градацією промислових роботів.
2. Параметри ЗП повинні узгоджуватися з градацією параметрів утримуваних ними деталей.
3. Врахування градації параметрів обладнання, яке може обслуговуватись роботами.
4. Врахування особливостей виконуваних роботом операцій та відповідних вимог до їх виконання.
5. Забезпечення узгодження між розробленою градацією з існуючими стандартами, які регламентують ці питання. Наприклад, «ГОСТ 8032-84 (СТ СЄВ 3961-83) Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел», стандарти по роботах «ГОСТ 252042-82», «ГОСТ 16558-80», «ГОСТ 26063-83», «ГОСТ 16558-80» та інші стандартизовані регламенти та рекомендації.

З урахуванням наведених умов та відповідно до вищенаведених силових та функціональних досліджень

рекомендується така регламентація параметрів ЗП згідно із конструктивною схемою (рис.9.1, а).

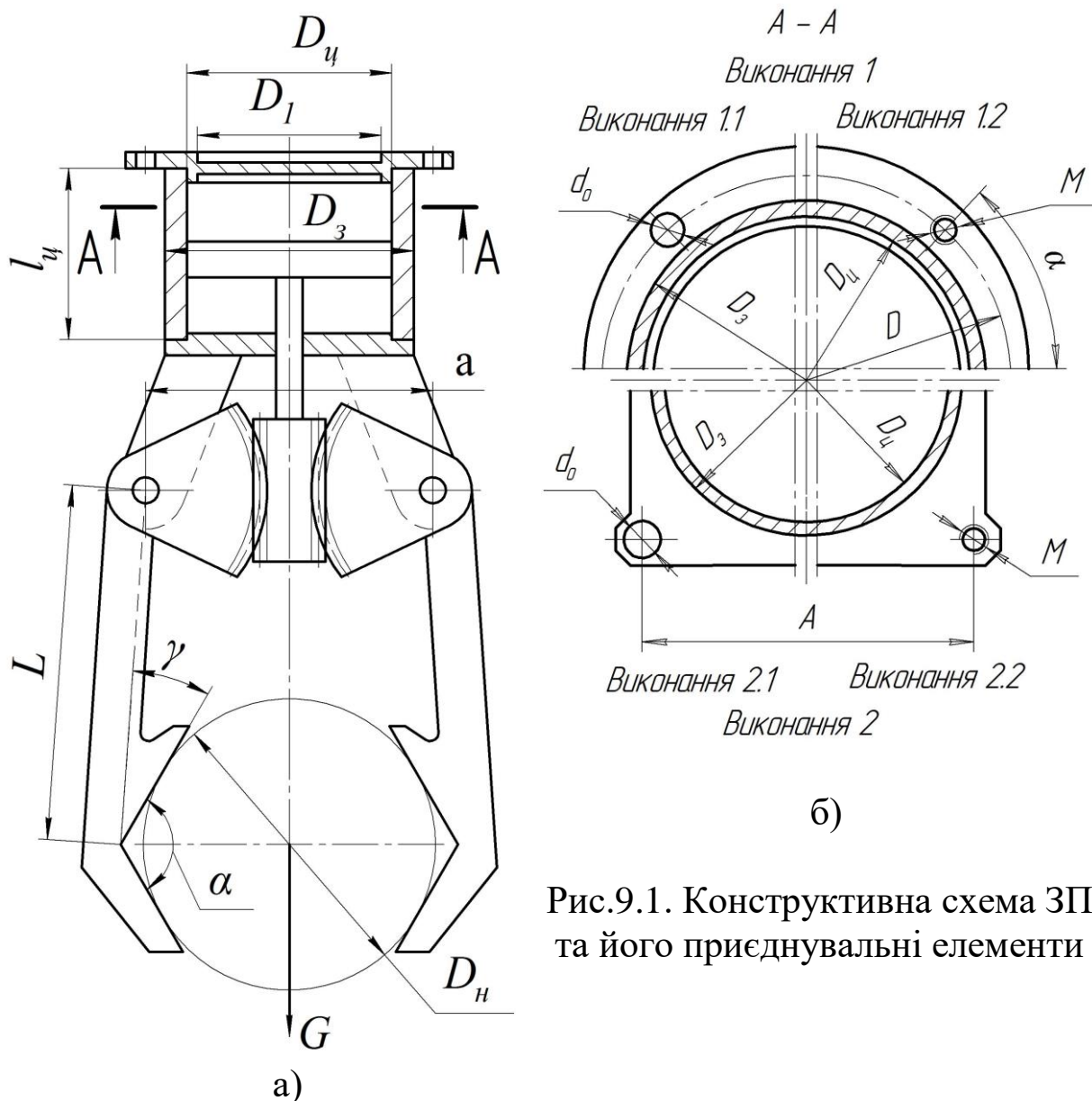


Рис.9.1. Конструктивна схема ЗП та його приєднувальні елементи

Вхідною величиною, яка найбільшою мірою впливає на параметри ЗП є вага транспортованої деталі (G). Цю величину доцільно приймати за параметр вантажної здатності ЗП, яка повинна співпадати (узгоджуватись) з вантажністю робота. Тому градацію ЗП за вантажністю слід регламентувати за:

- основним рядом (знаменник по ряду R5 – 1,6): 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100кг і т.д.
- додатковим рядом (знаменник по ряду R10 – 1,25): 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6кг і т.д.

Ці ряди можуть бути продовжені як у більшу, так і в меншу сторони.

Наступним параметром пристрою є кут затискних призм. Як кутові величини їх градація повинна узгоджуватися з арифметичними рядами:

- основний ряд (крок - 15°): 60° ; 75° ; 90° ; 105° ; 120° ; 135° і т.ін.;

- 1-й додатковий ряд (крок - 10°): 60° ; 70° ; 80° ; 90° ; 100° ; 110° ; 120° і т.ін.;

- 2-й додатковий ряд (крок - 5°): 60° ; 65° ; 70° ; 75° ; 80° ; 85° ; 90° ; 95° ; 100° ; 105° ; 110° ; 115° ; 120° і т.ін.

Подібно розглядається градація пристроїв по куту приєднання затискної призми до затискних важелів γ . Оскільки він має не велику величину (до $0^\circ \dots 45^\circ$), то градація повинна бути:

- основний ряд (крок - 15°): 0° ; 15° ; 30° ; 45° ;

- додатковий ряд (крок - 5°): 0° ; 5° ; 10° ; 15° ; 20° ; 25° ; 30° ; 35° ; 40° ; 45° .

Лінійні розміри: довжини затискних важелів (L); відстані між їх опорами (a); діаметр $D_{\text{ц}}$ та довжина циліндра $l_{\text{ц}}$ привода повинні регламентуватися за геометричними рядами:

- основний (знаменник – 1,6): 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400мм і т.д.;

- 1-й додатковий (знаменник – 1,25): 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160мм і т.д.;

- 2-й додатковий (знаменник – 1,12): 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 36; 40мм і т.д.

Як в цих, так і в подальших рекомендаціях при виборі тих чи інших параметрів, перевагу необхідно віддавати основному або 1-шому додатковому ряду.

Іншою важливою частиною регламентації є узгодження параметрів стикування ЗП до вихідної ланки руки (кисті) робота. Для виконання цієї умови важливо, щоб стикувальний фланець

захвата (рис.9.1, б) мав можливість стикуватися з фланцем руки робота. Використовуючи рекомендовані градації для роботів, їх можна використати і для вирішення поставленої задачі для захватів. Тоді фланці доцільно розглядати двох виконань: виконання 1 – фланці круглої форми; виконання 2 – фланці квадратної форми.

Кожне з цих виконань може бути двох видів: фланці з приєднувальними отворами без різі (вик.1.1 та вик 2.1) та фланці з приєднувальними отворами з різзю (вик.1.2 та вик 2.2).

Врахування умов центрування захвата з фланцем руки здійснюється додатковим добавленням в позначенні: 1 – фланець захвата для базування має внутрішню розточку (наприклад – вик.1.2.1) або 2 – фланець захвата має виступ для базування (наприклад – вик. 1.2.2).

Вибір значень міжцентрової відстані між з'єднувальними отворами та розміри цих отворів вибираються відповідно до зовнішнього діаметра циліндра D_3 . Величина цього діаметра залежить від внутрішнього діаметра циліндра $D_{\text{ц}}$ плюс товщина стінок циліндра, яка залежно від $D_{\text{ц}}$ знаходиться в межах 1,5 – 5мм. З урахуванням цього D_3 необхідно вибирати по основному ряду (знаменник – 1,25) або додатковому ряду (знаменник – 1,12).

Вибір рекомендованої градації координат з'єднувальних отворів (D чи A), та розмірів отворів (d_0 чи M) вибрано з виконанням умови з'єднання фланців стандартними гвинтами, болтами та гайками. Враховуючи всі ці умови рекомендована градація з'єднувальних фланців захватів наведена в табл.9.1.

Наведена градація дозволяє зменшити кількість близьких за розмірами ЗП, зменшити витрати на їх виготовлення, покращити експлуатаційні показники використання роботів у виробництві за рахунок їх швидкого переналагодження, та ін. Відповідно, запропонована градація може бути покладена в основу спеціального стандарту по ЗП.

Таблиця 9.1.

Градація розмірів з'єднувальних фланців ЗП

D _ц		D _з		D, мм	A, мм		d _о , мм	M	D ₁ , мм
(R10)	(R20)	(R10)	(R20)		R10	R20			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	10		14	22	16		4,4	M4	6
12		16		25		18	4,4	M4	8
	14		18		10				
16		20		30		20	4,4	M4	12
	18		22		25	14			
20		25		36	25		5,5	M5	16
	22		28	40		28	6,6	M6	18
25		32		45	32		6,6	M6	22
	28		36						24
32		40		50		36	6,6	M6	28
	36		45	56	40		9,0	M8	32
40		50		60	40		6,6	M6	36
	45		56	65		45	9,0	M8	40
50		63		76	50		9,0	M8	44
	56		71	80		56	11,0	M10	50
63		80		90	60	56	11,0	M10	58
	71		90			64			
80		100		100	75		11,0	M10	72
	90		112						80

Додатково до наведеної градації ще потрібно вказати точність зазначених розмірів. Так внутрішній діаметр циліндрів (D_ц) повинен виконуватись під посадку з'єднання з поршнем порядку H8(H7) і т.п.

9.2. Градація двозахватних пристроїв ПР

Розглянуті елементи з'єднання ланок доцільно використовувати при розробці модульної побудови двозахватних пристроїв. Тож зазначені модулі можна розділити на дві частини – виконавчі елементи (захвати, механізми зміни захватів місцями тощо) та ланки пристрою (планки, кронштейни і т.д.). На рис.9.2 представлені виконавчі елементи: захвати, механізм ЗЗМ та кисті.

При виборі варіанту виконання ланок з'єднання необхідно враховувати такі вимоги:

1. Забезпечення надійного з'єднання модулів.
2. Забезпечення потрібної точності з'єднання модулів із необхідною їх взаємною орієнтацією. Для цього в стикових елементах мають бути передбачені базові поверхні.
3. Простота конструкції з мінімальними масо-габаритними параметрами.
4. Забезпечення швидкого і зручного з'єднання модулів між собою.

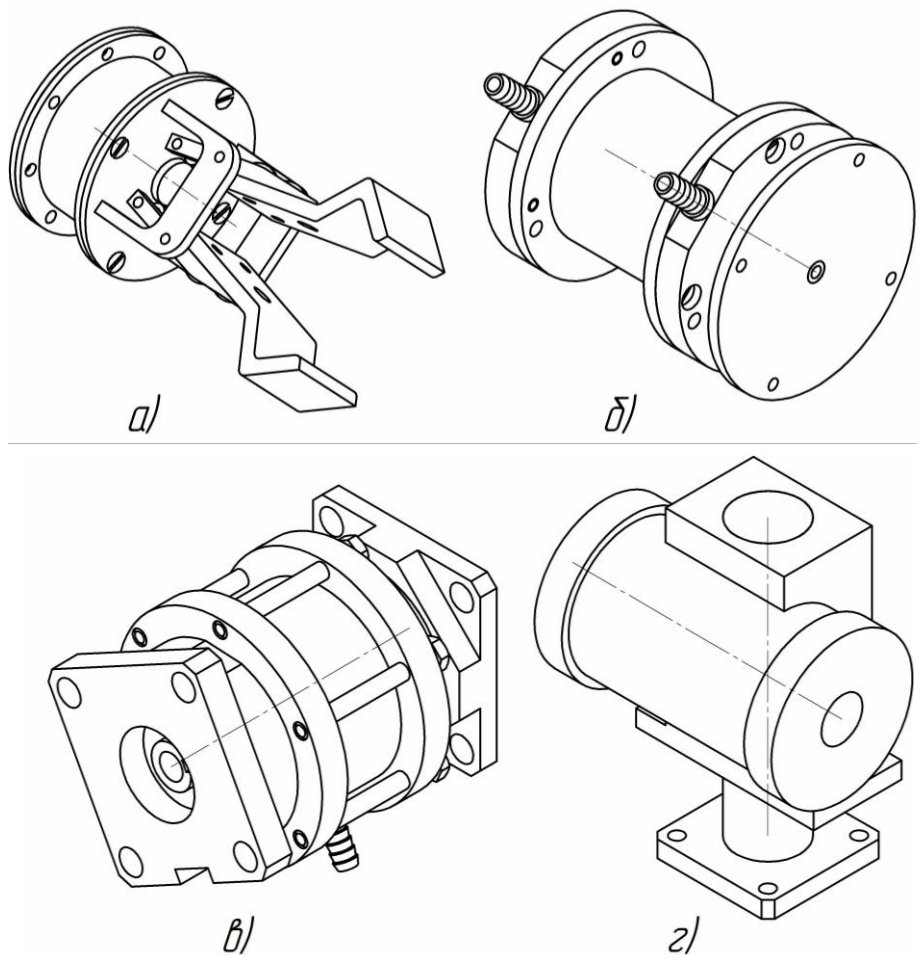


Рис.9.2. Модулі двозахватних пристроїв:
а – захват; б, в, г – кисті та механізми ЗЗМ

На рис.9.3 наведені деякі можливі виконання з'єднувальних ланок, які є комбінаціями фланців з їх розмірами, узгодженими із стандартними значеннями. Так, довжина ланки L залежить від

довжини утримуваних деталей та особливостей виконання двозахватного пристрою, але у будь-якому випадку її потрібно вибирати із стандартного ряду R5 чи R10. Деякі інші основні параметри з'єднувальних фланців наведені на рис.9.3.

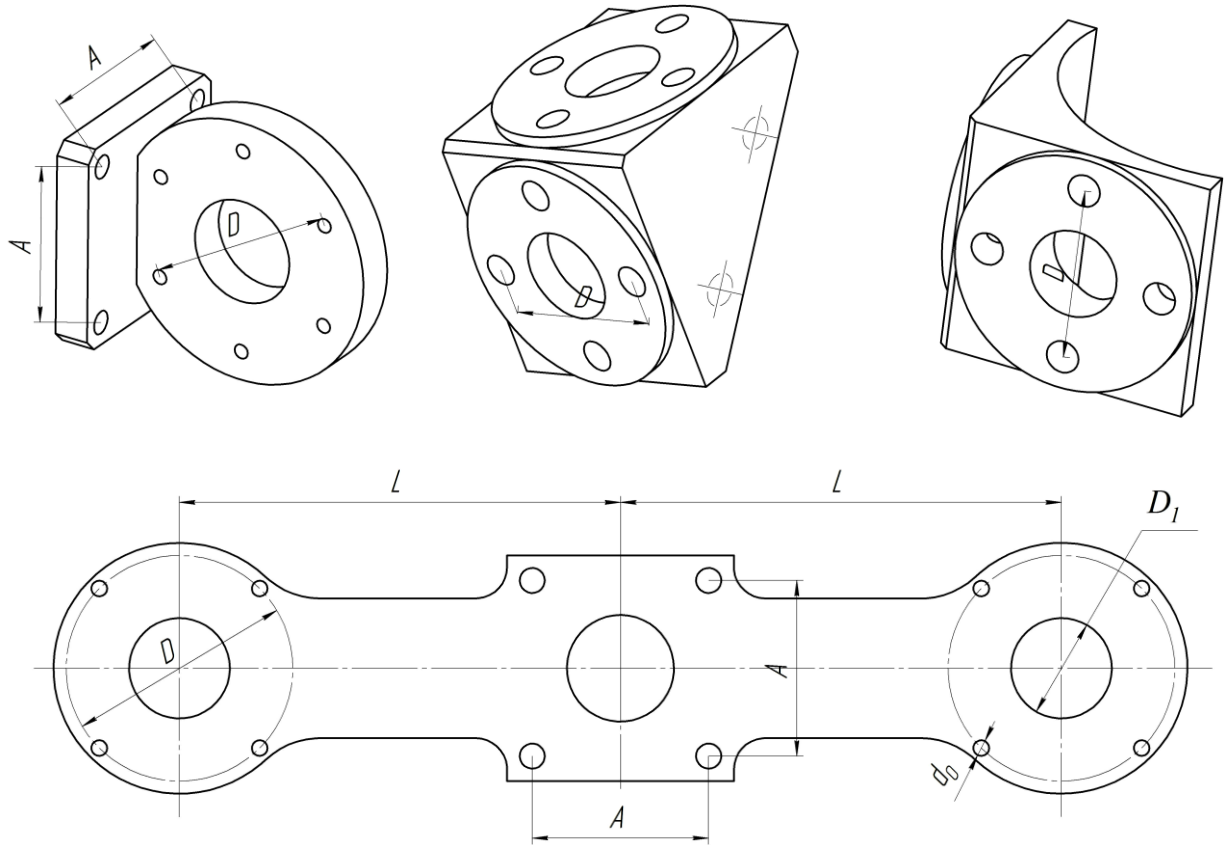


Рис.9.3. З'єднувальні ланки

З наведених модулів та з'єднувальних ланок можна скласти різні за конструктивним виконанням та функціональними можливостями двозахватні пристрої для відповідних умов роботи ПР в РТК (рис.9.4).

Тож розроблені модулі дозволяють отримувати двозахватні пристрої для різних умов роботи РТК. Градація розмірів відповідно до ГОСТ8032-84 (СТСЕВ 3961-83) «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел» дозволяє зменшити кількість їх виконань у тому числі перехідних ланок та кронштейнів, для з'єднання модулів між собою, що враховано в градації параметрів фланців (табл.9.1).

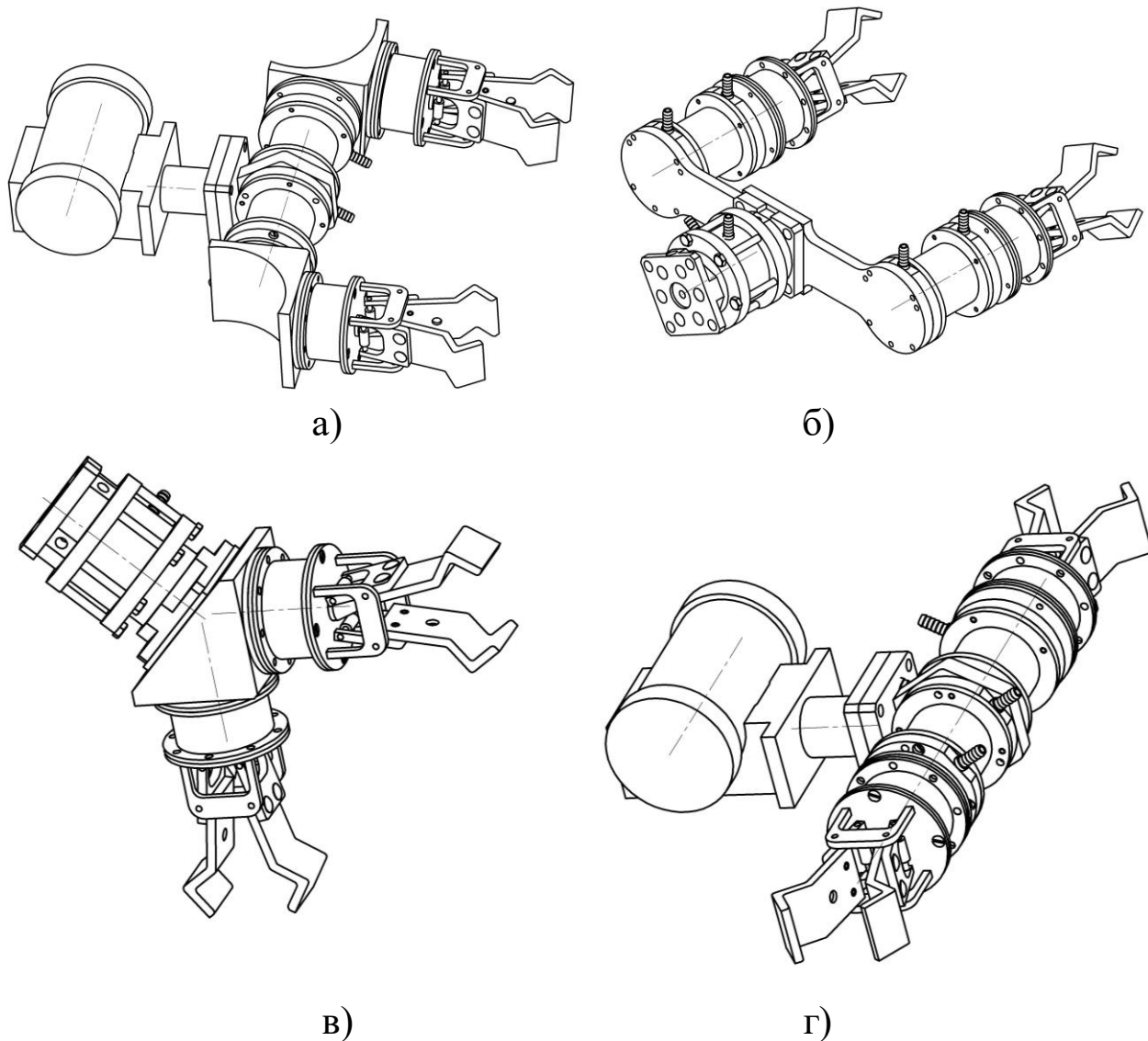


Рис.9.4. Модульні виконання двозахватних пристроїв

9.3. Захоплювальні характеристики пристроїв

З урахуванням активного використання роботів у промисловому виробництві, де здійснюється виготовлення різних за формою, розмірами та іншими параметрами деталей, актуальним є обґрунтування градації як роботів в цілому, так і їх ЗП. Це важливо ще й тому, що промислові роботи відносять до універсальних засобів автоматизації, які в умовах ринкового швидко змінного виробництва повинні з мінімальними витратами переналагоджуватись на випуск нової продукції. Це особливо відноситься до переналагодження ЗП, які безпосередньо взаємодіють з оброблюваними деталями.

Найбільш розповсюдженими деталями у машинобудівному виробництві є деталі обертання. Вони також найбільш придатні для автоматизованої обробки, а тому більшість металообробних верстатів, як і промислових роботів, використовуються для виготовлення таких деталей. Градація ЗП роботів, в першу чергу, повинна бути узгоджена з градацією їх вантажності. Тому вага утримуваних деталей циліндричної форми буде:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} l \cdot \gamma ,$$

де d , l – діаметр та довжина утримуваної деталі; γ – питома вага матеріалу деталі.

Якщо взяти за основу рекомендовану градацію за геометричними рядами [ГОСТ 8032-84], де пропонується використання основного ряду R5 (знаменник 1,6) та допоміжного ряду R10 (знаменник 1,25). За цих умов для основного ряду область утримуваних деталей, наприклад, роботом вантажності $P=4,0\text{кг}$ можна представити графічно (рис.9.5), де вона виділена нахиленим штрихуванням. При побудові даних графіків також прийнято, що згідно з даними класифікатора, основна кількість таких деталей (до 97%) знаходиться в межах розмірів деталей обертання від $l/d=0,2$ до $l/d=5$. Ця умова на рисунку виділена відповідними обмежувальними лініями.

Відповідно до прийнятих умов захватний пристрій промислового робота, працюючи з деталями тіл обертання, повинен утримувати їх з діаметрами: для коротких деталей коли $l/d=0,2$, діаметр таких деталей буде:

$$\frac{\pi d^2}{4} 0.2d\gamma = P = 4\text{кг} .$$

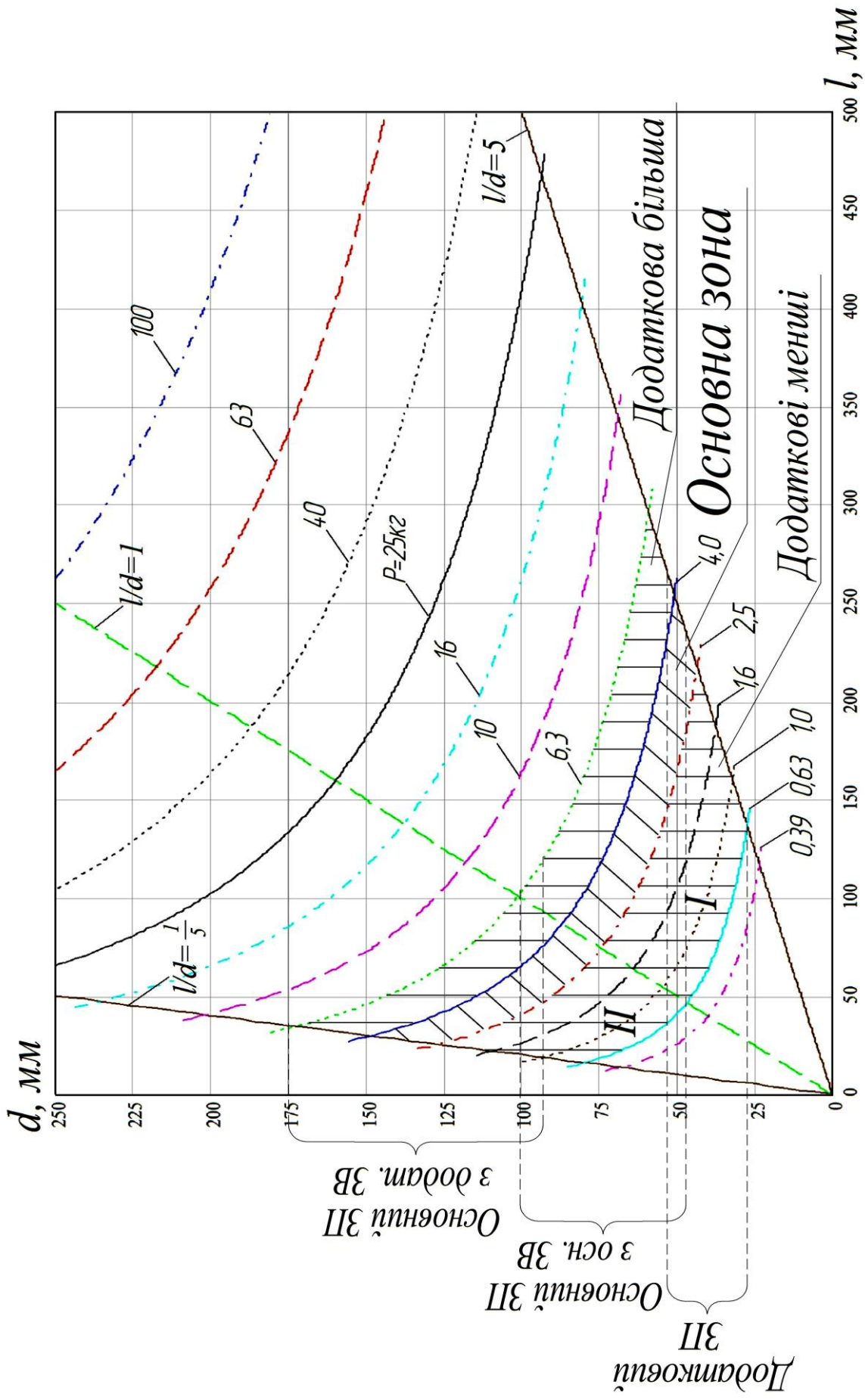


Рис.9.5. Градація промислових робіт за вантажністю

Якщо деталі прийняти сталевими, то: $\gamma = 7,8 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$. Тоді максимальний діаметр короткої деталі основної зони обслуговування робота:

$$d_{\text{к.о.мак}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot P}{0,2 \cdot \pi \cdot \gamma}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 4}{0,2 \cdot 3,14 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6}}} = \sqrt[3]{3,266 \cdot 10^6} = 148 \text{ мм.}$$

Довжина такої деталі:

$$l_{\text{к.о.мак}} = d / 5 = 148 / 5 = 30 \text{ мм.}$$

Мінімальний діаметр короткої деталі для цієї зони буде визначатися утриманням гранично мінімальної деталі, яка, в даному випадку, буде мати вагу 2,5 кг. Тоді:

$$d_{\text{к.о.мін}} = \sqrt[3]{\frac{4P}{0,2\pi\gamma}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2,5}{5 \cdot 3,14 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6}}} = 126 \text{ мм,}$$

а довжина $l_{\text{к.о.мін}} = 126 / 5 = 25 \text{ мм.}$

Для довгої деталі $l/d = 5$ максимальний діаметр буде:

$$d_{\text{д.о.мак}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot P}{5 \cdot \pi \cdot \gamma}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 4}{5 \cdot 3,14 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6}}} = \sqrt[3]{0,1306 \cdot 10^6} = 50 \text{ мм.}$$

Довжина такої деталі: $l_{\text{д.о.мак}} = 50 \cdot 5 = 250 \text{ мм.}$

Мінімальний діаметр довгої деталі, за такими ж умовами, як і для короткої деталі, буде:

$$d_{\text{д.о.мін}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot P}{5 \cdot \pi \cdot \gamma}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2,5}{5 \cdot 3,14 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6}}} = 43 \text{ мм,}$$

довжина такої деталі: $l_{\text{д.о.мін}} = 43 \cdot 5 = 215 \text{ мм.}$

Для ЗП як з точки зору силових навантажень, так і їх функціональних особливостей, дуже важливим є діапазон утримуваних деталей. Згідно з отриманими даними, для зазначеного прикладу, максимальний діапазон діаметрів знаходиться в межах від 148мм до 43мм. Тобто, відношення діаметрів утримуваних деталей складає:

$$\frac{d_{k.o.max}}{d_{o.o.min}} = \frac{148}{43} = 3.44.$$

Порівнюючи дані значення із раніше отриманими, бачимо, що для силових навантажень доцільно змінювати значення діаметрів утримуваних деталей в межах 1,25 (в більшу сторону) – 2 рази (в меншу сторону), а функціональних по точності в межах 1,3 (в більшу сторону) – 2 рази (в меншу сторону).

При цих порівняннях необхідно прийняти умову, якщо максимальне значення на граничній лінії (див.рис.9.5) вантажності відповідає номінальному діаметру утримуваної захватом деталі, то при додатковому рухові затискних важелів у більшу сторону є можливість утримувати деталь більшого діаметра за номінальний. Із попередніх досліджень видно, що така зміна діаметра може призвести до збільшення сил затиску в 1,2 – 1,5 рази, що відповідає зміні сумарної сили затиску P_c від 130Н до 201Н, на прикладі вантажності 4,0 кг. Відповідна зміна діаметра в меншу сторону призведе до зменшення сил затиску в 1,25 – 1,4 рази, що відповідає зміні сумарної сили затиску P_c від 130Н до 102Н. По точності, для приведеної вантажності, така зміна діаметрів призведе до зміщення деталі на 7 мм як в більшу, так і в меншу сторону.

Така можливість доцільна, оскільки утримувана деталь може бути пустотілою, або непостійного зовнішнього діаметра (ступінчаста), тому робот в межах встановленої вантажності може утримувати і деталі більшого діаметру. Якщо прийняти за умову, що таке граничне верхнє відхилення буде співпадати із наступним більшим значенням робота по вантажності, то для досліджуваного прикладу це буде відповідати вантажності $P=6,3$ кг. За цієї умови максимальний діаметр утримуваної деталі буде:

$$d_{к.б.маx} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot P}{0.2 \cdot \pi \cdot \gamma}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 6.3}{0.2 \cdot 3.14 \cdot 7.8 \cdot 10^{-6}}} = 173 \text{ мм.}$$

Таким чином, при цьому маємо збільшення діаметра в $\frac{173}{148} = 1.17$ раз. Тому таку зону слід розглядати як додаткову – більшу, що на рис.9.5 виділено вертикальним штрихуванням.

Дещо більшою мірою роботи можуть працювати з меншими за вагою деталями як більш вірогідними за умовами їх експлуатації. Це пов'язано, з одного боку, з тим, що у процесі експлуатації робота у виробництві можуть виготовлятися деталі різних розмірів, в тому числі і близькі за вантажністю, що відноситься до інших зон (наприклад $P=2,5\text{кг.}$, $P=1,6\text{кг}$ та $P=1\text{кг}$). Тому попередньо доцільним слід вважати охоплення деталей роботом конкретної вантажності на три ступені меншої величини (на рис.9.5 ці області також виділені вертикальним штрихуванням).

Врахування цих обставин передбачає функціонування робота із значно меншим діаметром. Так, при охопленості роботом трьох нижніх зон мінімальний діаметр утримуваних коротких деталей буде:

$$d_{\text{к.м.мін}} = \sqrt[3]{\frac{4P}{0.2\pi\gamma}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.63}{0.2 \cdot 3.14 \cdot 7.8 \cdot 10^{-6}}} = 79\text{мм}.$$

Подібним чином визначаються діаметри утримання довгих деталей.

Отже, якщо захват охоплює деталі на одну ступінь вантажності більше і на три менше, то загальний діапазон утримуваних деталей:

$$\frac{173}{28} = 6,2.$$

Отримані значення показують, що діапазон утримуваних деталей повинен бути великим, приблизно з відношенням діаметрів від 6 до 7, що складно забезпечити захватними важелями одного виконання, в тому числі і без «підрізання» їх кінцевих частин та інших конструктивних особливостей.

Для варіанту ЗП з вантажністю $P=4\text{кг}$, доцільним є використання двох ЗП:

- перший – основний ЗП для роботи з деталями ваги 4кг з двома парами змінних затискних важелів (1-й комплект для діаметрів $40\dots100\text{мм}$, а 2-й комплект для діаметрів $80\dots200\text{мм}$);
- другий – додатковий ЗП для деталей меншої ваги (в даному випадку $P=2,5\text{кг}$).

Встановлені діапазони прийняті із відношенням максимального діаметра до мінімального рівним 2.5, що узгоджується з функціональними можливостями ЗП. Величина діаметрів прийнята з деяким перекриттям зон їх обслуговування, що розширює їх можливості. Прийняті діаметри також узгоджені із ГОСТ 8032-84 (СТ СЕВ 3961-83).

Результати подібних розрахунків для ЗП робіт інших значень вантажності зведені до табл.9.2.

Таким чином, отримано необхідне обґрунтування по розподілу загальної зони обслуговування захватами робота оброблюваних деталей на окремі частини за рахунок використання змінних ЗП та їх змінних важелів.

Таблиця 9.2

Діапазон розмірів утримуваних деталей

Вантажність, кг	Діаметри зон обслуговування ЗП (мм)						Параметри захватів (мм)								
	Основна зона		Більша зона		Три менші		Основного ЗП						Додаткового ЗП		
	$d_{к.о. max}$	$d_{д.о. min}$	$d_{к.б. max}$	$d_{д.б. max}$	$d_{к.м. min}$	$d_{д.м. min}$	1-й комплект			2-й комплект			ЗП		
							D_{min}	D_H	D_{max}	D_{min}	D_H	D_{max}	D_{min}	D_H	D_{max}
1,0	93	27	109	37	50	17	20	40	50	40	80	100	10	20	25
1,6	109	32	127	43	58	20	25	50	63	50	100	125	12	25	32
2,5	127	37	148	51	68	23	32	68	80	68	125	160	16	32	40
4,0	148	43	173	59	80	27	40	80	100	80	160	200	20	40	50
6,3	173	51	201	69	93	32	50	100	125	100	200	250	25	50	63
10	201	59	236	81	109	37	63	125	160	125	250	320	32	63	80

На рис.9.6 представлено моделі ЗП, які спроектовано за наведеними рекомендаціями для вантажності 4 кг.

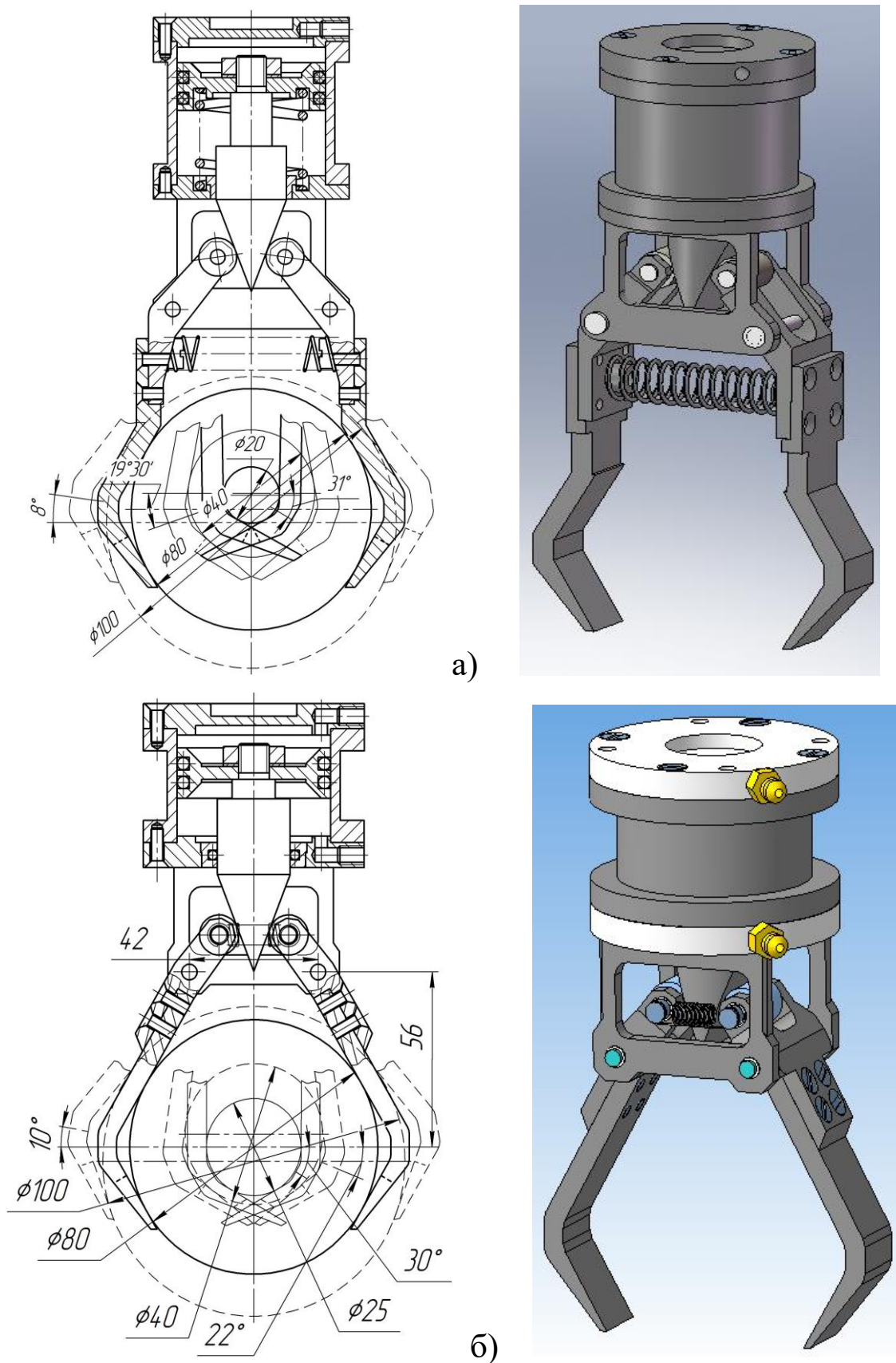


Рис.9.6. Розроблені моделі ЗП для вантажності 4 кг

Дані конструкції забезпечують утримання деталей, що входять в основну зону обслуговування, а також додаткову більшу та меншу зони, при наявності змінних затискних важелів та «підрізання» затискних елементів (призм). Якщо затискні елементи ЗП виконані без «підрізання», то потрібно передбачати ЗП менших розмірів для обслуговування деталей додаткових менших зон (див.рис.9.5).

9.4. Рекомендації з проектування ЗП роботів

9.4.1. Загальна методика розрахунку та проектування ЗП

Задачі розрахунку та проектування ЗП роботів для роботизованих систем необхідно виконувати комплексно в такій послідовності:

1. Визначаються вихідні дані для розрахунку та проектування ЗП робота для РТК:
 - рівень універсальності ЗП відповідно до універсальності РТК: спеціальний – під конкретну деталь; спеціалізований – для визначеної групи деталей; універсальний – для широкого діапазону деталей;
 - форма та розміри утримуваних деталей, які мають узгоджуватися із захватними можливостями ЗП;
 - вага деталей, яка узгоджується з необхідною вантажністю робота, а відповідно його ЗП;
 - уточнюється варіант виконання промислового робота в РТК: встановлений на підлозі; встановлений на верстат; порталний та ін;
 - кінематико-конструктивні особливості робота: однорукий, дворукий, однозахватний, двозахватний та ін.;
 - тип системи координат, в якій працює робот: циліндрична, прямокутна, сферична, кутова, комбінована;

- особливості конструктивного виконання верстата, що використовується в РТК, та його робочої позиції: конструкція патрона, цанги, центрів та ін.;
 - особливості виконання подавального та приймального пристроїв та особливості розміщення в них оброблюваних деталей.
2. Визначаються умови роботи ЗП у РТК:
- умови взяття транспортованих деталей з позицій комплексу та встановлення деталей в ці позиції;
 - просторова орієнтація вісі та площини ЗП в позиціях РТК;
 - необхідні рухи ЗП між позиціями РТК в повному циклі роботи промислового робота;
 - просторова орієнтація вісі та площини ЗП в циклі рухів промислового робота;
 - необхідні (задані) режими переміщення (прискорення) ЗП з утримуваною деталлю в циклі роботи промислового робота.
3. Складається розрахункова схема ЗП, де вказуються (позначаються):
- тип приводу, проміжні передачі, конструктивні особливості затискних важелів та захватних елементів;
 - просторова орієнтація ЗП відповідно до вибраних варіантів транспортування згідно з циклом роботи промислового робота;
 - варіанти дії сили інерції (величина сили інерції I та напрямок її дії – кут β) відповідно до режимів транспортування деталей;
 - вказуються позначення параметрів розрахункової схеми: кут затискних призм (α), кут приєднання їх до затискних важелів (γ) та кут положення вершини затискних призм (φ).
4. Складаються рівняння рівноваги утримуваної деталі відповідно до розробленої розрахункової схеми.

5. Виконується вирішення складених рівнянь із визначення як окремих складових, так і сумарних сил затиску утримуваної хватним пристроєм деталі.
6. Виконується аналіз отриманих рівнянь сил затиску та впливу на їх величину конструктивних параметрів ЗП:
 - кута затискних призм (α) та кута приєднання їх (γ) до затискних важелів;
 - діаметра утримуваної деталі та пов'язаного з ним кута відхилення (φ) затискних важелів (призм) від номінального їх положення;
 - умов переміщення деталі, що визначається впливом величини сили інерції (I) та кута напрямку (β) дії цієї сили.
7. Виконується аналіз функціональних можливостей ЗП, яким оцінюється вплив конструктивних параметрів пристрою (довжини затискних важелів – L , відстані між опорами затискних важелів – a , кута затискних призм – α , кута приєднання призм до затискних важелів – γ) на:
 - номінальний (D_n), максимальний (D_{max}) та мінімальний (D_{min}) діаметр утримуваних деталей;
 - величину плечей прикладання окремих сил затиску (l_1, l_2) та сумарних сил затиску (l_c);
 - кут відхилення затискних важелів, а, відповідно, вершин затискних призм, від діаметра утримуваних деталей;
 - величину зміщення (Δ) центру утримуваних деталей від їх діаметра;
 - величину довжин бокових поверхонь затискної призми $AB = AC = D/2 \cdot \operatorname{tg} \alpha / 2$ (див.п.6.6);
 - величину додаткового руху затискних важелів (S) від діаметра деталей для виконання умов взяття і звільнення деталі із затискного пристрою.
8. Здійснюється розподіл загального діапазону діаметрів утримуваних деталей на окремі зони (D_{max}/D_{min}), які

забезпечуються відповідним комплектом змінних затискних важелів із затискними призмами.

9. Виконується комплексна оцінка впливу конструктивних параметрів ЗП на вищенаведені показники. Тобто по вищенаведених залежностях визначаються конструктивні параметри ЗП: кут затискних призм (α); кут приєднання призм (γ); номінальний, максимальний і мінімальний діаметр утримуваних деталей; довжина затискних важелів (L) та відстань між опорами (a).

За вибраними параметрами вирішуємо питання забезпечення необхідної сили на двигуні привода. Так, для прикладу (рис.9.7) рівняння рівноваги буде:

$$P_1l_1 + P_2l_2 + P_3l_1 + P_4l_2 = P_{c1} \cdot l_{c1} + P_{c2} \cdot l_{c2} = M_{c1} + M_{c2} = P_c \cdot l_c = \\ = M_c = Q_1 \cdot l_3 + Q_2 \cdot l_3 = Q \cdot l_3$$

Оскільки $Q_1 + Q_2 = Q$, необхідна сила на приводі з урахуванням коефіцієнту запасу сил затиску (k_c):

$$Q = P_c \cdot k_c \cdot \frac{l_c}{l_3} = P_p \cdot i_c,$$

де $P_p = P_c \cdot k_c$ – розрахункова сила затиску ; i_c – передавальне відношення силового механізму.

Оскільки величина l_c визначається із вищенаведених обґрунтувань, то l_3 вибирається із врахуванням вибраної відстані між опорними осями затискних важелів (a) та конструктивних особливостей виконання проміжної передачі. Все це, в загальному підсумку, впливає на величину сили створюваної приводом. За величиною цієї сили визначають параметри привода. Для наведеного прикладу без урахування сил тертя та інших додаткових сил:

$$Q = \left(\frac{\pi \cdot D_u^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4} \right) \cdot \rho,$$

де $D_{ц}$, $d_{ш}$ – відповідно діаметри циліндра та штоку; ρ – тиск робочого середовища (повітря чи рідина).

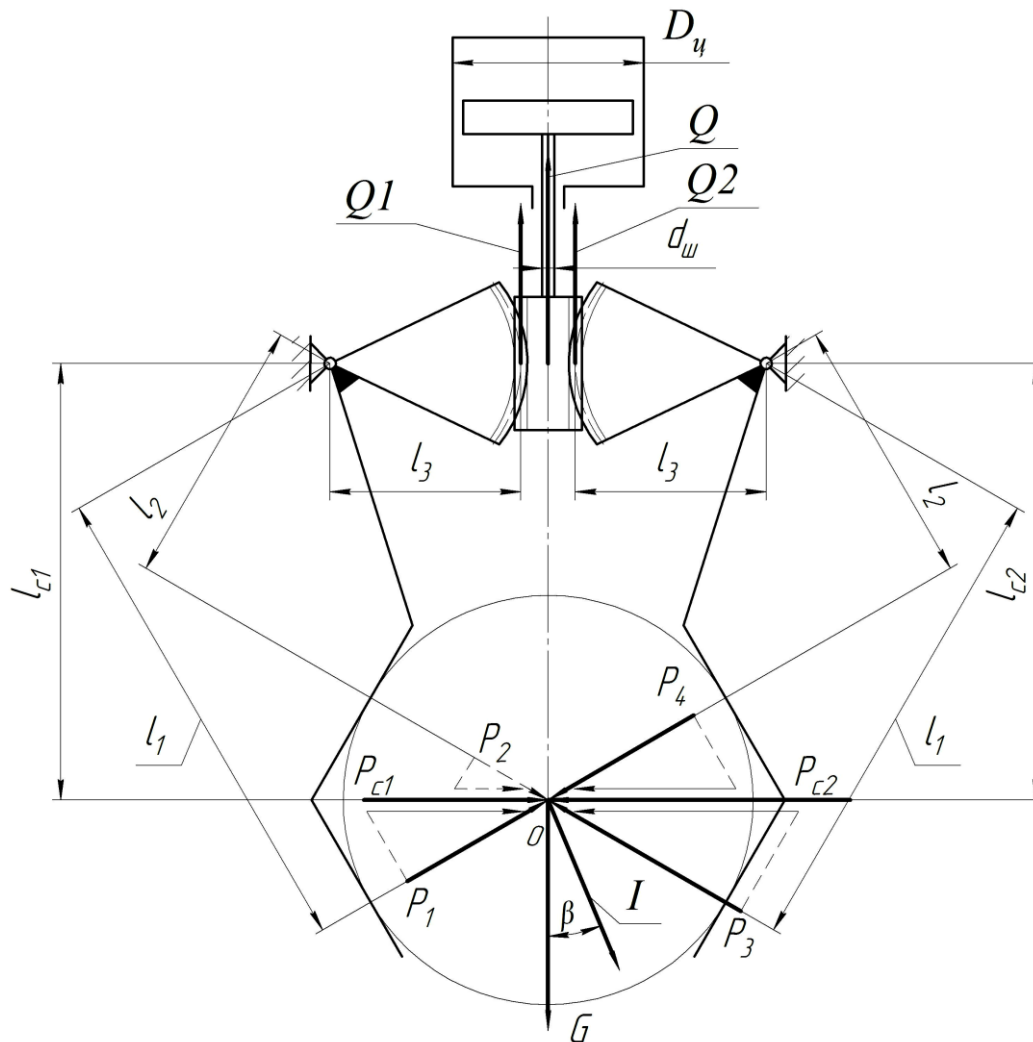


Рис.9.7. Розрахункова схема ЗП

Приймаючи залежності, що рекомендуються, маємо:

$$d_{ш} = k \cdot D_{ц},$$

де k – коефіцієнт співвідношення діаметрів, який рекомендується в межах $k = 0,2 - 0,35$.

Тоді діаметр циліндра буде:

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi(1-k^2)\rho}}.$$

Отримане значення округляємо до ближнього рекомендованого стандартного значення (в тому числі наведеного в

табл. 9.1), з урахуванням, що діаметр штока (d) також буде прийнятим із стандартного ряду.

За величиною необхідного переміщення затискних важелів, яке залежить від діапазону діаметрів утримуваних деталей ($D_{\min} - D_{\max}$) та величиною додаткового переміщення (S), необхідного для взяття (захоплення) деталі визначаємо величину переміщення приводної сили Q , а відповідно і довжину циліндра, яку також необхідно узгодити з рекомендованими градаціями. Подібно визначаються параметри приводу ЗП при використанні інших проміжних передач (важільних, клинових та ін.).

9.4.2. Рекомендації з проектування двозахватних пристроїв

Загальну методику проектування двозахватних пристроїв ПР для завантаження металообробних верстатів можна представити такими кроками:

1. Визначається верстат, на якому буде проводитися обробка деталей, розглядається його будова, особливості роботи і робоча зона. Оптимальними для роботизації є токарні верстати з ЧПК. Робочий простір токарного верстату показано на рис.9.8.

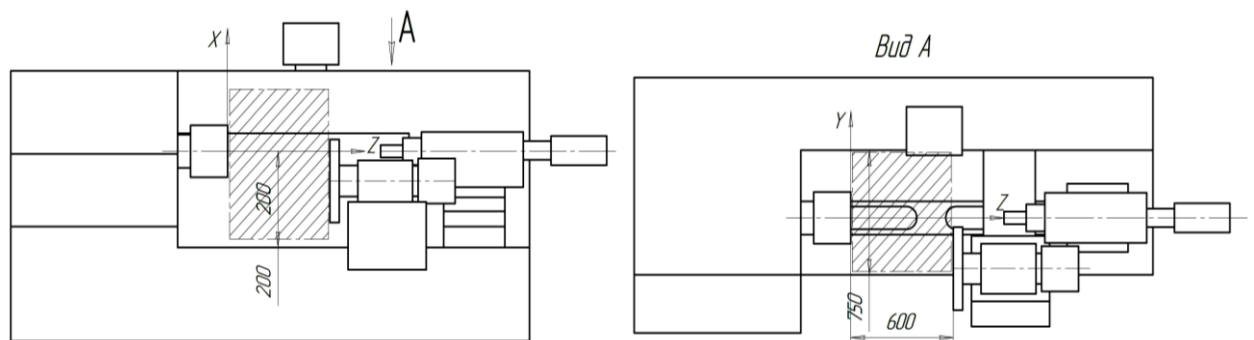


Рис.9.8. Робочий простір токарного верстату з ЧПК моделі 16K20Ф3

Передача заготовок в робочу зону може відбуватися з лицьової сторони (ПР розміщено перед верстатом), зверху (портальне розміщення ПР), ззаду або збоку (довільне розміщення ПР, якщо дозволяє конструкція ТО).

2. Наступним кроком є вибір використовуваних допоміжних пристроїв (ДП). ДП по своєму функціональному призначенню можуть виконувати роль подавальних, приймальних, подавально-приймальних пристроїв. Їх можна розділити за позиціонуванням на однопозиційні та багатопозиційні, а за координатністю – на однокоординатні та багатокординатні. Схеми таких пристроїв показані на рис.9.9 та рис.9.10.

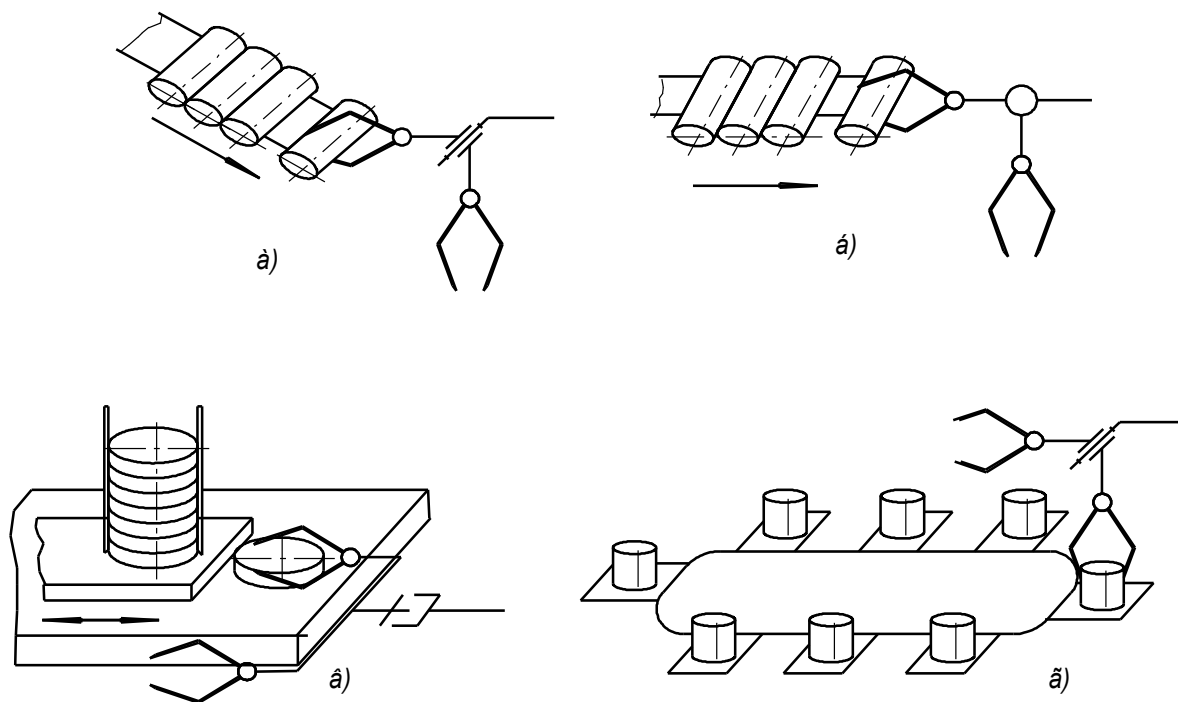


Рис.9.9. Однопозиційні ДП

Однопозиційні ДП характеризуються тим, що заготовки подаються в одну позицію, з якої її забирає захват робота, а потім в цю позицію подається наступна заготовка. В багатопозиційних ДП заготовки мають свої позиції і ПР бере кожен з окремої комірки.

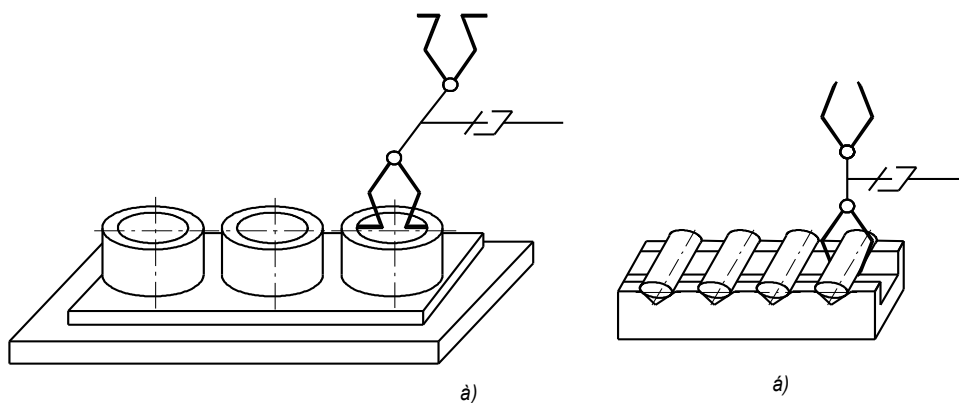


Рис.9.10. Багатопозиційні допоміжні пристрої

3. Вибір обладнання завершується аналізом компоувального плану розміщення устаткування на роботизованій операції. За місцем розташування ПР відносно технологічного обладнання (ТО) можливо виділити такі групи:

I. ПР розміщено безпосередньо на ТО:

- робот прилаштовано до верстату з лицьової сторони;
- робот розміщено на передній бабці верстату та ін.

II. ПР розміщено на підлозі біля технологічного обладнання (“напольне” виконання).

III. ПР портального типу.

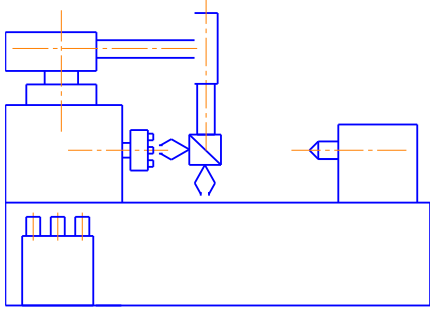
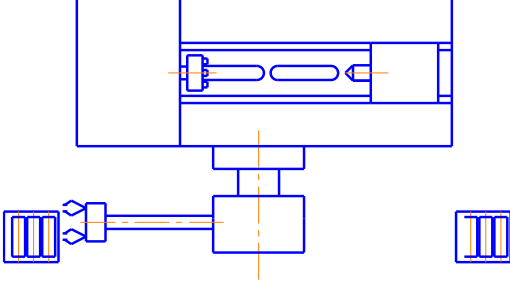
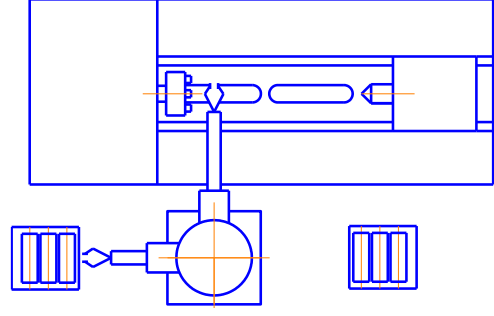
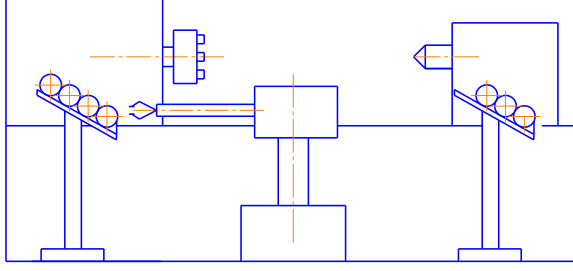
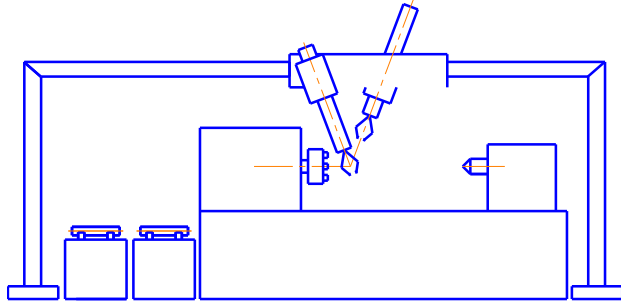
ДП можливо розмістити перед верстатом, над верстатом, збоку, чи ззаду. Деякі варіанти компоування роботизованих комплексів наведені в таблиці 9.3.

Таблиця 9.3

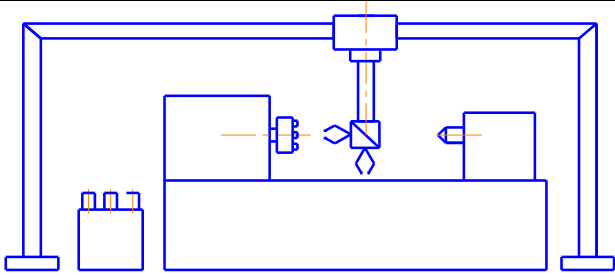
Синтезовані структурно-компоувальні схеми РТК

№	Компоувальна схема РТК	Пояснення
1	2	3
1		<p>РТК з ПР портального типу. ДП складаються з подавального і приймального.</p>

Продовження таблиці 9.3

1	2	3
2		<p>РТК з двозахватним ПР консольного типу, розміщеного на передній бабці. ДП приймально-подавального типу.</p>
3		<p>РТК з двозахватним ПР, що розташовується на напрямних з лицьової сторони верстата. ДП складаються з подавального і приймального.</p>
4		<p>РТК з дворуком напольним ПР. ДП складаються з подавального і приймального.</p>
5		<p>РТК з напольним ПР. ДП складаються з подавального і приймального.</p>
6		<p>РТК з дворуком ПР портального типу. ДП складаються з подавального і приймального.</p>

Продовження таблиці 9.3

7		<p>РТК з двозахватним ПР портального типу. ДП приймально-подавального типу.</p>
---	---	---

4. Встановлюються положення деталі в основній позиції циклу рухів (наприклад в патроні верстату) та в інших відомих позиціях (в тарі подавального або приймального пристроїв) з урахуванням необхідної або можливої орієнтації деталі в цих позиціях.

5. Визначаються доцільні варіанти захоплення деталі та можливі при цьому положення вихідної ланки кінематичного ланцюга робота, який утримує захват.

Захватні пристрої робота обираються залежно від типу деталі, що обробляється. Їх можна розділити на вали короткі ($l \leq 1/4d$), середні $l = (1/4 \dots 4)d$ та довгі ($l \geq 4d$), втулки, диски, фланці та ін. Приклади даних деталей та умови їх захоплення представлено на рис.9.11.

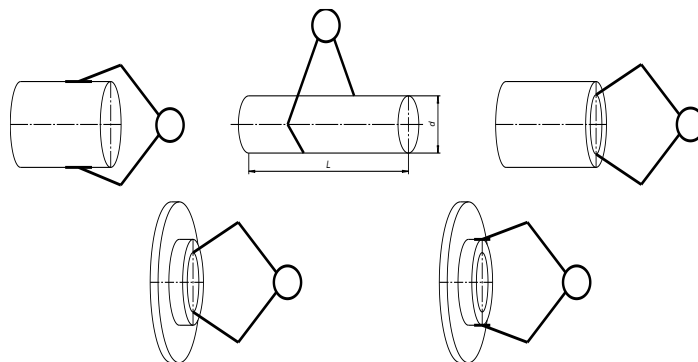


Рис. 9.11. Типи деталей та варіанти їх затиску

Варіант затиску деталі захватом, обирається виходячи з конструктивних характеристик деталі.

6. Вирішуються питання визначення траєкторії руху деталі та кінцевих ланок робота по всьому циклу:

а) визначаються рухи, необхідні для переміщення деталей захватами на задані позиції (точки позиціонування) циклу. Тобто, спочатку визначаються необхідні або прийнятні переміщення захватів на позицію, де встановлюється заготовка, а після затиску захватом деталі визначаються рухи для виводу її із робочої зони;

б) визначаються необхідні рухи для надання транспортованій деталі, а значить і захватам робота, необхідної орієнтації в кожній позиції. Ці ступені рухомості складають кінематику кисті;

в) вибирають необхідні рухи для зміни захватів місцями.

Подача деталей в робочу зону може відбуватися з лицьової сторони (+Y), зверху (+ X), ззаду (- Y), збоку (+ Z). Це залежить від обмежень, що має робоча зона.

На рис.9.12 представлені варіанти подачі заготовок в робочу зону.

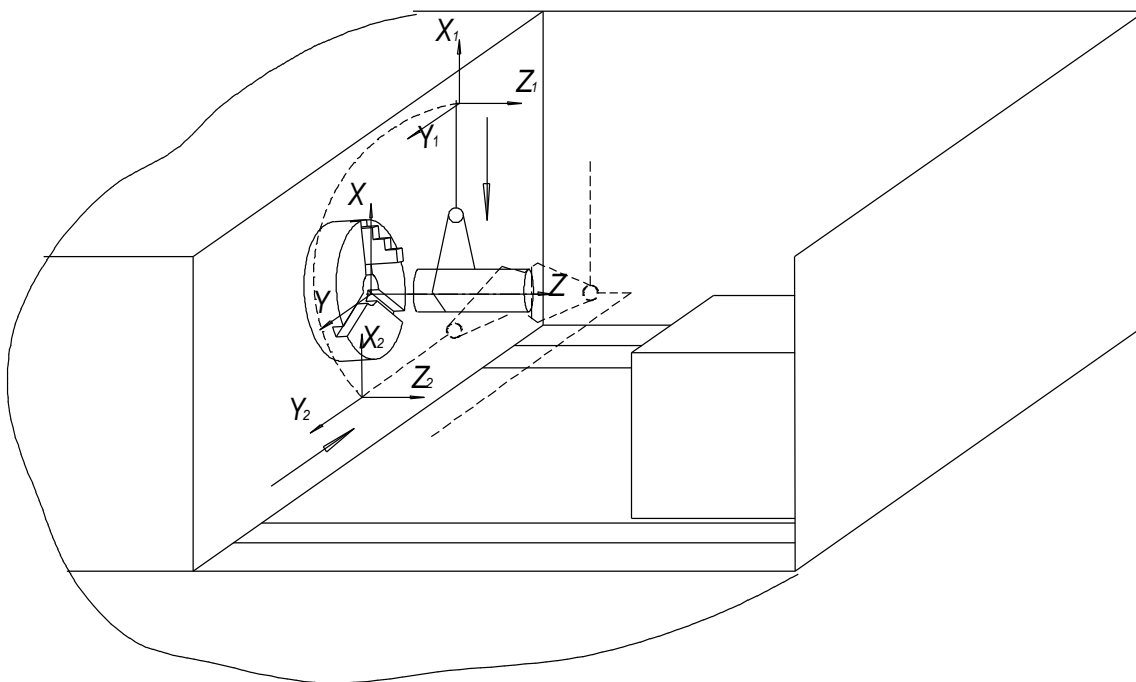


Рис.9.12. Варіанти переміщення заготовок в робочу зону токарного верстату, що має горизонтально розміщену вісь шпинделя

Подача деталі на вихідну позицію може відбуватися лінійним рухом паралельним до вісі шпинделя або обертливим рухом руки робота (рис.9.13).

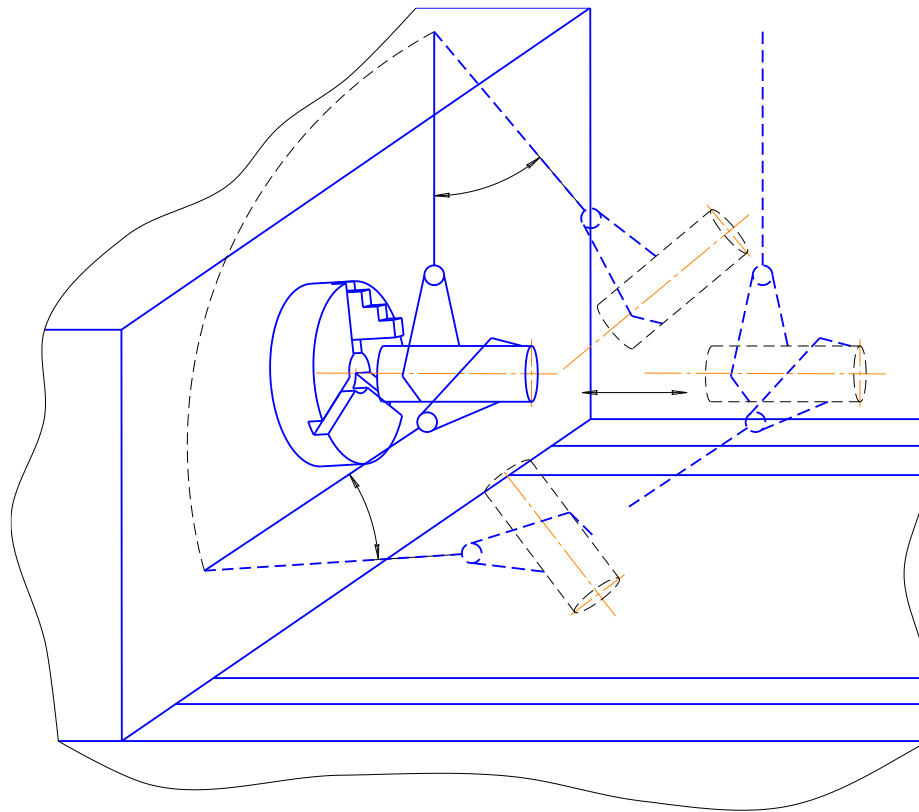


Рис.9.13. Варіанти переміщення заготовок на робочу позицію верстата:

а – лінійним рухом; б – обертовим рухом

5. Використовуючи кінематично-конструктивну структуру, визначаються формули та прийнятні схеми пристроїв, що задовільняють вищенаведеним вимогам.

Після цього виконується порівняльний аналіз вибраних кінематичних схем з визначенням доцільного виконання.

РОЗДІЛ 10

ВИПРОБУВАННЯ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

10.1. Правила прийомки захватних пристроїв

Загальні правила прийомки і методи випробувань захватних пристроїв і інструментів промислових роботів встановлені ГОСТом 26053-84 «Роботы промышленные. Правила приемки. Методы испытаний». Випробуванням підлягають дослідні зразки робочих органів промислових роботів, вироби із установочної серії, вироби серійного виробництва, а також вироби одиничного і разового виробництва.

Для захватів ПР встановлюють такі види випробувань: для дослідних зразків (дослідних партій) – прийомка за ГОСТ 15.001-73; для установочної серії (першій промисловій партії) – кваліфікаційні за ГОСТ 15.001–73; для захватів серійного виробництва – приймально-здавальні, періодичні, типові; для захватів одиничного виробництва – приймально-здавальні; для захватів разового виготовлення – приймально-здавальні або приймальні.

Випробування дослідних зразків, кваліфікаційні, типові і всі види державних випробувань проводять по програмах і методиках випробувань (ПМВ), затверджених і (або) атестованих в установленому порядку. Приймально-здавальні і періодичні випробування проводять відповідно до правил і методів, встановлених в технічних умовах (ТУ) на конкретний захват.

Приймально-здавальні випробування захватів проводять методом суцільного контролю. У випадках, передбачених технічними умовами на конкретні захвати, допускається вибірковий контроль. У процесі вибіркового контролю випробуванням слід піддавати захвати, вибрані відповідно до ГОСТу 18321–73. Якщо під час приймально-здавальних

випробувань буде виявлено невідповідність захвата хоч би одній вимозі нормативно-технічної документації, результати випробувань вважають незадовільними. Після усунення всіх виявлених дефектів випробування повторюють в повному об'ємі.

Періодичним випробуванням піддають захвати, що витримали прийнятно-здавальні випробування, не рідше одного разу на два роки. Число захватів, що піддаються періодичним випробуванням, встановлюють в технічних умовах на конкретні захвати.

При внесенні змін до конструкції, матеріалів або технології виготовлення серійних захватів, що впливають на їх технічні характеристики або працездатність, повинні проводитися типові випробування з метою оцінки ефективності вказаних змін. Типовим випробуванням піддають головний зразок захвата з нової серії, виготовленої після зміни конструкції, матеріалів, технології по спеціально розробленим ПМВ в об'ємі, необхідному для перевірки функціональної працездатності зміненої складової частини захвата і оцінки впливу на роботу захвата в цілому.

Контрольні випробування захватів на надійність слід проводити за ГОСТ 13216-74 і ГОСТ 20699-75. Контрольовані показники надійності вибираються згідно з ГОСТ 25378-82. Періодичність проведення випробувань показників надійності встановлюють в технічних умовах і ПМВ на конкретні захвати.

Випробування захватів проводять в експлуатаційних умовах або на випробувальних стендах, в яких забезпечується імітація експлуатаційних умов. Повинні бути забезпечені вільний доступ до контрольованих елементів, а також зручність візуального спостереження за роботою захвата, контрольно-вимірювальної апаратури і приладів. На місці проведення випробувань повинні бути забезпечені безпечні умови роботи фахівців, що беруть участь у випробуваннях, згідно з ГОСТ 12.2.072-82.

Підготовку до випробувань починають з перевірки наявності енергоносіїв і значень їх параметрів на відповідність вимогам,

встановленим для конкретних захватів. Випробовуваний зразок повинен передаватися для випробувань в повністю готовому і придатному для експлуатації стані з повним комплектом обладнання. Випробовуваний зразок повинен бути так відрегульований і обкатаний, щоб виключити можливість істотної зміни властивостей зразка при випробуваннях. Випробовувані захвати повинні бути встановлені на спеціальному стенді або механічній частині руки ПР відповідно до вимог керівництва з експлуатації. При цьому захват розглядається як самостійний виріб. Засоби вимірювань, що забезпечують перевірки параметрів захвата з необхідною точністю, повинні бути повірені або атестовані в установленому порядку. У процесі проведення приймальних випробувань перевіряють комплектність представленого зразка захвата, ступінь підготовленості захвата до проведення випробувань, комплектність наступного переліку документів:

1. Технічне завдання за ГОСТ 15.001-73, затверджене в установленому порядку.
2. Проект технічних умов за ГОСТ 2.114-70, підписаний керівником організації-розробника.
3. Експлуатаційні документи за ГОСТ 2.601-68.
4. Програма і методика випробувань за ГОСТ 2.106-68.
5. Карта технічного рівня і якості виробу за ГОСТ 2.116-84.
6. Техніко-економічне обґрунтування доцільності виробництва конкретних ПР; обґрунтування значень показників надійності, встановлених в технічних умовах, і методів їх підтвердження.
7. Принципові схеми за ГОСТ 2.701-76 (за відсутності їх в експлуатаційній документації) і складальне креслення.
8. Протокол попередніх випробувань зразка, що представляється на приймальні випробування.
9. Програма і методика контрольних випробувань на надійність за ГОСТ 20699-75.

За наслідками приймальних випробувань повинні бути складені протоколи випробувань, а на основі протоколів — акт приймання дослідного зразка (дослідної партії) формою, встановленою в додатках 6 і 7 до ГОСТ 15.001-73. На підставі результатів приймально-здавальних випробувань заповнюють супровідну документацію (відмітка про приймання в паспорті на ПР). Результати періодичних випробувань оформляють протоколом формою, встановленою в додатку 2 до ГОСТ 15.001-73. Протокол періодичних випробувань підписують представники організацій, що брали участь і що проводили випробування, і затверджує керівник організації (підприємства), що проводила випробування. Результати типових випробувань оформляють протоколом, що включає описи всіх проведених перевірок і висновок про доцільність внесених до конструкції, матеріалів або технології виготовлення змін. Протокол затверджує керівник організації (підприємства), що проводила випробування. Результати випробувань на надійність оформляють протоколом з обґрунтуванням вибору показників надійності і методики їх перевірки.

10.2. Методи випробувань захватних пристроїв

Методи випробувань захватних пристроїв можна типізувати і характеризувати з більшою визначеністю [40]. При випробуваннях будь-яких типів ЗП перевіряють їх працездатність і якість виготовлення і визначають такі показники, як вантажність, можливість утримання об'єкта, швидкодію, похибку позиціонування і так далі.

Перевірка в початковому стані ЗП передбачає вимірювання його габаритних розмірів і (якщо це необхідно) розмірів складових частин і (або) модулів. Одноразовим зважуванням визначають масу ЗП в цілому або, якщо цього вимагають ТВ, визначають роздільно масу його складових частин і (або) модулів.

Перевіряють точність і якість виготовлення захватного пристрою. Прямим вимірюванням перевіряють точність виготовлення і візуально якість обробки базових деталей ЗП, якість складання згідно з ПМВ конкретних захватних пристроїв. За необхідності проводять контрольне розбирання і складання. У ПМВ конкретних ЗП указують вимоги до якості обробки зразка, які візуально перевіряють під час випробувань.

Перевірка силових і сигнальних комунікацій. Повинна бути перевірена електрична частина (силові і сигнальні ланцюги) ЗП в цілях забезпечення електробезпеки відповідно до вимог ГОСТ 12.2.072-98 і ГОСТ 26053-84.

Герметичність гідросистем ЗП з гідроприводом перевіряють на відсутність витоків масла. При оцінці **герметичності пневмосистеми** пневматичних захватів встановлюють максимальний тиск і мильним розчином перевіряють з'єднання трубопроводів, місця ущільнень і кришок або перевіряють відповідність падіння тиску в системі за певний час величинам, приведеним в ТВ, при заповненій стиснутим повітрям пневмосистеми і перекритій магістралі, що підводиться.

Перевірку систем мастила здійснюють згідно з ПМВ конкретних ЗП, після чого проводяться їх випробування на холостому ході.

Кінематичні показники елементів захватного пристрою і його технологічні можливості (розкриття-закриття губок, ротація ЗП і тому подібне) перевіряють в режимі ручного управління візуально, оцінюючи можливість переміщення робочих елементів ЗП на максимальну величину в прямому і зворотному напрямках шляхом включення-виключення двигуна не менше трьох разів.

Швидкодію ЗП визначають проміжком часу з моменту команди на спрацювання захватного пристрою до моменту надійного захоплення об'єкта маніпулювання.

Вантажність захватного пристрою (кг) визначають як найбільше значення маси предмета виробництва, відповідної паспортним даним ЗП, за якої гарантується надійне його утримання при забезпеченні встановлених експлуатаційних характеристик промислового робота. Для цього ЗП, що перевіряється встановлюють на руку робота з вантажністю рівною (або більшою) сумарній масі ЗП і деталі. Проводять захоплення і контролюють надійність утримання деталі при роботі в автоматичному режимі на максимальних паспортних швидкостях, що рекомендуються для ПР подібних типів.

Максимальні сили затиску утримання об'єкта, що розвиваються захватним пристроєм будь-якого типу (нормальне P і дотичне T), можна перевірити «на відрив» на стенді, принципова схема якого показана на рис.10.1. Захватний пристрій 3, закріплений на руці 2 робота 1, захоплює об'єкт маніпулювання 4, який є (для перевірки, наприклад, вакуумних або електромагнітних ЗП) плоскою плитою з крюками 5 (по центру і в бічну поверхню), розташовану на стійці 7. За один з крюків зачіпляють шток пружинного динамометра 6 і, піднімаючи руку робота вгору або переміщаючи її по горизонтальній осі, визначають «на відрив» максимально можливе значення нормальних або дотичних сил затиску утримання об'єкта. При цьому експеримент можна проводити до відриву об'єкта або досягнення максимально допустимих показників на індикаторі 6 (наприклад, значення максимальної вантажності робота, що бере участь в експерименті). Стенди, аналогічні показаному на рис. 10.1, можуть бути побудовані для перевірки конструкцій ЗП, що діють за будь-яким принципом.

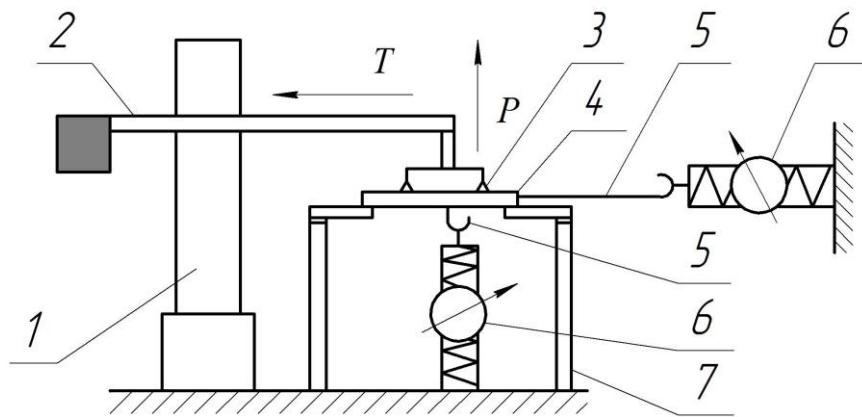
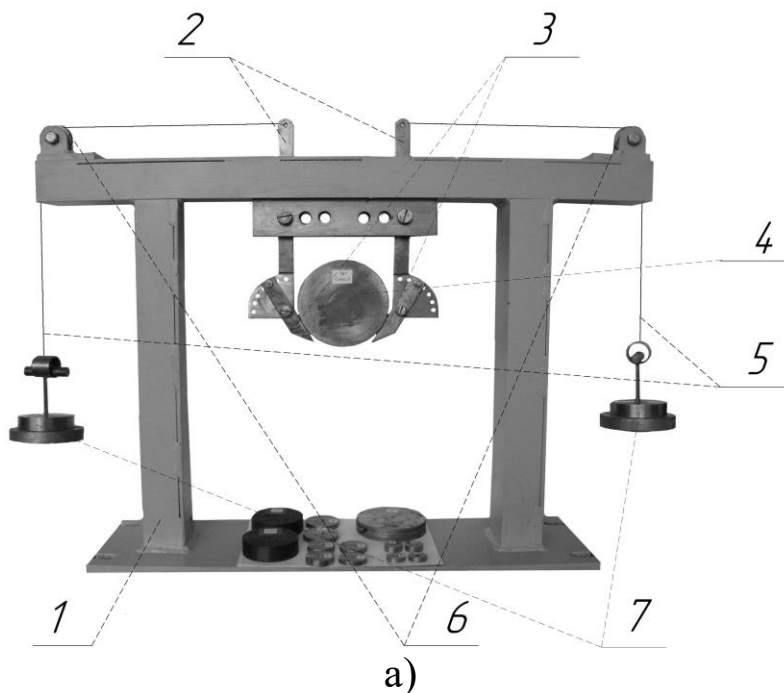
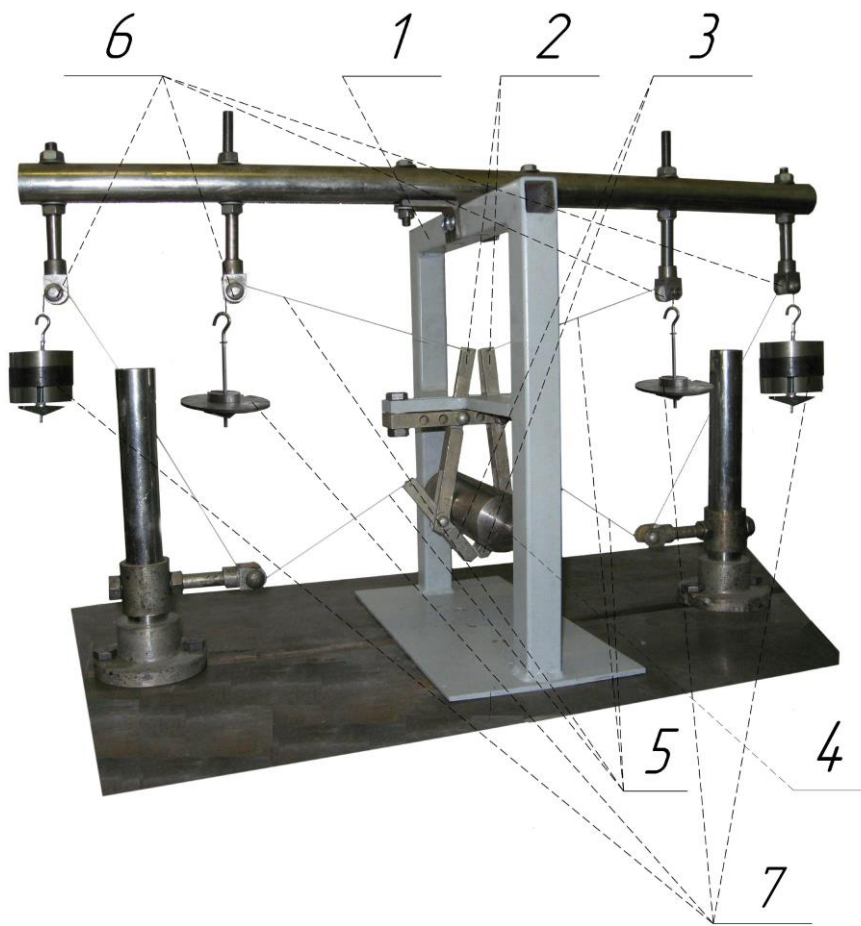


Рис.10.1. Схема перевірки захватного пристрою на максимальні сили затиску (P , T) об'єкта маніпулювання:

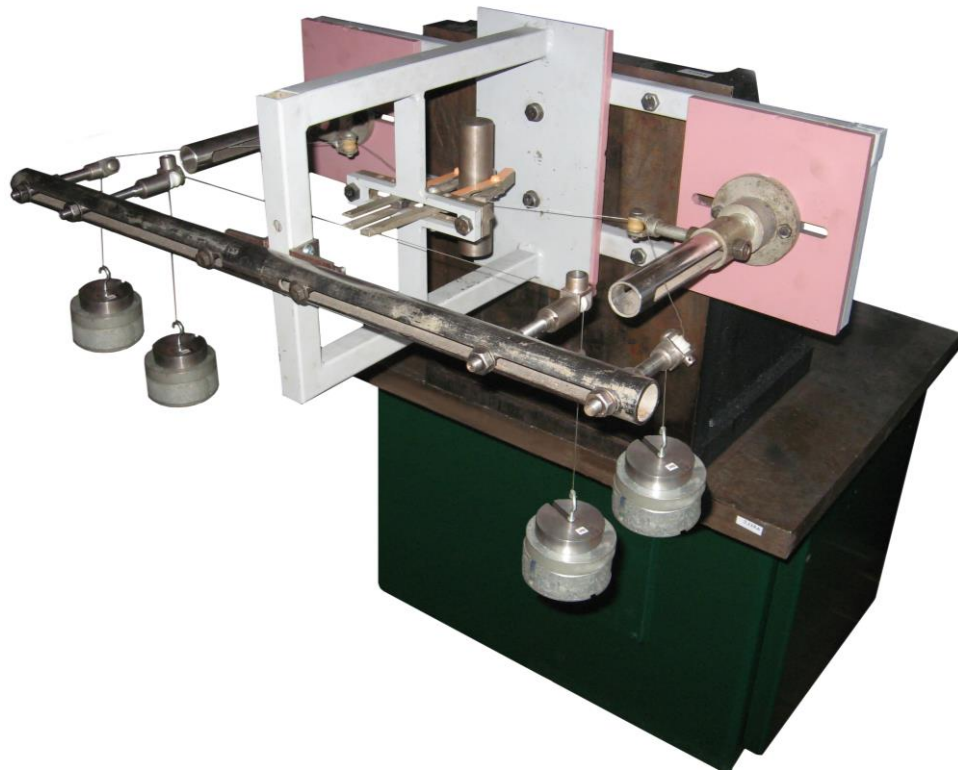
- 1 – робот; 2 – рука робота; 3 – захватний пристрій; 4 – об'єкт маніпулювання (пластина); 5 – крюк;
6 – пружинний динамометр; 7 – стійка

Визначати мінімально необхідні сили затиску для утримання деталі конкретно заданої ваги можливо також на статичних установках, як це показано на рис.10.2. Дані установки також дозволяють змінювати деякі геометричні параметри, що дає можливість провести ряд досліджень із впливу геометрії ЗП на сили затиску.

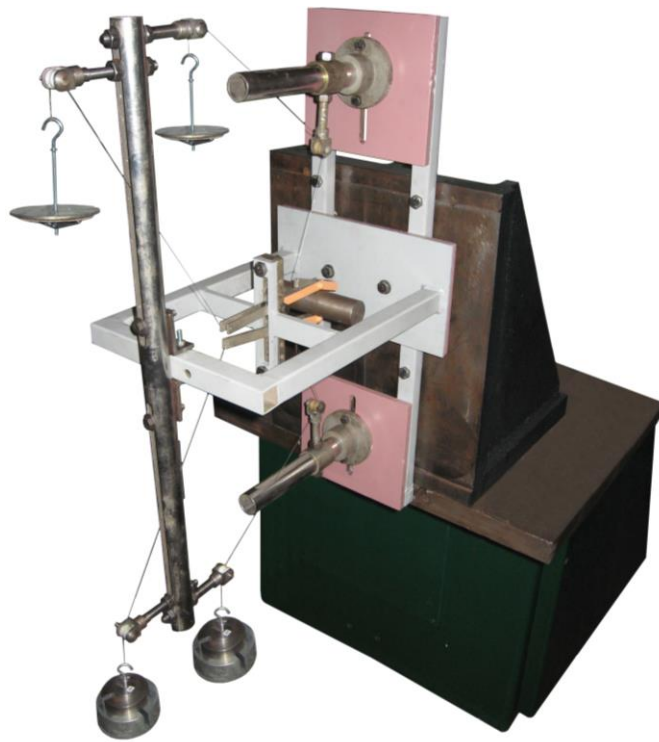




б)



в)



г)

Рис.10.2. Двоточкова та чотириточкові установки для визначення мінімально необхідних сил затиску:

- 1 – рама; 2 –затискні важелі; 3 – затискні елементи;
- 4 – утримувана деталь; 5 – гнучкі стрічки;
- 6 – ролики; 7 – таровані навантаження

Наведені установки дозволяють вимірювати мінімально необхідні сили затиску при різній просторовій орієнтації ЗП та утримуваної деталі.

Сили затиску можна також визначати за допомогою різних датчиків за різних умов роботи ЗП. Для багатьох моделей механічних ЗП сили затиску істотно залежать від величини розкриття губок захватного пристрою, тому і вимірювання проводять для різних (як мінімум, для крайніх) значень величини розкриття губок. Зазвичай в захватний пристрій ПР вставляється однокомпонентний датчик сили затиску разом з пристроєм, що вимірює розмір розкриття губок. Якщо від положення датчика залежать вимірювані сили затиску, в протоколі випробувань це положення повинне бути вказане.

Найбільш перспективними є методи вимірювання, засновані на визначенні деформацій пружного елемента, оскільки вони дозволяють визначати не тільки сталі значення сил затиску, але і параметри зміни сил взаємодії робочих елементів ЗП і об'єкта в момент захоплення, контролювати величини нормальних реакцій в точках контакту в статиці і динаміці при виконанні ПР операцій в ході випробувань або в технологічному процесі.

Для вимірювання сил затиску тензометричним методом між робочими елементами ЗП вводять пружний елемент з електричними перетворювачами, включеними у вимірювальні ланцюги. Приклад установки для вимірювання сил затиску зазначеним методом показано на рис.10.3.



Рис.10.3. Установка для вимірювання сил затиску в динаміці:

1 – ПР «Бриг-10»; 2 – спеціальний ЗП; 3 – датчик лінійних прискорень «БДЛУ 1-3»; 4 – датчик тиску; 5 – комп'ютер; 6 – редукційний клапан; 7 – тензостанція «ТОПА3»; 8 – блок живлення «АГАТ»; 9 – монітор; 10 – блок живлення

Основою для вимірювання сил затиску в даній установці є спеціально розроблений ЗП. В конструкцію даного ЗП (рис.10.4) входять затискні призми із затискними елементами, в якості яких виступають пластини із пружинної сталі (65Г), на які наклеєно тензорезистори (R100 Ом).

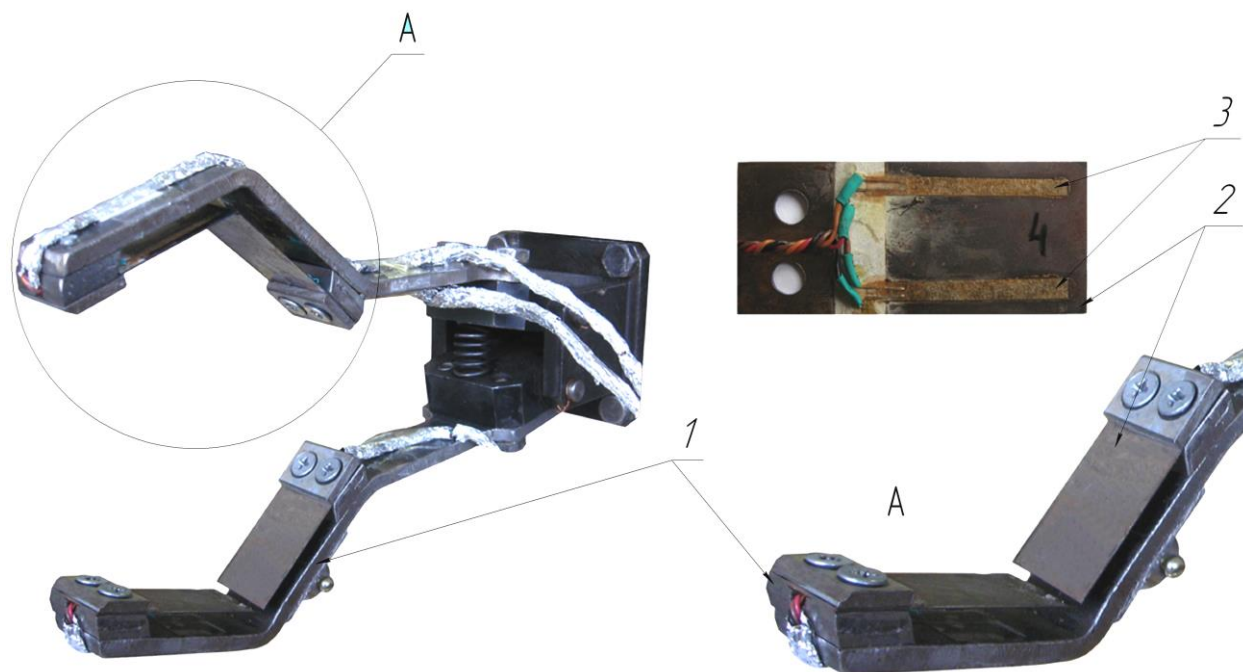
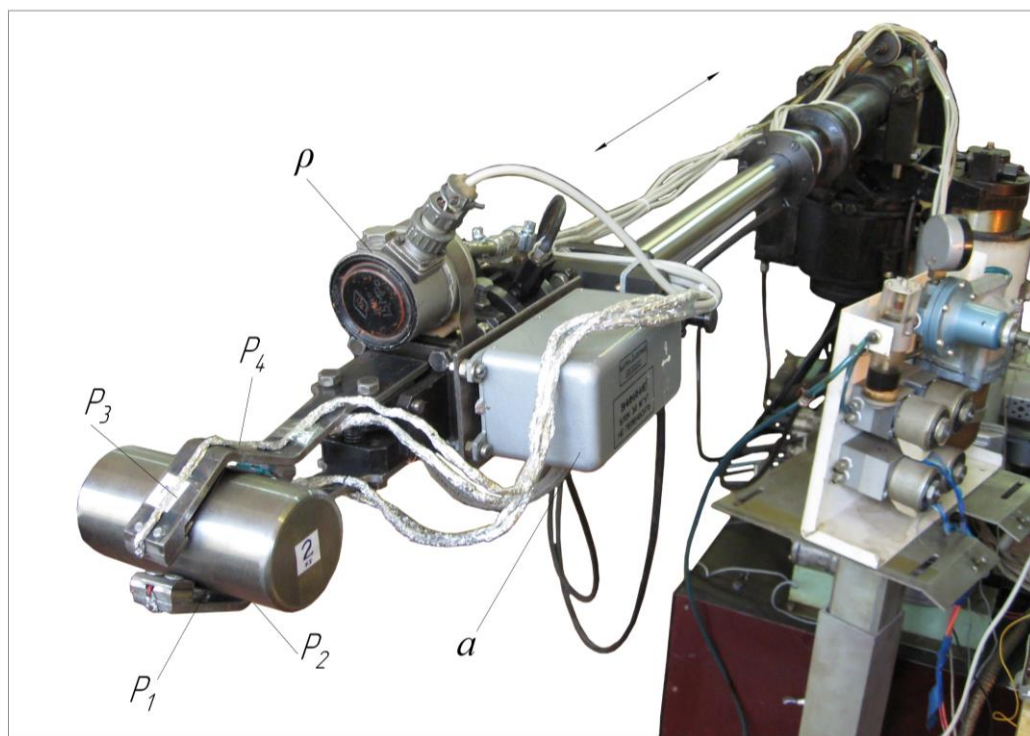


Рис.10.4. Конструкція спеціального ЗП:

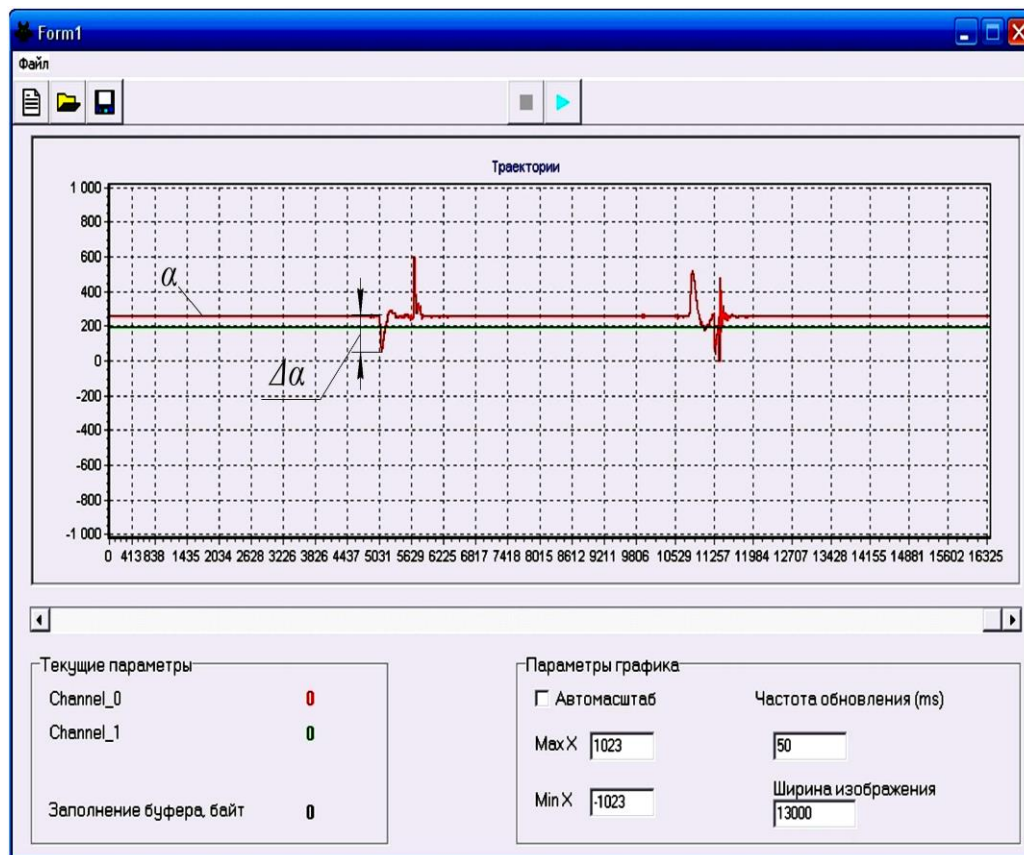
1 – затискні призми; 2 – затискні елементи; 3 – тензорезистори

Під час вимірювання сил затиску в динаміці необхідно також враховувати вплив на зміну сил затиску ЗП сили інерції, яка залежить від маси транспортованої деталі та прискорення переміщення (рис.10.5, а). Для вимірювання лінійного прискорення використовують акселерометри (наприклад – БДЛУ 1-3, див. рис.10.3). У процесі переміщення руки робота відбувається зміна напруги в датчику (БДЛУ), яка подається на АЦП, оцифровується, обробляється і виводиться на монітор комп'ютера у вигляді графіків (рис.10.5, б). Відповідно до напрямку дії сили інерції починають спрацьовувати затискні елементи із тензорезисторами, при цьому змінюється опір у останніх. Зміна опору змінює і напругу на виході. Таку зміну реєструє АЦП і

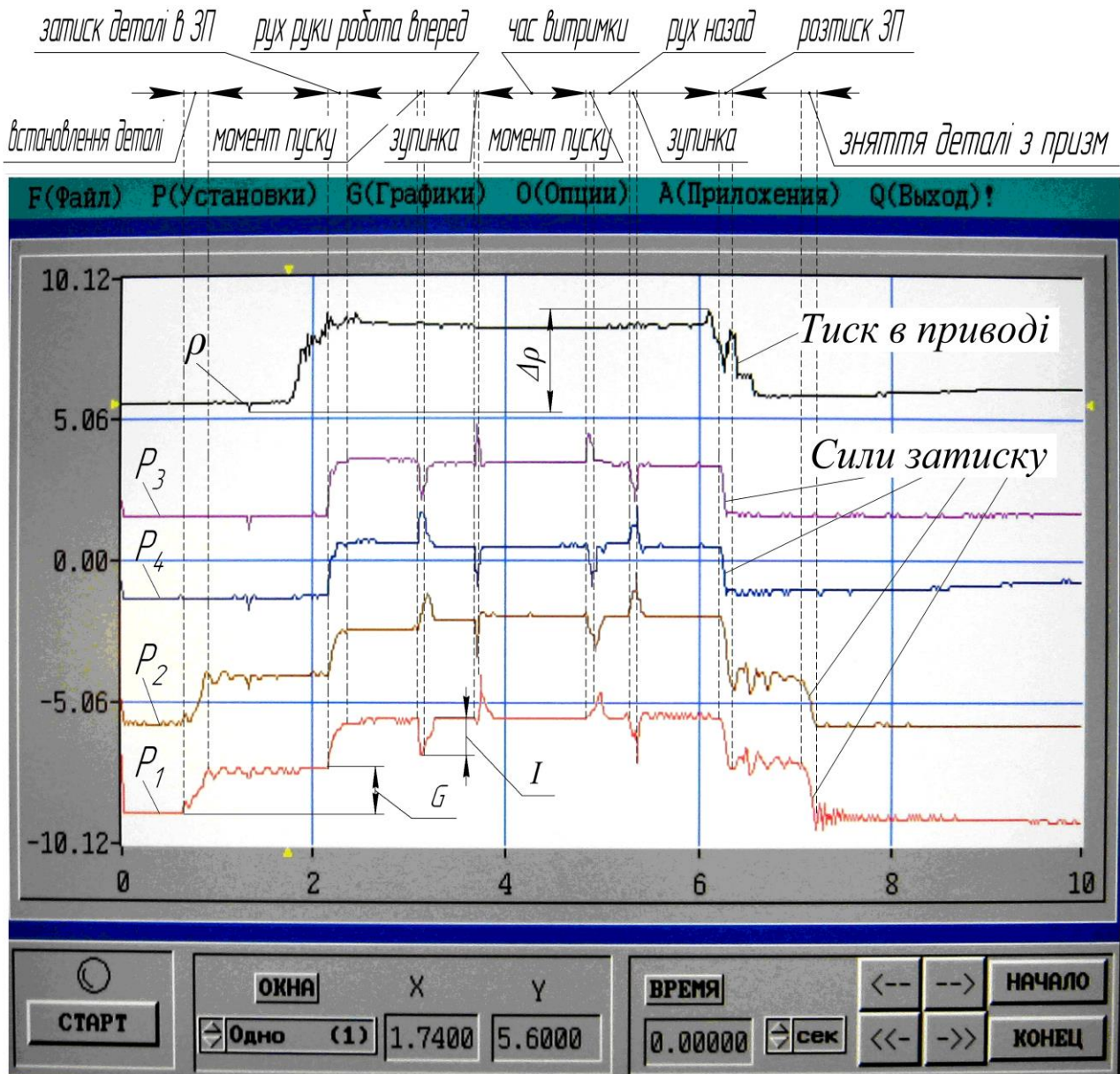
виводить результати вимірювань на екран комп'ютера також у вигляді осцилограм по силах затиску, що діють на кожному затискному елементі (рис.10.5, в).



а)



б)

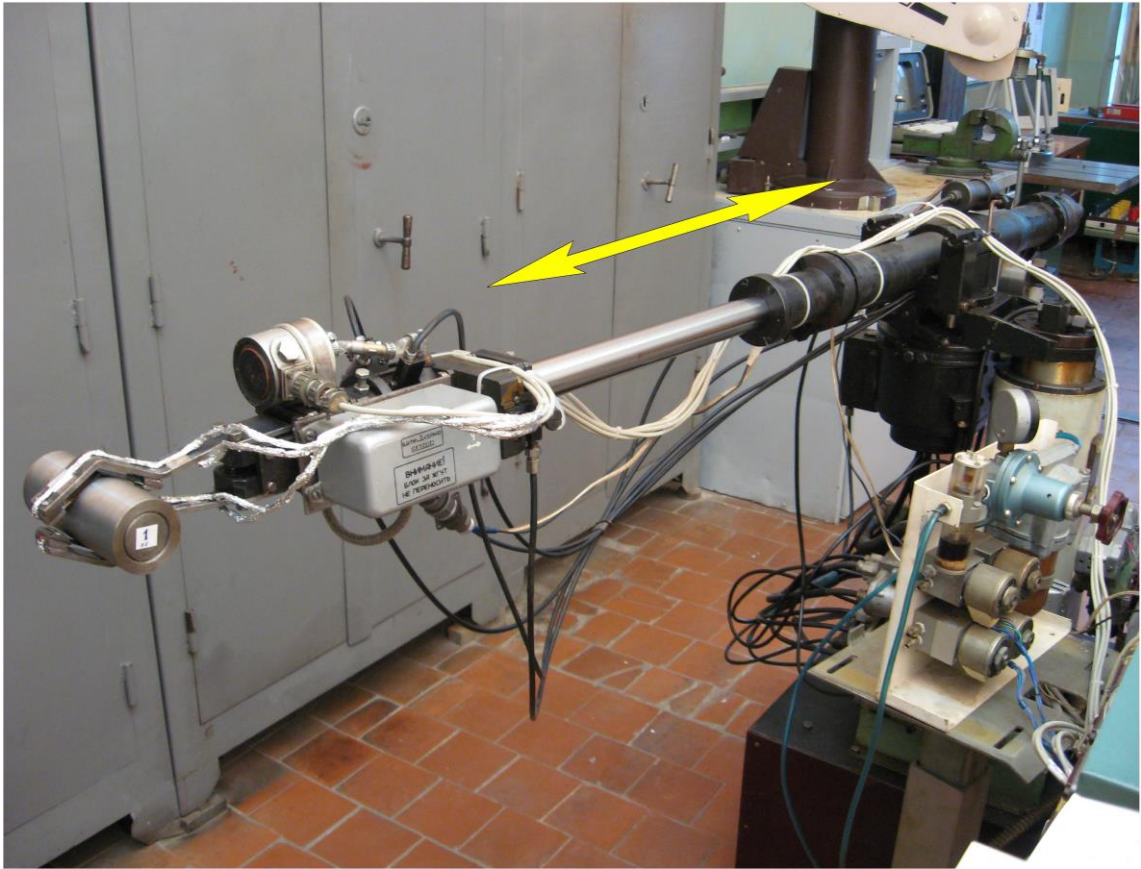


в)

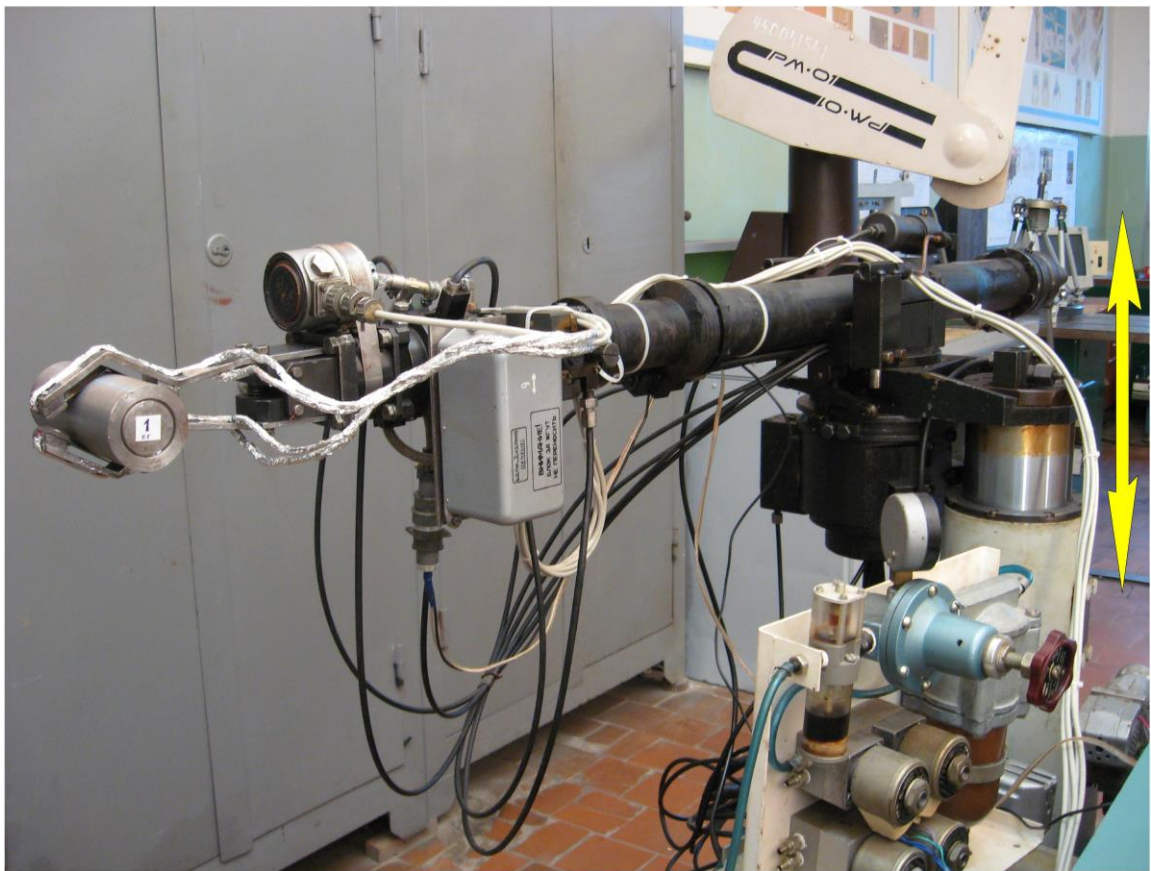
Рис.10.5. Горизонтальний рух:

а – експериментальна установка; б – графіки зміни прискорення руху; в – графіки зміни сил затиску та тиску в приводі захватного пристрою

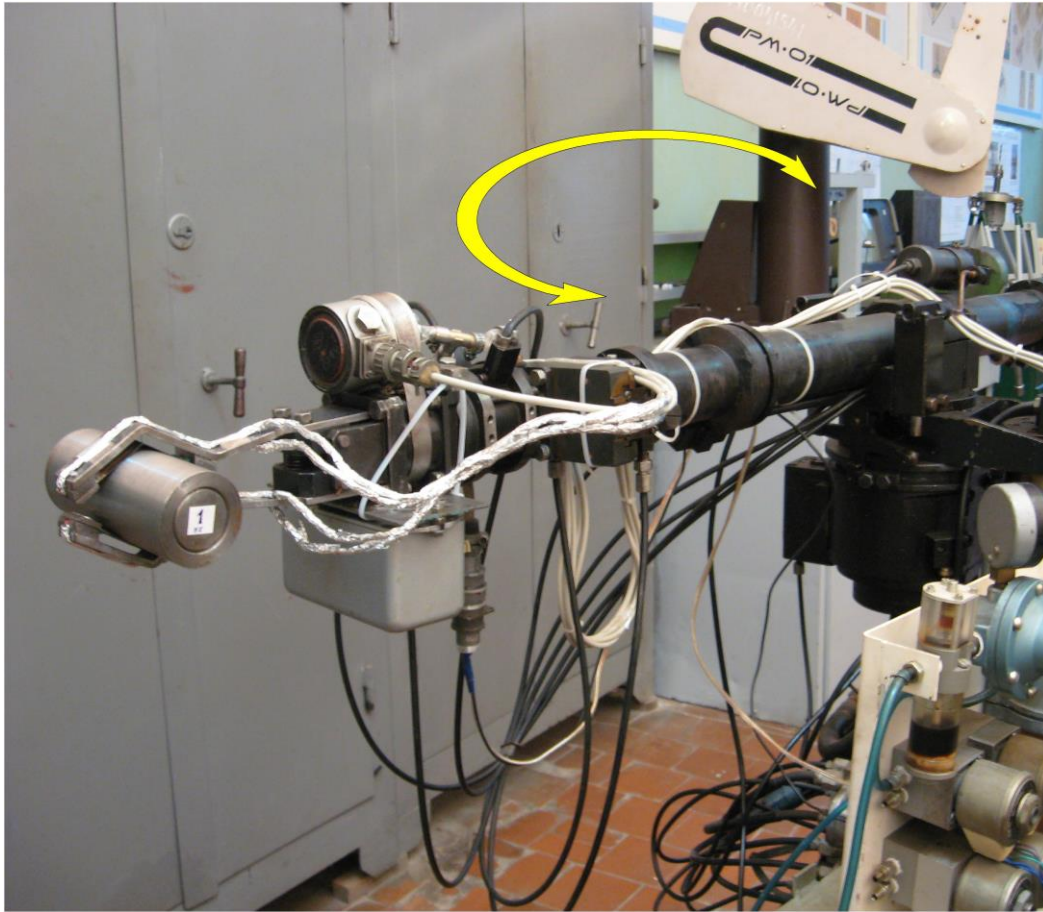
Зазвичай такі виміри, дослідження чи експерименти проводять серіями. У випадку промислових роботів першого покоління кожна з серій вимірювань повинна відповідати основним рухам руки робота, як це показано на рис.10.6:



a)



b)



в)

Рис.10.6. Дослідження сил затиску:

а – горизонтальний рух руки ПР; б – вертикальний; в – поворот

Як відомо, інформація з використовуваних датчиків виводиться на монітор ПК у вигляді кодованих цифрових даних. Для того, щоб привести у відповідність вимірювані фізичні величини до електричних показників, проводять тарування датчиків. При цьому отримуються тарувальні графіки, за якими і співставляються необхідні показники.

Прикладом тарування тензодатчиків у ЗП є установка, яку представлено на рис.10.7. Для тарування застосовуються: спеціальний захватний пристрій 1, пластини з тензодатчиками 2 таровані гири 3 та пристрій для їх розміщення у призмі захвату. Зазначений пристрій складається з двох кілець, одне з яких імітує деталь 4, а друге 5 з'єднує перше з кронштейном 6, який утримує таровані гири. У призмі захвату також вифрезеровано паз 7, через

який проходить щуп індикатора 8 типу ИЧ, з ціною поділки 0,01 мм ГОСТ 577-68. Ніжка індикатора 8 закріплюється у фланці 9, який також регулює її положення для встановлення у точку дії сили ваги. З одного кінця пластини підводиться ніжка індикатора, виставляється у точку дії сили ваги деталі, і його показання виставляються на нуль. Перед кожним виміром проводиться підналадка тензорезисторів, тобто крива, яка відображає сигнал, зводиться на нуль вертикальної шкали, що відображається на моніторі ПК. Дану процедуру потрібно проводити для того, щоб виключити похибку вимірювань при дії таких факторів, як: температура, час, вологість, циклічність деформації, циклічність перепадів температури і т.ін.

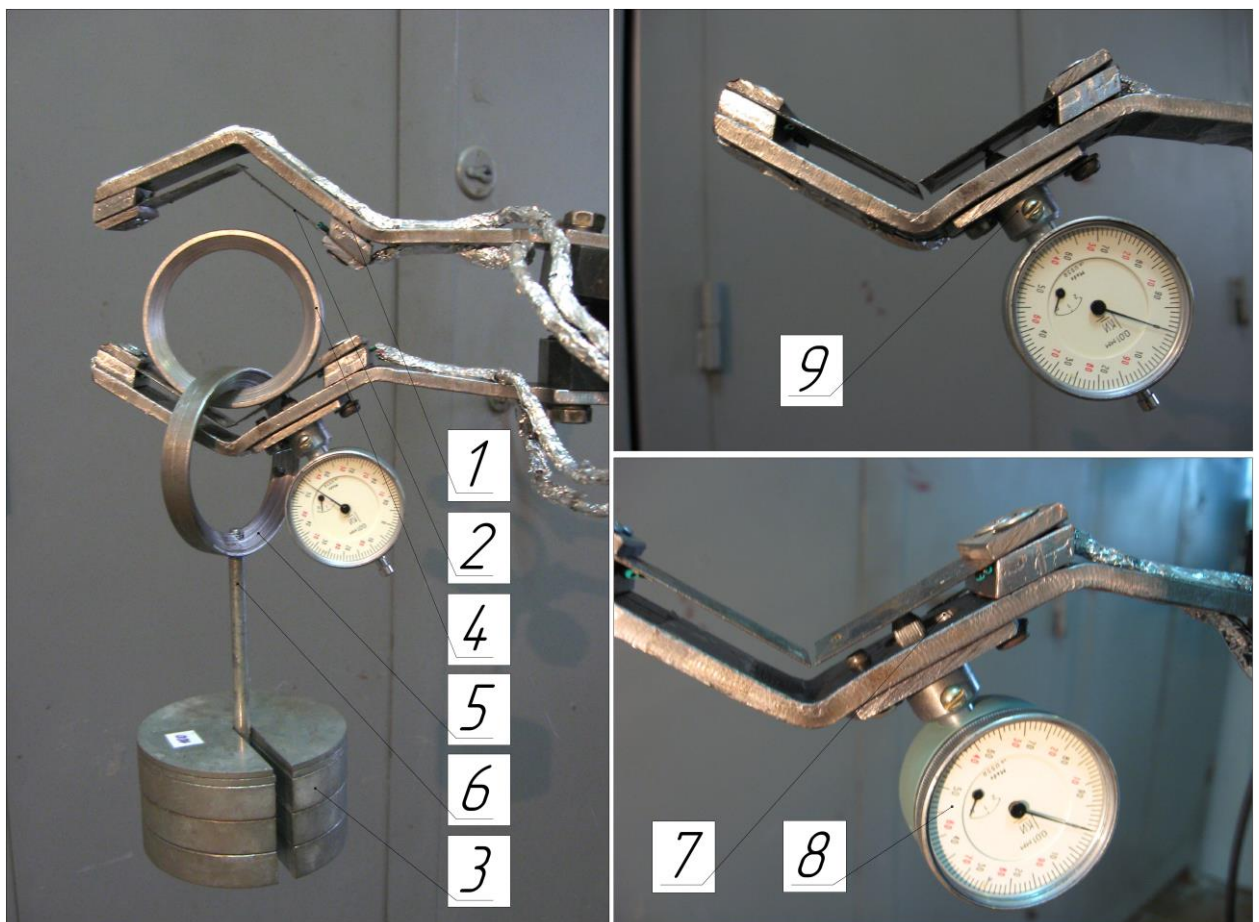


Рис.10.7. Тарування тензодатчиків

Після підналадки датчиків підвішується певна вага, з врахуванням розподілу її на пластини в призмі захвату. На кожну

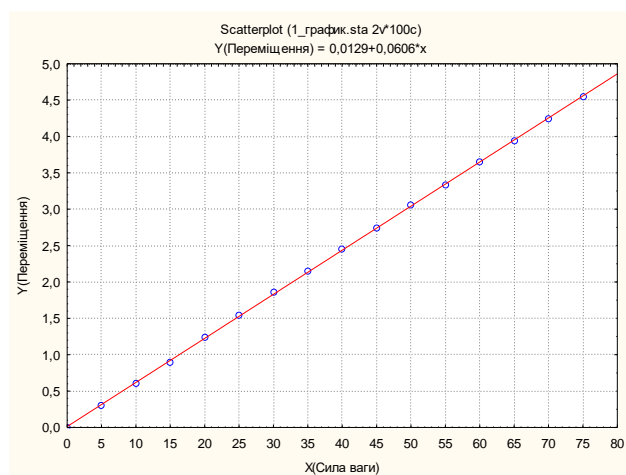
пластину, яка тарується, діє 50% від тієї ваги, що прикладається, за рахунок симетричності призм захвата. Індикатором фіксується переміщення пластини, а дані з тензопластин передаються на плату АЦП (наприклад - L264) і фіксуються. За отриманими даними будуються два графіки для переходу від кодованих значень ПК до реальних сил, які діють на пластину. Дані тарування зводяться в таблицю, приклад якої подано нижче (табл.10.1), та у вигляді графіків (рис.10.8, а, б).

Таблиця 10.1

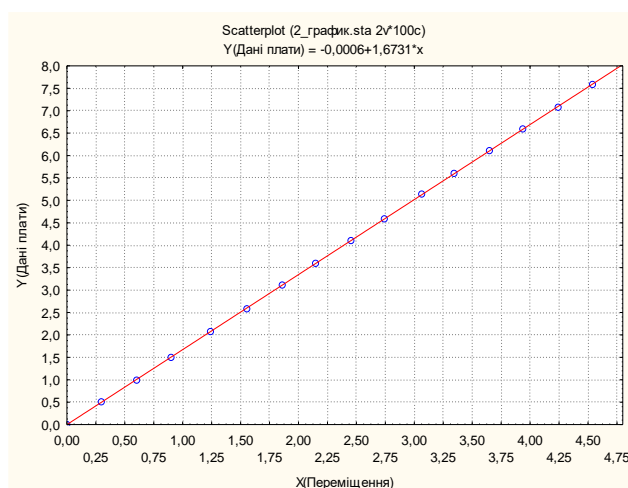
Дані тарування тензодатчиків

Сила ваги G, Н	Переміщення пластини δ , мм	Дані плати
0	0	0
5	0,3	0,5
10	0,6	0,8

І так далі, – до максимальної вантажності, що вказана у технічних характеристиках ПР, або ЗП. Графіки зазвичай будуються за допомогою програмного пакета Statistica, зокрема модуля «Графіки розсіювання» (рис.10.8).



а)



б)

Рис.10.8. Тарувальні графіки тензодатчиків:

а – залежності переміщення від сили ваги; б – залежності даних плати від переміщення

Після побудови графіків виявляють лінійні залежності, які описуються поліномами: $Y = -0,0129 + 0,0606 \cdot X$ (рис.10.8, а); де X – сила ваги, Н; Y – переміщення пластини, мм. $Y = 0,0006 + 1,6731 \cdot X$ (рис.10.8, б); де X – переміщення пластини, мм; Y – кодоване значення, що видається платою (L264).

Використовуючи програмний продукт Statistica, можливо також отримати графічне відображення комплексного впливу досліджуваних параметрів на сили затиску. Так, на рис.10.9 зображено поверхні відгуку впливу незалежних факторів експерименту: маси деталі (m) та кута призми (α) на сили затиску. Ці фактори мають найбільший вплив при горизонтальному переміщенні ЗП.

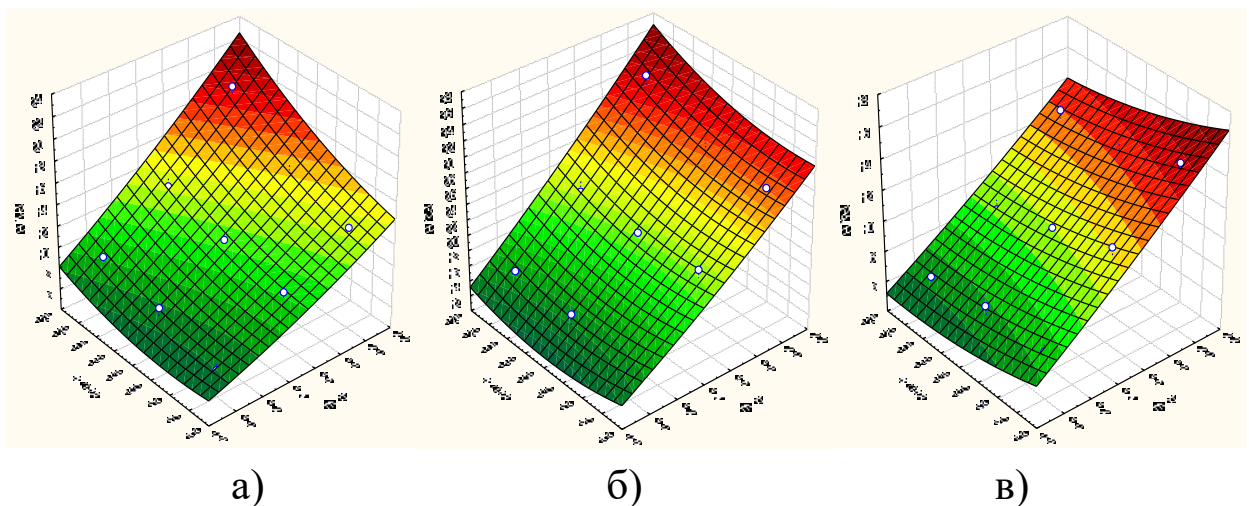


Рис.10.9. Поверхні відгуку експериментальних досліджень:

а – вплив маси деталі та кута призми на силу затиску P_1 ;

б – на силу затиску P_2 ; в – на силу затиску P_4

Вимірювання сил затиску для кожного з визначених програмою випробувань значень проводяться n разів. Потім результати вимірювань усереднюються і як дійсне значення сили затиску приймається середнє арифметичне значення:

$$S_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n S_{ji}.$$

Точність вимірювання оцінюється за розкидом даних. Мірою розкиду є середньоквадратичне відхилення, що визначається за формулою:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (S_{ij} - S_i)^2}.$$

Представлена вище експериментальна установка дозволяє провести перевірку адекватності математичних моделей розрахунку сил затиску, дослідити вплив конструктивних параметрів захватного пристрою на сили затиску за різних умов маніпулювання деталлю та ін.

Існують також більш прості, але досить ефективні способи оцінки несучої здатності захватів. Одним з таких варіантів є безпосереднє вимірювання граничних значень додатково прикладених сил і моментів. На рис.10.10, а, показана схема установки для визначення граничного значення сили. Захват утримує об'єкт 4. Прикладена сила створюється вантаженням предмета об'єкта через динамометр 2 за допомогою гвинта 3. Як граничне значення реєструється показання динамометра в момент, коли індикатор переміщення 1 зареєструє початок розкриття захвата (або відносний зсув об'єкта).

Схема навантаження моментом зображена на рис. 10.10, б. Значення моменту визначається за вимірюваним значенням $F_{\text{пр}}$ і відстані l з а формулою: $M_{\text{пр}} = F_{\text{пр}} l$, де l – відстань між точками прикладання сил $F_{\text{пр}}$ до об'єкта. Для захватів із змінними силами затиску або з обертальним переміщенням робочих елементів гранично допустимі значення прикладених сил і моментів залежать від розміру захоплюваного об'єкта. Для таких захватів гранично допустимі значення прикладених сил і моментів визначаються для об'єктів різних розмірів, причому їх число вибирається виходячи з вимог точності відтворення залежності цих параметрів від величини розкриття захвата. Обробка результатів вимірювання

гранично допустимих значень прикладених сил і моментів проводиться так само, як і для сил затиску. У ряді випадків замість гвинта 3 може використовуватися схема навантаження тросом, перекинутого через блок, вантажами різної ваги [101]:

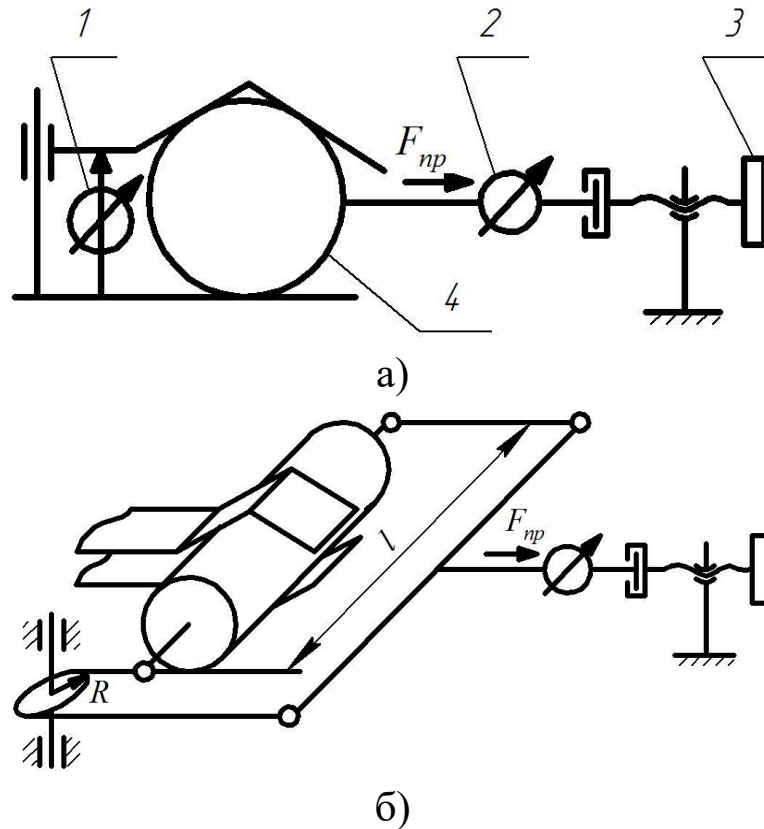


Рис.10.10. Схема установки для визначення граничних значень сили затиску

Похибка позиціонування є однією з важливих характеристик промислового робота, що визначає його точнісні властивості, і формується всім комплексом – механікою робота і його приводів, системою управління, конструкцією захватного пристрою. При перевірці похибки позиціонування конкретного ЗП необхідно відокремити цю складову від похибки позиціонування, створеної конструкцією конкретного робота.

У зв'язку з цим, проводять дві серії перевірок похибки позиціонування: спочатку до руки промислового робота жорстко закріплюють контрольну деталь, виконують необхідні рухи та відповідні заміри, а потім реєструють показники зміщення деталі

вже затиснутої у захватний пристрій. Різниця у вказаних показниках і характеризуватиме похибку позиціонування ЗП.

Але найбільш простим і розповсюдженим методом визначення похибки позиціонування у виробничих умовах є метод повторних замірів, коли захват робота декілька разів затискає деталь і виходить у контрольну точку. Проводяться контроль зміщень деталей, результати якого усереднюються, що і буде похибкою позиціонування.

10.3. Діагностика захватних пристроїв

Відмови і зниження якості функціонування ПР часто обумовлені порушенням правильної взаємодії об'єкта з захватом. Виділяють дві групи відмов. Перша група пов'язана з порушенням функцій захоплення і утримування об'єкта, коли захват не захоплює об'єкт або при перенесенні відбувається зрив об'єкта із захвата.

Діагностика таких відмов зводиться до реєстрації наявності або відсутності об'єкта в захваті і здійснюється тактильними датчиками, датчиками сил затиску (рис.10.11) або переміщення вихідної ланки привода захвата (рис.10.12), які управляються контроллером, вбудованим в ЗП, винесеним на один з модулів робота (рис.10.13) або вбудований в загальний блок системи управління.

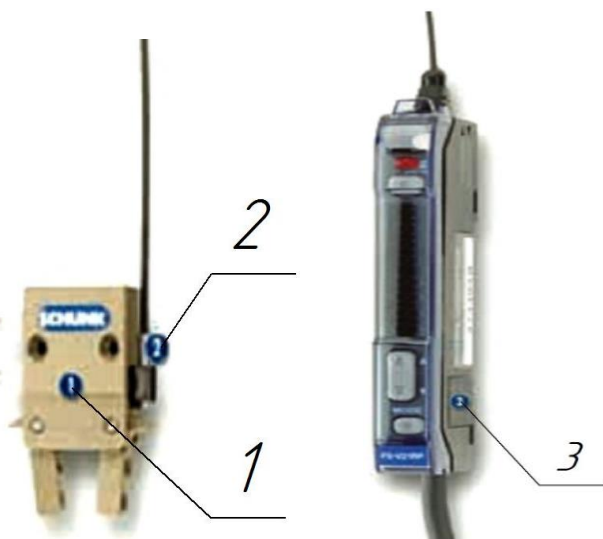


Рис.10.11.Адаптивний ЗП:
1 – захватний пристрій; 2 – оптичний датчик; 3 – сенсор та контроллер сил затиску



Рис.10.12. Центруючий ЗП (типу трикулачк. патр.):
1 – магнітні датчики переміщень затискних важелів;
2 – корпус ЗП; 3 – затискні важелі

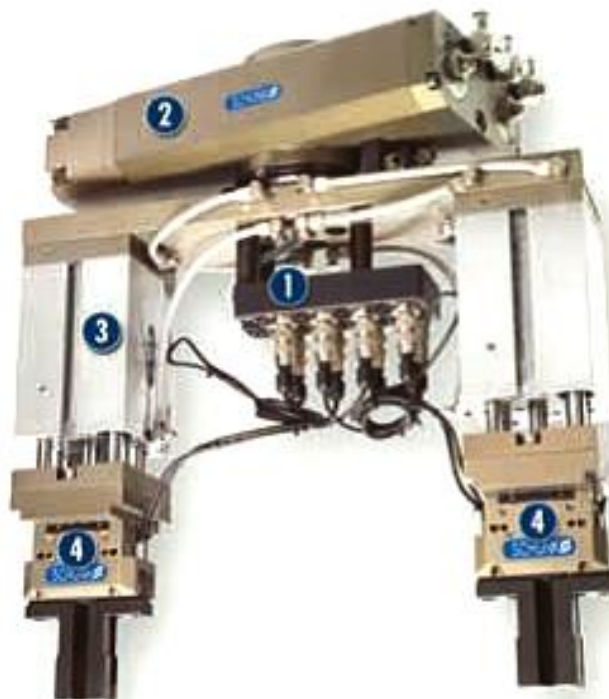


Рис.10.13. Двозахватний пристрій:
1 – контроллер датчиків; 2 – модуль повороту;
3 – механізм лінійного переміщення;
4 – ЗП з паралельно рухомими важелями

Іншу групу складають відмови, за яких захоплення і утримування здійснюються, але неправильно, зокрема: захоплення об'єкта відбувається з великими похибками положення і орієнтації; при перенесенні виникають зсуви об'єкта в захваті унаслідок порушення умов жорсткої фіксації; у кінцевому положенні об'єкт не стає на опорну площину, не потрапляє в зону дії затискних пристроїв; при розкритті захвата його робочі елементи зачіпають і збивають об'єкт; для об'єктів малої маси може бути істотним ефект прилипання до робочих елементів.

Причини цих і подібних явищ можуть бути умовно розділені на дві групи. До першої групи відносяться причини, що є зовнішніми по відношенню до системи захват-об'єкт і характеризуючі зовнішні умови. Сюди відносяться, наприклад, великі пікові прискорення при розгоні і гальмуванні приводів ПР, вібрації високого рівня, великий розкид параметрів положення і орієнтації об'єкта в початковому положенні і так далі. Друга група причин умовно може бути названа внутрішньою по відношенню до системи захват-об'єкт. Сюди відносяться такі чинники, як вибір невдалих конструктивних рішень механізму захвата, явна невідповідність форм затискних елементів і об'єкта, пружна деформація і зношеність поверхонь затискних елементів, а також пружних накладок, якщо такі є. Часто зовнішні і внутрішні причини виявляються в нероздільних поєднаннях, і тому відмови можна пояснити невідповідністю характеристик захватів умовам експлуатації. Приведення у відповідність цих двох груп чинників найчастіше здійснюється практично за рахунок зміни параметрів захвата. Так, часто небезпека втрати об'єкта при його перенесенні може бути усунена шляхом збільшення сил затиску.

Порядок діагностування та перелік контрольованих параметрів залежать від особливостей експлуатації ПР, його функціональних можливостей. Наприклад, при захопленні рухомого об'єкта, переміщуваного транспортером, необхідно

контролювати його швидкість переміщення відносно захвата, при захопленні крихких і пластичних предметів – ударні ефекти при захопленні.

Особливі проблеми виникають під час діагностування порушень, пов'язаних з роботою автоматично замінюваних захватів, що використовуються в умовах багатомініклатурного гнучкого виробництва. Для них додатково вирішуються питання діагностування правильності автоматичної установки змінних захватів на руці робота і в гнізді магазину. Крім того, можливо, виявиться необхідною зміна діагностичного алгоритму при переході від одного захоплюваного об'єкта до іншого у зв'язку з тим, що мають місце зміна параметрів захвата, режими рухів робота, умови взаємодії системи захват-об'єкт. Все це повинно проводитися синхронно на всьому етапі виконання технологічної операції. Тільки при зіставленні всієї отриманої таким чином інформації може бути проведений детальний аналіз причин тієї або іншої відмови.

Системи діагностики можуть будуватися як для всього процесу в цілому, так і для окремих етапів або послідовностей етапів (наприклад, тільки для захоплення об'єкта або тільки для перенесення). Відповідно до цього ставляться завдання діагностування і формується комплекс засобів контролю і вимірювання. Наприклад етап перенесення, коли представляє інтерес з'ясування причин можливого проковзування об'єкта в захваті або повній втраті об'єкта. Для діагностики цих явищ використовуються такі групи датчиків: датчики сили інерції; датчики сил затиску; реєстратори проковзування об'єкта в захваті, що вимірюють статичні зусилля в процесі захоплення об'єкта.

Питання вимірювання прискорень і обчислення сил інерції розглянуті у попередніх розділах. Описане завдання є окремим випадком загального завдання комплексного визначення сукупності параметрів руху. Структурна надмірність у

вимірювальній системі дозволяє підвищити точність і надійність визначення пошукових параметрів. Так, інтеграція сигналів акселерометрів дозволяє уточнювати зведення про фронти законів зміни швидкості на інтервалах дії великих прискорень, додавання «зайвих» лінійних акселерометрів дозволяє контролювати роботу всього комплексу, а за певних умов — виявляти прилади, що відмовили, і отримувати оцінки точності виконуваних вимірювань

Датчики, що вимірюють сили затиску, зазвичай реалізуються у вигляді датчиків сил в точках контакту або на вихідній ланці приводу. Для вакуумних захватних пристроїв і захватів з пневмо та гідроприводом можуть бути використані датчики тиску. Датчиками проковзування можуть служити тактильні датчики, контактні і безконтактні датчики положення, спеціальні датчики проковзування. Безпосереднім завданням технічної діагностики системи захват-об'єкт, так і будь-якої технічної системи, є встановлення конкретних причин спостережуваних явищ відсутності захоплення, втрати об'єкту і тому подібне. Кінцевою метою є вироблення конкретних якісних і кількісних рекомендацій з усунення або зменшення вірогідності відмов.

Стосовно захватних пристроїв актуальним є створення систем як тестового, так і функціонального діагностування. Тестове діагностування займає основне місце на етапах дослідницьких випробувань, відпрацювань і наладки устаткування; функціональне діагностування є основним для режимів експлуатації. Прикладом системи діагностики є установка фірми SCHUNK (рис.10.14), де показаний ЗП, підключений через контроллер до комп'ютера з відповідним програмним забезпеченням.

Постійний моніторинг сил затиску, а також положення важелів із захватними елементами може здійснюватися міні системами діагностики у вигляді невеликих екранів, підключених до відповідних датчиків (рис.11.15).

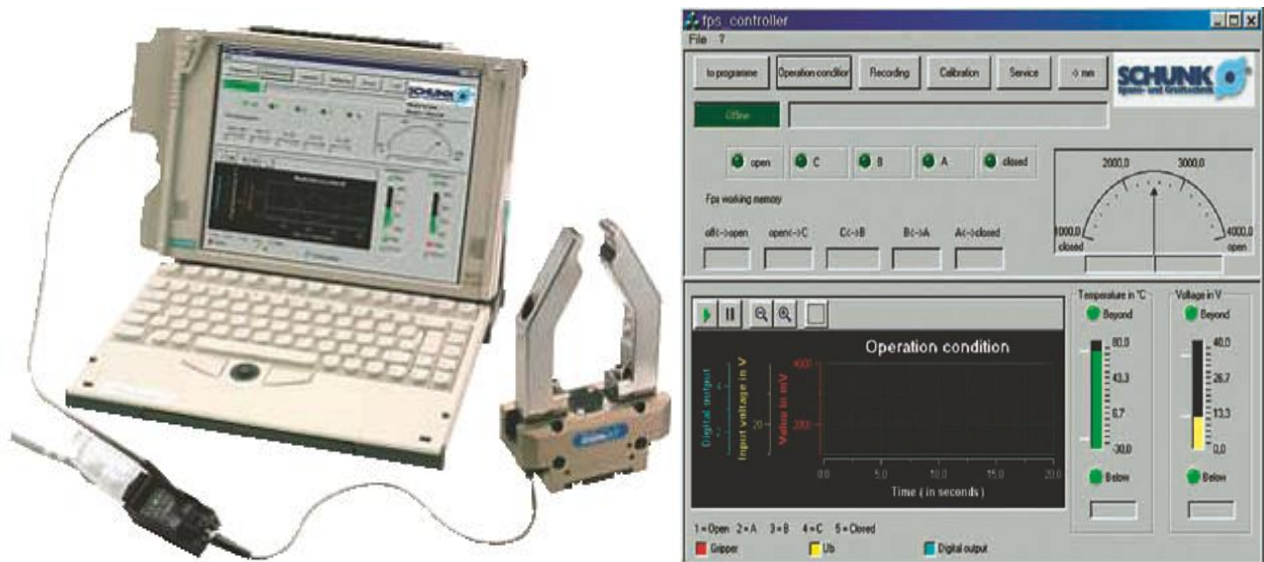


Рис.10.14. Система діагностики ЗП фірми SCHUNK



Рис.10.15. Система моніторингу сил затиску та положення затискних важелів ЗП:

- 1 – паралельно рухомий ЗП; 2 та 3 – затискні важелі із сенсорами;
- 4 – затискні елементи; 5 – монітор із показниками вимірюваної величини

Залежно від необхідної глибини діагностування потрібний різний об'єм інформації. Засоби інформації і саму отримувану інформацію доцільно розділити на категорії. Перша категорія –

феноменологічний опис, тобто якісний опис явища. Друга категорія – перевірка наявності або відсутності ознак або умов. Зокрема, може перевірятися, чи має місце контакт всіх робочих елементів захвата з об'єктом або тільки деяких з них, чи відбувається при розкритті захвата одноразова і остаточна втрата контакту або при коливаннях виникають зіткнення. Для перевірки цих умов на практиці потрібна спеціальна апаратура, що включає комплекс засобів контролю. І третя категорія – кількісне визначення механічних величин, що характеризують взаємодію об'єкта із захватом (лінійних і кутових похибок взаємного положення об'єкта і елементів захвата, прискорень, що діють, прикладених сил і моментів і ін.), основних показників захватних пристроїв, таких як сили затиску, граничні значення прикладених сил, що діють по осях захватного пристрою, час захоплення і відпуску, маса, габаритні розміри, характерні розміри (максимальний, мінімальний) поверхонь об'єкта, по яких проводиться захоплення; крім того, для захватів необхідно знати силу на вихідній ланці приводу, максимальні переміщення вихідної ланки, кінематичну схему, для вакуумних ЗП – розміри контактної площі присоски, номінальний тиск в порожнині присоски, для магнітних захватних пристроїв – розміри площі контакту, напругу живлення.

Теоретичною основою для аналізу конкретних причин відмов є діагностичні моделі, що визначають граничні значення параметрів положення або силових чинників. Порівняння дійсних значень параметрів із спостережуваними і вимірюваними дозволяє давати формалізований опис причин відмов.

Діагностика порушень функціонування, пов'язаних з процесом захоплення, часто може спиратися на чисто геометричні інтерпретації завдання. Під час аналізу геометричних умов захоплення якнайповнішою характеристикою, що визначає умови «нормального захоплення», є багатовимірною область в просторі параметрів положення і орієнтації об'єкта.

Якщо об'єкт має малі розміри, то помилки орієнтування можуть бути незначними і область нормального захоплення будується в тривимірному просторі переміщень.

Якщо умови нормального захоплення виконані, то в результаті захоплення об'єкт займає одне з можливих положень рівноваги. Стійкі положення рівноваги знаходяться з умови мінімальної відстані між затискними елементами захвата (що відповідає мінімуму потенційної енергії механічної системи захват-об'єкт). Вимірювання параметра розкриття є простим і найбільш ефективним способом визначення правильності розташування об'єкта в захваті.

Число положень рівноваги може бути великим. Попадання об'єкта в те або інше положення рівноваги значною мірою залежить від похибок взаємного положення і орієнтації об'єкта і захвата у момент захоплення. Кожному положенню рівноваги може бути поставлена у відповідність область стійкості, яка в просторі похибок положення і орієнтації є частиною області нормального захоплення.

З урахуванням сил тертя результуючі ефекти процесу захоплення ускладнюються. Важливо, що з урахуванням тертя можлива жорстка фіксація об'єкта в таких положеннях, які в постановці, що ідеалізується за відсутності сил тертя є нестійкими. При цьому біля класично стійких і нестійких положень рівноваги виникає безліч нових положень, в яких забезпечується жорстка фіксація за рахунок тертя. Такі ефекти слід мати на увазі під час діагностики порушень роботи захвата.

Визначення умов надійності утримування об'єкта в захваті в заданому положенні рівноваги у процесі його перенесення формулюється як завдання визначення навантажених станів об'єкта, після досягнення яких може відбуватися його переміщення в захваті.

Останній етап технологічної операції – установка об'єкта в задане положення і його відпуск – є найбільш складним, особливо для ПР, що виконують складальні операції, коли характерні вузькі поля допусків на похибки положення і орієнтації, та наявність неутримуючих зв'язків. У більшості випадків порушення на цьому етапі обумовлені великими значеннями похибок як на початку операції, так і в ході її виконання, збільшенням реакцій, що виникають при контакті об'єкта з базовою поверхнею, і силами сухого тертя, які можуть призводити до заїдання або заклинювання. Для діагностики таких порушень складання, як застрягання або заклинювання, пошкодження поверхонь, що з'єднуються, порушення умов утримування, як правило, використовуються багатокomпонентні датчики сил і моментів.

10.4. Гарантування безпеки захватних пристроїв

Вимоги безпеки, що пред'являються до конструкцій захватних пристроїв і інструментів, якими оснащують промислові роботи, в загальному вигляді повинні відповідати ГОСТ 12.2.072-98 «Роботы промышленные. Роботизированные технологические комплексы. Требования безопасности и методы испытаний». Для забезпечення працездатності РТК і промислового робота його робочий орган (захватний пристрій) повинен бути надійним, зручним для технічного обслуговування і безпечним в роботі. Ці поняття нерозривно зв'язані між собою. Для будь-якого устаткування і його компонентів виконання вимог надійності, зручності обслуговування і безпеки в роботі обов'язково.

Окрім вище наведеного, існує аналогічний документ державного зразка, що висвітлює питання безпеки використання роботів і їх захватних пристроїв, – ДСТУ 3738-98 (ГОСТ 12.2.072-98) «Роботы промышленные. Роботизованные технологические комплексы. Вимоги безпеки та методи випробувань», чинний від 01.07.2000р. Цей стандарт встановлює загальні вимоги

безпеки до конструкції промислових роботів під час їх проектування, виробництва, програмування, експлуатації, ремонту, технічного обслуговування та організації роботизованих технологічних комплексів і дільниць, а також методи випробувань. Усі вимоги стандарту є обов'язковими.

Приведемо деякі визначення за даним стандартом. Небезпечна ситуація – будь-яка ситуація, пов'язана з ПР або сполучним устаткуванням, які можуть спричинити травми або нанести шкоду здоров'ю обслуговуючого персоналу. Ризик – сполучення імовірності та ступеня важкості травми. Безпечний режим – режим, за якого імовірність виникнення небезпечної ситуації мінімальна.

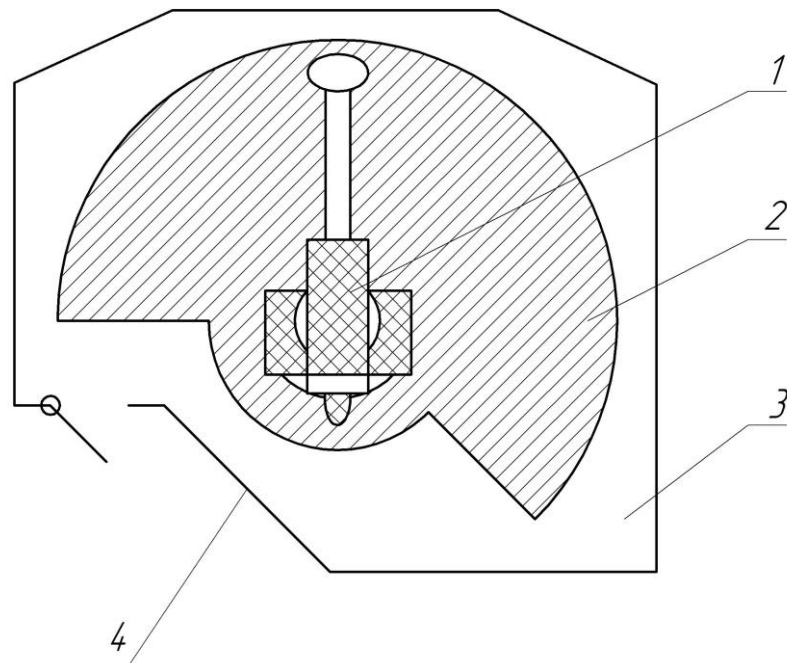


Рис.10.16. Робочий простір промислового робота:

1 – промисловий робот; 2 – робочий простір; 3 – огорожений простір; 4 – захисні засоби

Робочий простір – простір (рис.10.16), у межах якого може перебувати виконавчий пристрій під час функціонування ПР. Вихід ПР за межі робочого простору у випадку будь-якої можливої несправності в системі ПР обмежується механічними упорами або іншими пристроями.

Робочий орган (виконавчий пристрій або захват), закріплений на кінцевій ланці робота, є джерелом підвищеної небезпеки, оскільки переміщується в межах робочої зони ПР з високою швидкістю в порівнянні з рухомими ланками інших механізмів, що входять до складу РТК. Робочий орган повинен:

- гарантувати безпеку обслуговуючого персоналу при можливому контакті з ним в будь-якій ситуації (викликаним необережністю робітника, порушеннями в роботі, непередбаченим відключенням живлення, аварійною командою СТОП і так далі);
- бути захищений від дії шкідливих і агресивних чинників виробничого середовища;
- не допускати власних пошкоджень і поломок обслуговуваного устаткування при зіткненні, будь-якому іншому контакті або заклинюванні (що викликаються можливими збоями програм ПР і устаткування), взаємодіючи з деталями і вузлами виробничого устаткування, що входить до складу РТК;
- бути забезпечений сигналізацією про виникнення яких-небудь неполадок в роботі, виведеній на пульт оператора ПР;
- відповідати технологічним параметрам і конструктивним показникам згідно з розробленою технічною документацією, зокрема вимогам надійності і безвідмовності в роботі, ремонтпридатності і зручності обслуговування;
- бути екологічно чистим, не створювати забруднень або яким-небудь чином заважати протіканню виробничого процесу;
- відповідати вимогам безпечного ергономічного оформлення: у його конструкції повинні бути виключені гострі кромки і грані.

Шкідливі чинники виробничого середовища, від дії яких повинен бути захищений робочий орган ПР:

1. Навколишня температура без повітряного або рідинного охолодження.

2. Теплове випромінювання.
3. Ударні параметри: амплітуда та частота.
4. Електромагнітні перешкоди: переривання сигналів управління, перехідні процеси під час включення двигунів, високочастотне нагрівання.
5. Аерозолі: водні і інших рідин, що охолоджують, часто агресивні, суспензій покриттів в камерах забарвлень і тому подібне.
6. Дими і пари: хімікати, використовувані в технологічному процесі, випаровування ванн хімічного очищення і гальванопокриттів, очищення паром.
7. Частинки речовини: пісок, металева стружка, гарячий шлак.
8. Можливість спалаху або вибуху: відкритий вогонь, вибухові гази і суміші пари.

Робочий орган повинен бути несприйнятливим до дії того або іншого шкідливого чинника виробничого середовища за рахунок конструктивних рішень.

Дія підвищеної температури і теплового випромінювання на ЗП, характерне при роботі в термічних, ливарних, кувальних і гарячештампувальних цехах, зменшують за рахунок:

- застосування жароміцних сталей в конструкціях робочих елементів ЗП;
- обдування захватного пристрою стиснутим повітрям;
- періодичного (передбаченого циклом роботи ПР) опускання захватного пристрою у ванну з охолоджуваною водою.

Установка електричних і електронних пристроїв і гідравлічних пристроїв на кисті руки робота виключається. Не рекомендується або виключається застосування електромеханічного і гідравлічного приводу ЗП.

Різкі періодичні ударні дії на ЗП, характерні для ковальських і штампувальних цехів, особливо коли робот повинен утримувати заготовку і маніпулювати нею під час кування, компенсують:

- застосуванням особливо міцних захватних пристроїв;
- застосуванням пружинних демпферів при установці захватних пристроїв на кінцевій ланці робота.

Електромагнітні перешкоди, характерні для електродугового і точкового зварювання, а також при роботі з установками ТВЧ або, що викликаються іншими джерелами, знижують або виключають за рахунок застосування:

- захисних екранів для систем управління і інформації промислових роботів;
- захватних пристроїв, не сприйнятливих до перешкод (з пневматичним, гідравлічним, електромеханічним приводом), зокрема – вакуумних, аеродинамічних і пневматичних ЗП.

Застосування електромагнітних захватних пристроїв виключається.

Частинки речовини: пісок, металева стружка, гарячий шлак, здатні порушити працездатність ЗП, зазвичай видаляють стиснутим повітрям.

Дія агресивних аерозолів, парів і випаровувань хімічно активних рідин виключають застосуванням хімічно стійких матеріалів і накладок для робочих елементів ЗП.

Захист від силового контакту і взаємодії з устаткуванням гарантується засобами безпеки, розташованими безпосередньо на елементах конструкції робочого органу або руки робота.

Захист від заклинювання при непередбаченому зчепленні з елементами обслуговуваного устаткування, наприклад під час збою керуючої програми, внаслідок чого кулачки патрона верстата не розкрилися, а робот отримав команду на знімання деталі. Робот починає витягувати деталь з патрона. Інша ситуація: мимовільне включення верстата після захоплення деталі роботом

Для недопущення аварії і поломок в місці стикування робочого органу з кінцевою ланкою робота встановлюють:

- силові і силомоментні датчики, що формують сигнали на

аварійний СТОП робота і РТК у разі перевищення гранично допустимих значень сил, а також моментів в цьому вузлі;

- електромеханічні запобіжники, у разі руйнування яких відключається живлення ПР і РТК;
- кінцеві вимикачі, що відключають живлення ПР і РТК під час неприпустимого зміщення робочого органу щодо кінцевої ланки робота.

Захист від силового контакту робочого органу ПР з елементами обслуговуваного устаткування і обслуговуючим персоналом забезпечується датчиками і інформаційними пристроями, що розташовуються безпосередньо на елементах конструкції робочого органу або робота і зупиняють його рух у разі виникнення реальної загрози силового зіткнення. Різноманітні за конструктивним виконанням і фізичними принципами, покладеними в основу їх роботи, ці датчики можна підрозділити за типом взаємодії з людиною на тактильні і безконтактні.

Тактильні датчики є механічною конструкцією (щитки, вуса і тому подібне), що оточує робочий орган ПР. Захватні пристрої часто оснащують підпружиненими захисними скобами, сполученими з мікроперемикачами, що спрацьовують при контакті з перешкодою на шляху переміщення ЗП. За таким же принципом працюють буфера робочарів.

У разі зіткнення з перешкодою ця конструкція міняє свою геометричну форму, спрацьовує комутуючий елемент і в систему управління поступає сигнал, блокуючий подальше переміщення ПР. Створюючи пристрої подібного типу, слід звернути особливу увагу на такі два питання. По-перше, оскільки механічна конструкція такого датчика може входити в зіткнення з тілом людини, необхідно гарантувати безпеку такого контакту з урахуванням швидкості переміщення ПР і механічній жорсткості конструкції датчика. По-друге, під час розрахунку геометричних параметрів конструкції датчика, зокрема відстані від можливої

точки зіткнення механічної конструкції з тілом людини у момент спрацьовування датчика, його слід виконувати таким, щоб ПР встиг повністю зупинитися, не заподіявши шкоди людині.

Датчики такого типу реалізуються за допомогою відносних простих і дешевих електричних і механічних складових, проте мають істотний недолік: їх спрацьовування відбувається в результаті механічного контакту з тілом людини. Тому найбільш перспективними є датчики безконтактного типу.

Датчики безконтактного типу призначені для захисту обслуговуючого персоналу і складаються з суміщеного випромінювача і приймача світлового або ультразвукового випромінювання. Відбившись від тіла людини, потік випромінювання повертається в приймач і викликає спрацьовування датчика. Технічні труднощі, що виникають при створенні датчиків такого типу і оснащення ними роботів, пов'язані з тим, що практично неможливо забезпечити дискретність відбитого сигналу (наприклад, розташовуючи випромінювача і приймача один проти одного в датчиках огорожі робочої зони РТК). Відбитий сигнал в таких датчиках може бути отриманий не тільки від тіла людини, що підійшла на небезпечну відстань до ПР, але і від устаткування, що входить до складу роботизованого виробництва. Тому особлива увага в цьому випадку повинна бути приділена правильній орієнтації і фокусуванню випромінюваного потоку.

Приклад технічного рішення наведено на рис.10.17.

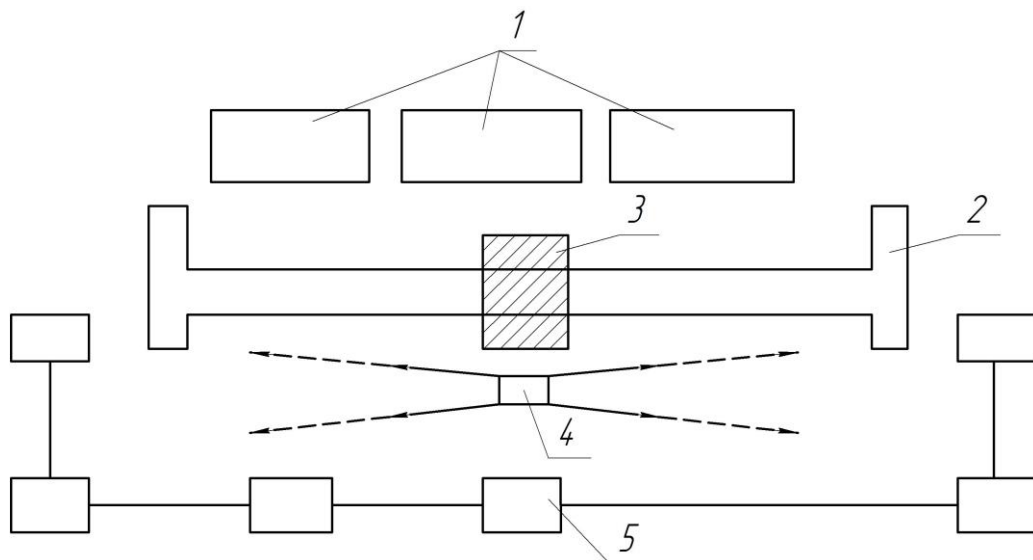


Рис.10.17. Локаційний датчик безпеки:

- 1 – верстати; 2 – монорейка ПР; 3 – каретка з маніпулятором ПР;
4 – локаційний датчик; 5 – система світлогородження

Зрозуміло, пристрої, що гарантують вимоги безпеки роботи робочого органа, повинні бути пов'язані з системою безпеки робота і РТК. Уникнути зіткнення ПР з людиною або зменшити тяжкість наслідків такого зіткнення можна також, обладнавши ПР іншими засобами гарантування безпеки.

Спеціальні вимоги гарантування безпеки залежать від конструкції і призначення робочого органа. Робочі органи ПР повинні відповідати таким вимогам:

- припинення подачі живлення не повинне призводити до збою програми утримання вантажу або до виникнення іншої небезпечної ситуації;
- статичні і динамічні навантаження, що створюються спільно вантажем і робочим органом (наприклад ЗП), повинні бути в межах вантажності і динамічної характеристики ПР.

Вимоги безпеки до конкретних типів робочих органів ПР, що враховують специфічні особливості їх конструкції і умови експлуатації, повинні бути вказані в технічних документах на ці ЗП і інструменти.

Захватні пристрої повинні гарантувати такі вимоги безпеки. Сили затиску повинні відповідати масі деталі і швидкості її переміщення (для запобігання випаданню деталі під час транспортування), не викликати пошкоджень поверхні транспортованої деталі. Блокування розкриття ЗП у разі натиснення кнопки аварійний СТОП і відключення живлення. Необхідно передбачити спеціальні технічні рішення запобігання випаданню деталі із захвату при виключенні системи електропостачання ПР. Одним з таких рішень може бути спеціальна самоутримуюча конструкція захвата; у інших випадках можна організувати роботу захватного пристрою тільки на розкриття, а закриття відбуватиметься пасивно – під дією зусилля, що розвивається пристроєм, який акумулює енергію (наприклад, пружиною).

Надійність робочого органа і його коефіцієнт технічного використання повинні бути рівні або вище за аналогічні показники всього промислового робота, тобто конструкція робочого органа повинна забезпечувати можливість швидкого і легкого ремонту. Як показує практика, напрацювання на відмову T_0 захватного пристрою має бути рівним або більше 2000 годин. Коефіцієнт технічного використання (ТВ) $K_{ТВ}$ робочого органа не може бути менше 97%.

Готовність або період працездатного стану залежить не тільки від власної надійності робочого органа, але і від його ремонтпридатності, тобто від простоти і швидкості ремонту у разі поломки або відмови.

Проектуючи робочий орган між названими показниками встановлюють такий зв'язок:

$$K_{ТВ} = \frac{T_0}{T_0 + T_{пл.р} + T_{мо}};$$

де $T_{пл.р}$ – середній час, що витрачається на плановий ремонт робочого органа між його напрацюваннями на відмову; $T_{мо}$ –

сумарний час простоїв через технічне обслуговування (ТО) робочого органа.

$$T_{\text{пл.р}} + T_{\text{мо}} \geq T_o \left(\frac{1 - K_{\text{ме}}}{K_{\text{ме}}} \right).$$

Приймаючи $K_{\text{ТВ}} \geq 0,97$, отримаємо $T_{\text{пл.р}} + T_{\text{мо}} > 0,031 \cdot T_o$. Для захватних пристроїв при $T_o > 2000$ годин отримаємо $T_{\text{пл.р}} + T_{\text{мо}} > 62$ години.

Подібно визначаються $T_{\text{пл.р}}$ та $T_{\text{мо}}$ при інших вихідних даних T_o та $K_{\text{ТВ}}$.

РОЗДІЛ 11

ВПЛИВ ЯКОСТІ ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИЗОВАНИХ КОМПЛЕКСІВ

11.1. Структура продуктивності роботизованих комплексів

Одними з важливих питань доцільності використання промислових роботів з різним виконанням захватних пристроїв є питання продуктивності промислових роботів з розвантаження і завантаження технологічного обладнання та кількості вивільнених працівників, що значною мірою впливає на загальну ефективність роботизації.

Оскільки продуктивність РТК залежить від часу роботи технологічного обладнання, допоміжних пристроїв та промислових роботів, необхідно проаналізувати час роботи кожної з цих складових. Особливу увагу слід приділити роботі промислового робота на робочій позиції верстата, оскільки цей час не перекривається роботою технологічного обладнання. При цьому слід зауважити, що одним з варіантів підвищення продуктивності роботи РТК є використання дворуких та двозахватних роботів. Саме за рахунок збільшення кількості ЗП можливо значно скоротити допоміжний час, за якого відбувається простоювання основного технологічного обладнання. Для того, щоб повною мірою розкрити дане питання, наведемо структуру продуктивності роботизованих комплексів.

Час обробки деталей на РТК, що визначає його продуктивність, залежить від часу роботи кожної складової комплексу, а тому структуру циклу роботи РТК в загальному вигляді можна представити:

$$T_{РТК} = T_{ТО} + T_{ПР} + T_{ДП};$$

де $T_{РТК}$, $T_{ТО}$, $T_{ПР}$, $T_{ДП}$ – відповідно час циклу роботи

комплексу, технологічного обладнання та неперекритий час роботи промислового робота та допоміжних пристроїв.

Оскільки в якості технологічного обладнання в дослідженнях виступають металорізальні верстати, то надалі будемо позначати $T_{ТО} = T_B$, де T_B – час роботи верстата.

У вищенаведеній формулі час $T_{ПР}$ і $T_{ДП}$ приймається той, що не перекривається часом роботи верстата, або один одним. Враховуючи те, що РТК мають досить різноманітне виконання як стосовно верстатів, промислових роботів й допоміжних пристроїв, так і їх компоновального розміщення, то ці особливості призводять до різної продуктивності комплексів. Для пошуку кращих варіантів доцільно проаналізувати продуктивність РТК, визначивши основні його складові:

1. Технологічне обладнання, що включає такі складові часу циклу роботи РТК: t_o – основний час роботи ТО; t_d – допоміжний час роботи технологічного обладнання.

Якщо в комплекс входить два і більше верстатів, то, відповідно, їх час буде: $t_{o1}; t_{o2}; \dots; t_{d1}; t_{d2}; \dots$

2. Промисловий робот в РТК обслуговує технологічне обладнання, і неперекриваємий час цього обслуговування включає:

$t_{p(v1)}; t_{p(v2)} \dots$ – час безпосередньої роботи промислового робота, відповідно, з першим, другим верстатами по їх завантаженню і розвантаженню;

$t_{p(dp1)}; t_{p(dp2)} \dots$ – час безпосередньої роботи промислового робота з допоміжними пристроями по взяттю заготовки (встановленню деталі) в позиції цих пристроїв;

$t_{p(v-dp)}; t_{p(dp-v)}; t_{p(dp1-dp2)} \dots$ – час переміщення робота від верстата до пристроїв і навпаки, чи від одного допоміжного пристрою до іншого.

3. Допоміжні пристрої також можуть здійснювати необхідні рухи, що потребує відповідного часу:

$t_{дп1}$; $t_{дп2}$; ... – неперекритий час функціонування допоміжних пристроїв.

Окрім наведених значень часу, мають місце і перекриті складові роботи промислового робота та допоміжних пристроїв. Чим більше цього часу перекривається роботою верстата, тим краще побудований РТК, а, відповідно, вище його продуктивність. Тож важливим питанням є аналіз всіх цих особливостей роботизації виробництва.

Першим кроком у вирішенні поставленого завдання є структурне представлення будови комплексу та структури його продуктивності [61]. Деякі з таких структур наведено на рис.11.1.

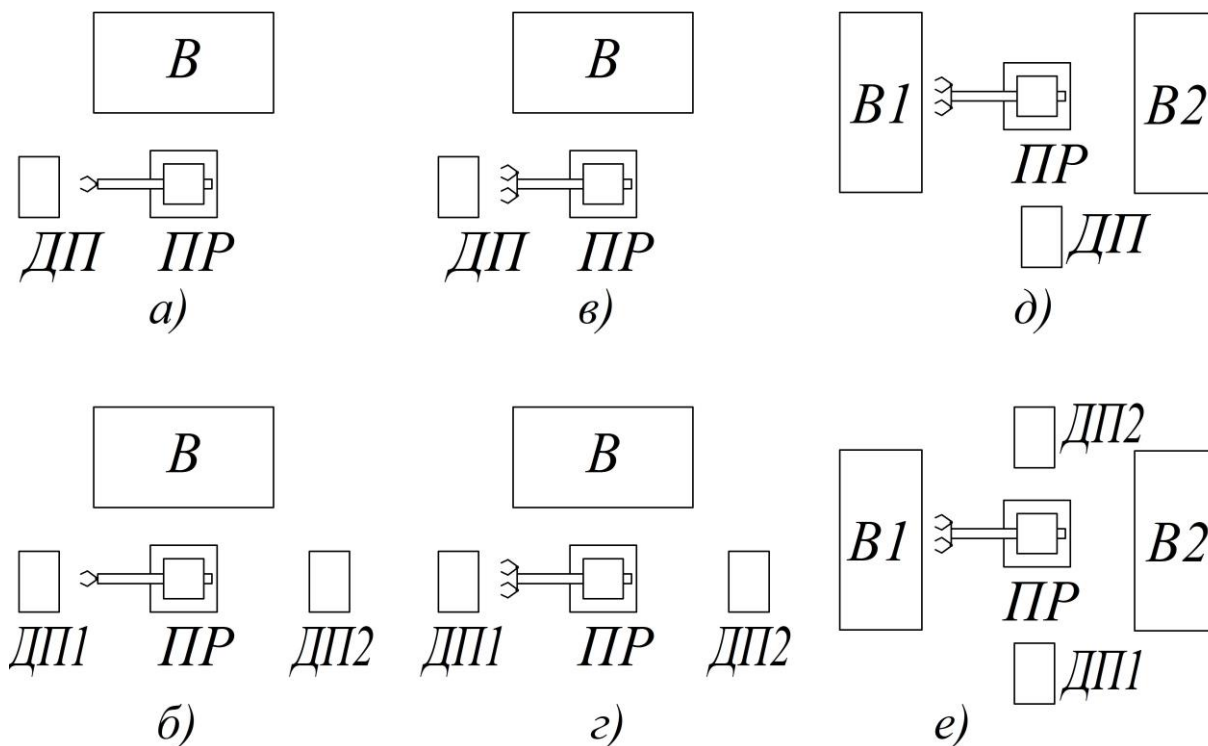


Рис.11.1. Схеми компоновок РТК

Для комплексу, що містить один верстат і обслуговується одноруким однозахватним промисловим роботом (рис.11.1, а), структура будови має вигляд:

$$\text{РТК} = \begin{cases} \rightarrow \text{В} + \text{ПР}(1р, 1з) + \text{ДП} \\ \rightarrow \text{В} + \text{ПР}(1р, 1з) + \text{ДП1} + \text{ДП2} \end{cases} ;$$

Верхній рядок відповідає варіанту з одним допоміжним приймально-подавальним пристроєм (рис.11.1, а), а нижній рядок – варіанта з двома окремими приймальним і подавальним допоміжними пристроями (рис.11.1, б). У формулі біля позначення промислового робота вказана кількість його рук і захватів. У даному випадку – одна рука (1р) і один захват (1з). Для даних РТК узагальнена структура продуктивності буде мати вигляд:

$$T_{РТК} = \begin{cases} T_B + \overline{T_{ПР} + T_{ДП}} \\ T_B + \overline{T_{ПР} + T_{ДП1} + T_{ДП2}} \end{cases} ;$$

Пунктиром виділені складові часу роботи комплексу, які можуть повністю або частково перекриватися роботою технологічного обладнання, або один одним. У більш розширеному вигляді структура продуктивності РТК відповідно до варіантів їх будови (рис.11.1, а, б) представлена на рис.11.2.

Як в структурі будови, так і в структурі продуктивності верхня гілка відповідає варіанту (рис.11.1, а), а нижня – варіанту (рис.11.1, б).

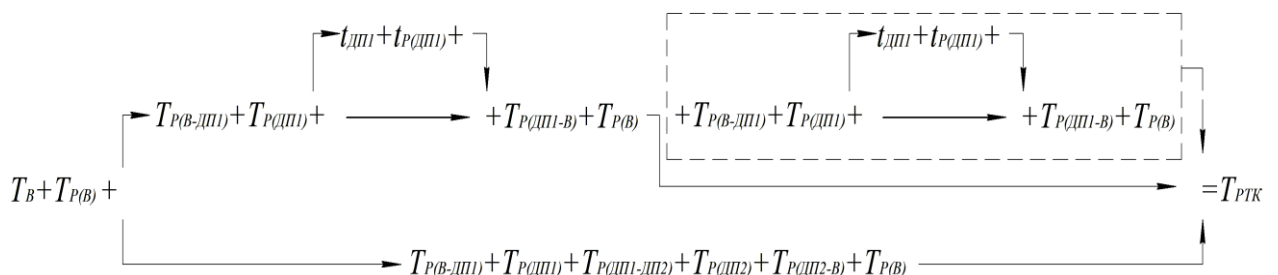


Рис.11.2. Розширена структура продуктивності РТК з одноруким та однозахватним промисловим роботом

Для комплексів з одним верстатом і одноруким та двозахватним промисловим роботом (рис.11.1, в, г) структура будови має вигляд:

$$РТК = \begin{cases} В + ПР(1р, 2з) + ДП \\ В + ПР(1р, 2з) + ДП1 + ДП2 \end{cases} ;$$

Відповідно узагальнена структура продуктивності буде:

$$T_{РТК} = \begin{cases} T_B + \boxed{T_{ПР} + T_{ДП}} \\ T_B + \boxed{T_{ПР} + T_{ДП1} + T_{ДП2}} \end{cases} ;$$

Розширена структура продуктивності для даних роботизованих комплексів наведена на рис.11.3.

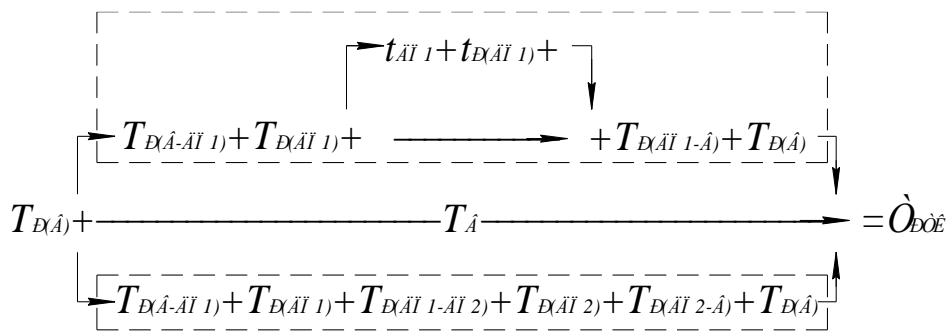


Рис.11.3. Розширена структура продуктивності РТК, що містить один верстат і обслуговується одноруким, двозахватним промисловим роботом

Верхня гілка структури відповідає виконанню РТК, що містить двозахватний промисловий робот і приймально-подавальний допоміжний пристрій (рис.11.1, в), а нижня – виконанню, де приймальний і подавальний пристрої розміщені окремо (рис.11.1, г).

У випадку, коли до складу комплексу входить два верстати (рис.11.1, д, е), загальна структурна формула будови РТК буде:

$$РТК = \begin{cases} B_1 + ПР(1р, 2з) + ДП + B_2 \\ B_1 + ПР(1р, 2з) + ДП1 + ДП2 + B_2 \end{cases} ;$$

Відповідно можна представити узагальнену структуру продуктивності таких комплексів:

$$T_{РТК} = \begin{cases} T_{В1} + \boxed{T_{ПР} + T_{ДП} + T_{В2}} \\ T_{В1} + \boxed{T_{ПР} + T_{ДП1} + T_{ДП2} + T_{В2}} \end{cases} ;$$

У цій та інших структурах двоверстатних РТК також може мати місце перекриття часу роботи і технологічного обладнання. В розрахунках використовується більше із значень $T_{В1}$ чи $T_{В2}$. Розширена структура відзначених комплексів (рис.11.1, д, е) матиме вигляд (рис.11.4):

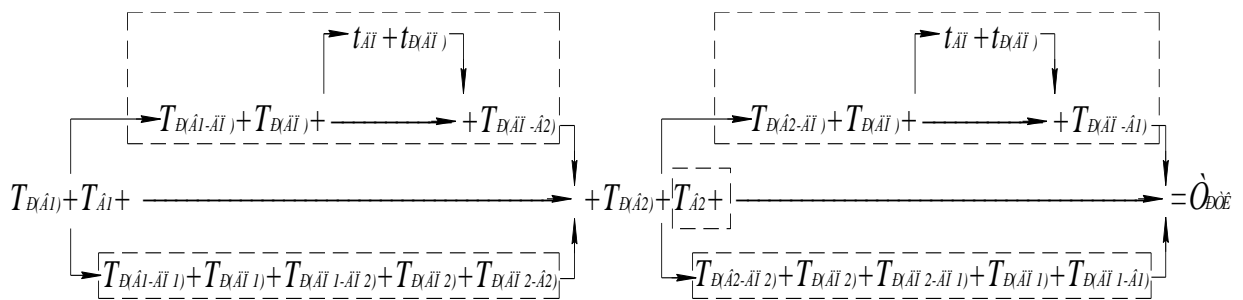


Рис.11.4. Розширена структура продуктивності РТК, що містить два верстати і обслуговується одноруким двозахватним промисловим роботом

Верхня гілка структури відповідає виконанню РТК, представленому на рис.11.1, д, а нижня виконанню, де приймальний і подавальний пристрої розміщені окремо, рис.11.1, е. У формулах постійними складовими є час роботи обладнання ($T_{В}$) та час обслуговування верстата промисловим роботом ($T_{Р(В)}$), а інші складові можуть бути відсутні залежно від будови та особливостей роботи РТК. Якщо основний час роботи обладнання (t_0) є величиною незмінною для конкретного технологічного процесу, то всі інші складові можуть змінюватися залежно від особливостей виконання комплексу.

11.2. Залежність продуктивності РТК від виконання промислового робота та його ЗП

Для порівняльної оцінки розглянемо продуктивність РТК, що обслуговується одноруким однозахватним роботом, дворуком

промисловим роботом та одноруким двозахватним роботом, розміщеними на підлозі перед верстатом. Допоміжні пристрої виконані у вигляді подавального і приймального пристроїв, що розташовані перед верстатом і забезпечують можливість взяття заготовки з однієї позиції та встановлення обробленої деталі в іншу позицію приймального пристрою.

На основі прийнятих умов складаємо розрахунково-компонувальну схему (рис.11.5), на якій позначені координати позицій транспортованих деталей.

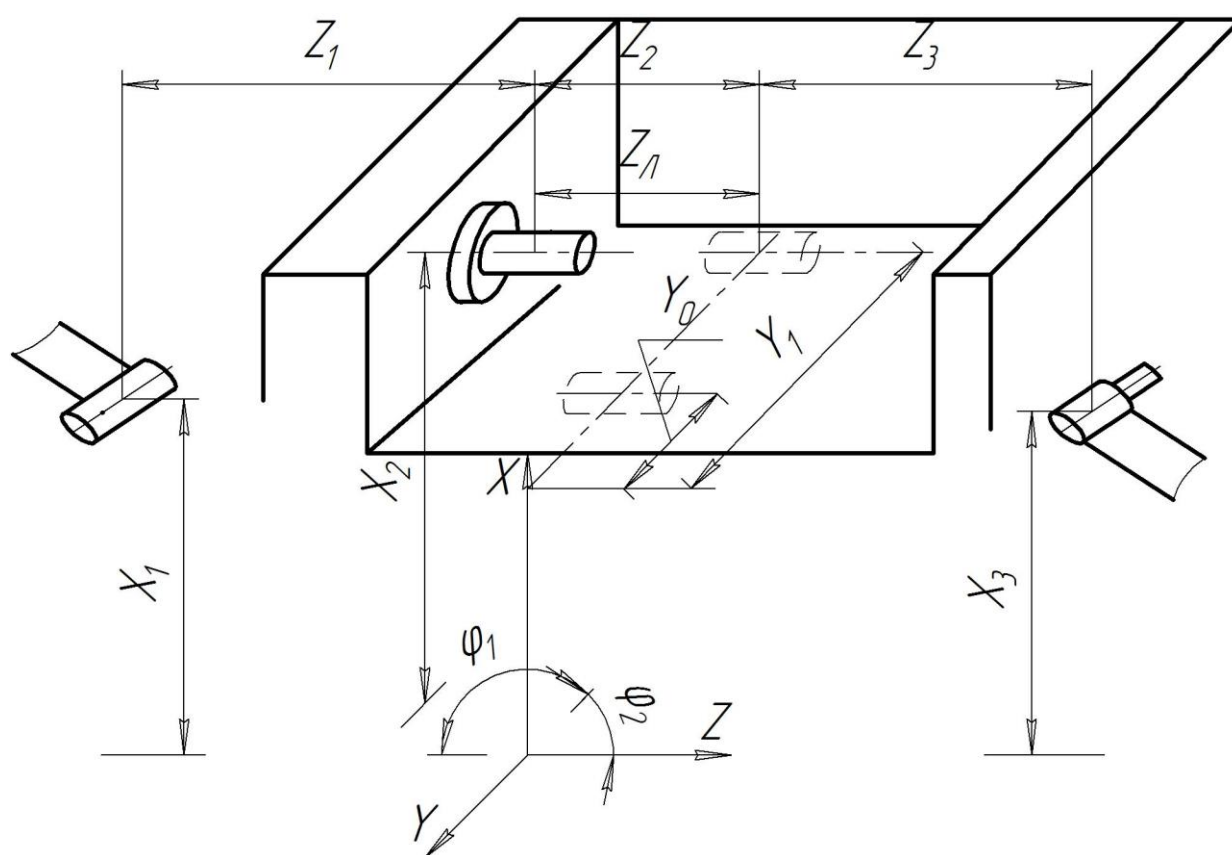


Рис.11.5. Розрахунково-компонувальна схема РТК

Із розрахунково-компонувальної схеми згідно з характеристиками промислових роботів “Бриг-10” та “ПР-5” визначаємо необхідні величини переміщень:

горизонтальні переміщення (у всіх кутових положеннях руки)

$$Y_1 - Y_0 = 0,5\text{м};$$

$$\text{вертикальні переміщення } X_2 - X_1 = X_2 - X_3 = 0,1\text{м};$$

локальні переміщення повзуна з виведення (введення) деталі із патрона $Z_1 = Z_2 = 0,06\text{м}$;

кутові повороти руки $\varphi_1 = \varphi_2 = 90^\circ$.

Середні значення швидкості рухів роботів “Бриг-10” та “ПР-5” наведено нижче:

Рухи робота:	“Бриг-10”	“ПР-5”
горизонтальні переміщення	0,6 м/с	0,8 м/с
вертикальні переміщення	0,3 м/с	0,4 м/с
локальні переміщення повзуна	0,6 м/с	0,5 м/с
обертання руки	90 град/с	90 град/с

За встановленими даними визначаємо час руху:

Час руху:	“Бриг-10”	“ПР-5”
горизонтальний рух	$t_z = 0,5 / 0,6 = 0,83\text{с}$	$t_z = 0,5 / 0,8 = 0,63\text{с}$
вертикальний рух	$t_g = 0,1 / 0,3 = 0,33\text{с}$	$t_g = 0,1 / 0,4 = 0,25\text{с}$
рух повзуна	$t_n = 0,06 / 0,6 = 0,1\text{с}$	$t_n = 0,06 / 0,5 = 0,12\text{с}$
обертання руки	$t_o = 90 / 90 = 1,0\text{с}$	$t_o = 90 / 90 = 1,0\text{с}$

Схема рухів промислового робота з однією рукою і одним захватом показана на рис.11.6. Усі рухи позначені безперервними лініями із стрілками, що вказує на виконання їх при зупиненому верстаті. Таким чином, знаючи послідовність рухів, визначаємо їх величину, а, відповідно, час роботи промислового робота по завантаженню і розвантаженню верстата.

Здійснюючи обертові рухи, необхідно враховувати додатковий час на виведення проміжного упора, який за технічними характеристиками промислового робота складає 0,5с. Цей час враховується тільки у процесі обертання руки від позиції верстата до позиції приймального пристрою.

Для РТК з дворуким та одноруким двозахватним роботами схеми рухів з розвантаження та завантаження токарного верстата наведено на рис.11.8 і 11.10, відповідно.

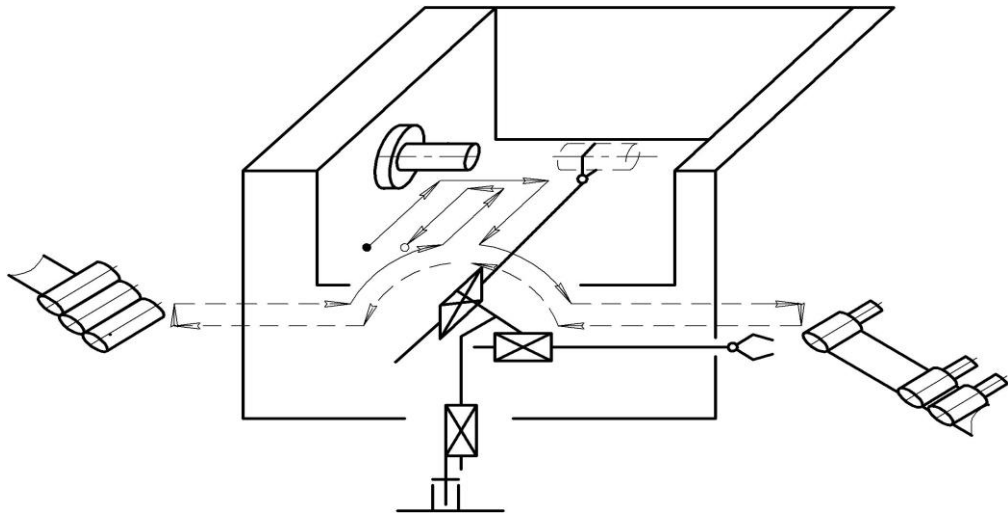


Рис.11.8. Схема рухів дворукого робота із завантаження і розвантаження верстата

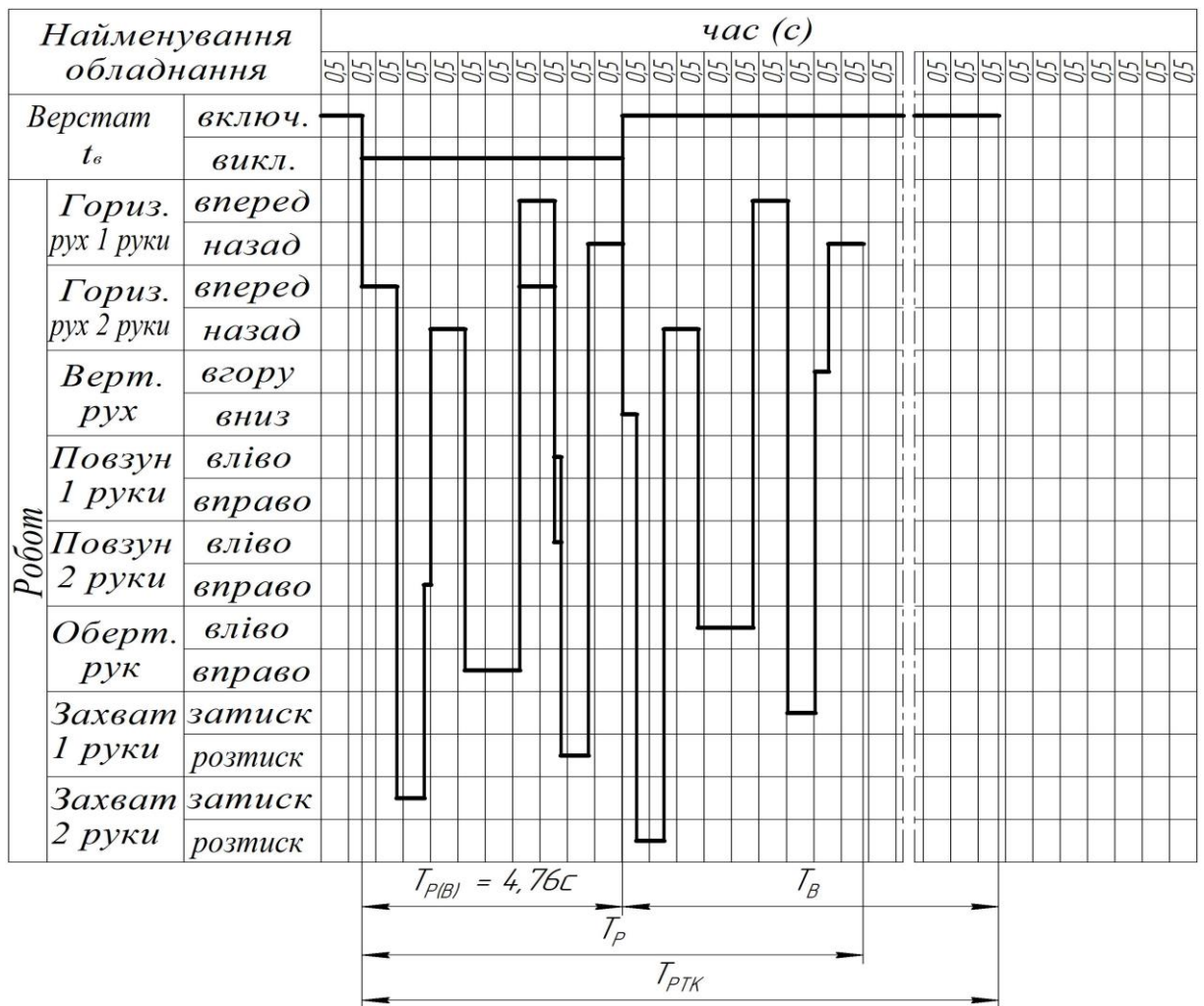


Рис.11.9. Циклограма роботи токарного РТК з дворуким роботом

На даних схемах безперервними лініями також показані рухи, які виконуються при зупиненому верстаті, а пунктирною – при працюючому. У схему двозахватного промислового робота включений механізм зміни захватів місцями, що забезпечує даний рух за 1с. На основі технічних характеристик промислових роботів побудовано циклограми для даних РТК (рис.11.9, 11.11).

Порівнюючи дані циклограм, підсумовуємо, що використання двозахватного пристрою, порівняно з одноруким однозахватним роботом, дозволяє скоротити час простою верстата під завантаженням і розвантаженням майже в 4 рази ($14.5 : 3.86 = 3.76$); дворукого робота порівняно з одноруким однозахватним – в 2,5 рази ($14.5 : 5.74 = 2.53$); двозахватного робота порівняно з дворуким – в 1,27 рази ($4.76 : 3.76 = 1.27$).

Цей результат досягнуто за рахунок того, що під час використання двозахватних пристроїв основна частина рухів промислового робота відбувається під час роботи верстата.

Отримана величина скорочення простою обладнання може змінюватися в межах 2-7 разів залежно від виконуваної операції, технічних характеристик використовуваних роботів із ЗП та даних розрахунково-компонувальних схем РТК.

11.3. Залежність продуктивності РТК від часу роботи промислового робота із ЗП та технологічного обладнання

Розглянемо, як впливає на продуктивність РТК використання робота із двозахватним пристроями відповідно до часу роботи верстату. Важливою складовою оцінки продуктивності РТК є аналіз впливу на продуктивність часу роботи верстата і часу роботи промислового робота з його обслуговування. Зазначений аналіз можна провести за формулою:

$$Q = \frac{1}{T_B + T_P + T_{ДП}};$$

де Q – продуктивність роботи РТК;

T_B – час роботи верстата;

T_P – неперекритий час роботи промислового робота;

$T_{ДП}$ – неперекритий час роботи допоміжних пристроїв.

Графік (рис.10.12) побудовано за час роботи верстата $t_B = 0,1(Q1); 0,5(Q2); 1,0(Q3); 5,0(Q4)$ хв. Час роботи промислового робота змінювався від 0 до 1,0 хв.

З графіка видно, що час роботи промислового робота суттєво впливає на продуктивність комплексу у випадку, коли час роботи технологічного обладнання незначний, а при його збільшенні час роботи робота має все менший вплив на продуктивність РТК.

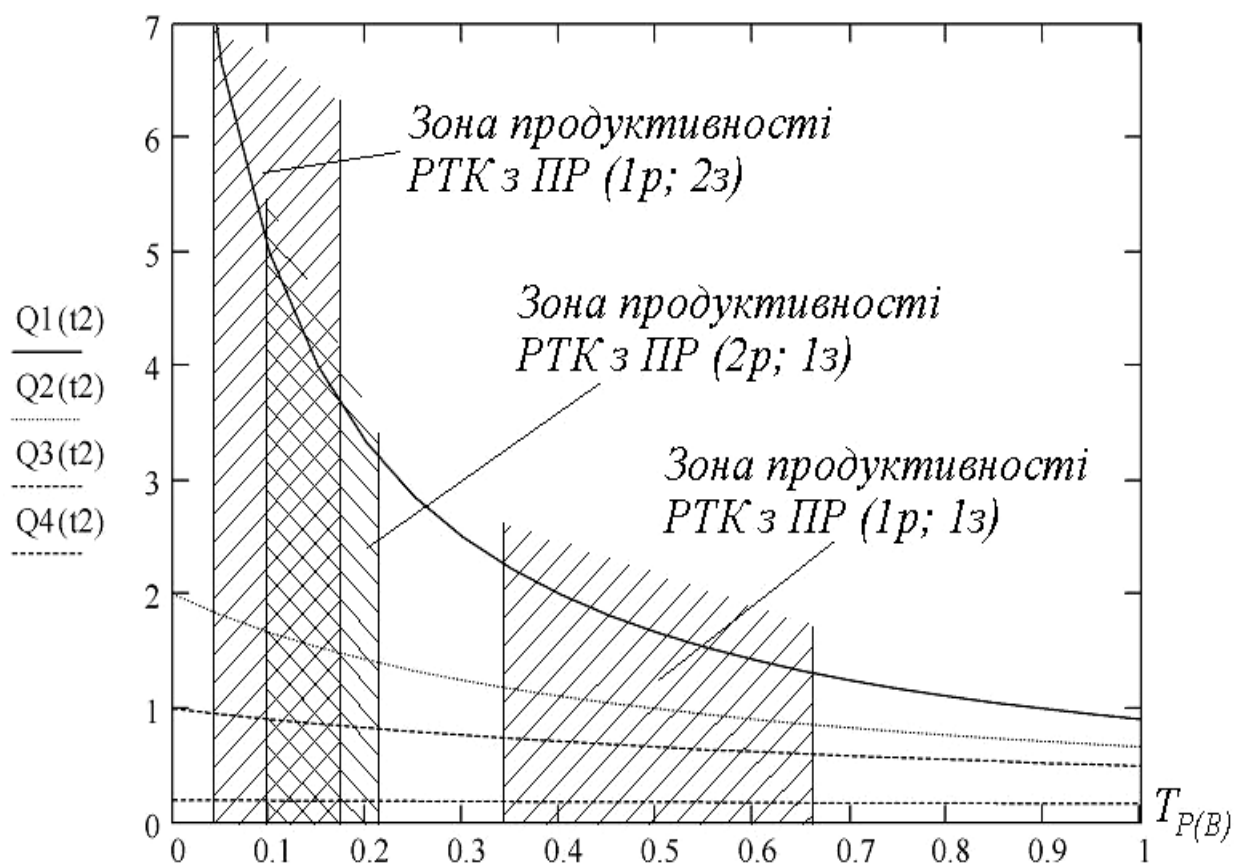


Рис.11.12. Графік залежності продуктивності РТК від часу роботи технологічного обладнання та промислового робота

За допомогою даних циклограм (рис.11.7, рис.11.9, рис.11.11), на графіку (рис.11.12) виділено зони продуктивності, що відповідають використанню в РТК одноруких однозахватних,

дворуких однозахватних та одноруких двозахватних промислових роботів. Усе це вказує на суттєве підвищення продуктивності РТК при використанні двозахватних роботів.

11.4. Особливості оцінки економічної ефективності використання ЗП з покращеними силовими та функціональними можливостями

У попередніх розділах були розглянуті питання силового розрахунку ЗП, а також оцінки ряду функціональних показників. Використання представлених формул та залежностей дозволяє більш обґрунтовано визначати конструктивні параметри захватних пристроїв, як відповідальних складових частин промислових роботів. Окрім цього, це значно покращує експлуатаційні можливості захватів, а відповідно, роботів та роботизованих комплексів. Так, наприклад, обґрунтовані силові розрахунки, з урахуванням всіх параметрів пристроїв та умов їх експлуатації, дозволяють отримувати конструкції з мінімальними масо-габаритними характеристиками, що дозволяє підвищувати швидкість рухів робота, а відповідно, продуктивність виконуваних операцій. Це також дозволяє зменшувати енергетичні витрати на здійснення необхідних рухів робота. Окрім цього, отримані рівняння сил затиску утримуваних деталей, можуть використовуватися як корегуючі підпрограми в програмах керування роботою робота. Їх використання дозволяє більш обґрунтовано задавати параметри швидкості рухів ланок робота від конкретних силових навантажень та інших умов експлуатації. З іншого боку, така корекція дозволяє регулювати величину необхідних сил затиску, що також зменшуватиме необхідні енергетичні витрати, та покращуватиме умови утримування деталі, не прикладаючи до них надлишкових сил, що може визвати їх пошкодження.

Дослідження функціональних можливостей захватних пристроїв дозволяє цілеспрямовано вирішувати питання оцінки впливу їх конструктивних параметрів на величину можливого діапазону утримуваних деталей, розподілу його на окремі зони, які можуть обслуговуватися змінними комплектами затискних важелів, величину передавальних відношень сил, створюваних затискними важелями з затискними призми, точності положення деталей залежно від їх розмірів, величину необхідних рухів затискних важелів та ін.

Знання цих залежностей забезпечує визначення мінімально необхідного комплекту захватних пристроїв та їх змінних затискних важелів для робота відповідної вантажності, з якою узгоджуються параметри захватних пристроїв. Це дозволяє зменшити вартість робота та кількість переналагоджень робота, а відповідно, підвищити ефективність його роботи. Визначення необхідної величини руху затискних важелів, яка повинна бути однаковою для різних комплектів захватів з їх змінними затискними важелями, дозволяє зменшити розміри привода, що зменшує масу пристрою з відповідними перевагами, а також зменшує час на здійснення рухів для затиску деталі.

Знання величини передавальних відношень прикладання сил затиску, як функції конструктивних параметрів затискного важеля та затискної призми, а також діаметра утримуваної деталі, в комплексі з отриманими рівняннями сил затиску дозволяє програмно вирішувати всі силові та функціональні розрахунки, в тому числі і як корегуючі підпрограми для забезпечення регулювання сил затиску.

Визначення точності положення утримуваних деталей, залежно від їх діаметра, є важливою характеристикою, особливо для роботів, які здійснюють завантаження деталей на металорізальні верстати, коли в процесі обробки деталей міняє свої розміри, або коли роботи здійснюють з'єднання деталей різних

діаметрів в одній і тій же позиції. Такі залежності дозволяють вибирати найбільш доцільні конструктивні параметри пристроїв. Окрім цього, їх також можна використовувати як корегуючі підпрограми для визначення величини необхідних переміщень ланок робота, залежно від діаметра транспортованих деталей. Всі ці та інші особливості виконаних досліджень дозволяють підвищувати ефективність використання захватних пристроїв.

Якщо, наприклад, розглянути типовий захватний пристрій промислового робота «Бриг-10», то в існуючій конструкції, при вантажності робота в 10кг, для забезпечення діапазону утримуваних деталей передбачено використання змінних захватів та змінних затискних важелів. За умов роботи такого робота (див.табл.9.2) діапазон утримуваних деталей має бути від, приблизно, 320мм до 32 мм, що в даній конструкції передбачено реалізовувати 2 – 3 змінними захватами з 2 – 3 парами змінних затискних важелів. Діаметр циліндру приводу $D_{ц}=60\text{мм}$ при використанні клино-важільного проміжного механізму та довжині руху поршня $L=50\text{мм}$ забезпечує вагу базового пристрою при середньому за розмірами комплекту затискних важелів в $P_{зп-б}=3,2$ кг.

Для захватного пристрою, розробленого за наданими рекомендаціями, передбачається два комплекти затискних важелів, діаметр циліндра затиску $D_{ц}=50\text{мм}$ у разі використання зубчасторейкового чи клино-важільного механізму та при довжині руху поршня $L=35\text{мм}$ розроблений пристрій складає вагу $P_{зп-р}=1,73$ кг (п.9.3, рис.9.6, б). Компактна конструкція даного захватного пристрою з підвищеними точностними, силовими та іншими функціональними характеристиками має ряд переваг, основними з яких є: зменшення масо-габаритних характеристик, а відповідно, інерційності конструкції, за рахунок зменшення довжини важелів; збільшення діапазону утримуваних деталей при мінімальній комплектації змінними важелями; збільшення швидкості

спрацювання; покращення силових характеристик та ін. Даний пристрій якнайкраще придатний для здійснення завантажувально-розвантажувальних робіт під час обслуговування металообробного обладнання у складі роботизованих комплексів.

11.5. Розрахунок показників економічної ефективності

Доцільність виконання робіт з роботизації виробництва вимагає виконання ґрунтовних розрахунків з визначення їх економічної ефективності. Ці розрахунки необхідно виконувати на різних етапах: розробки технічного завдання, яке пропонується для виконання роботи; розробки технічного проекту; прийнятті дослідного зразка чи впровадження його у виробництво.

Для виконання таких розрахунків важливо об'єктивно врахувати всі вихідні дані як по базовому (існуючому) варіанту, так і по новому (роботизованому) варіанту, що пропонується.

Так знаходження економічного ефекту від виробництва та використання роботизованого комплексу, який складається із промислового робота з існуючим та модернізованим захватним пристроєм та обслуговуваного ним верстату з ЧПУ, буде:

$$E = C_1 \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{1/T_1 + E_n}{1/T_2 + E_n} + \frac{(I_1 + I_2) - E_n(K_2 - K_1)}{P_{ам} + E_n} - C_2;$$

де C_1 , C_2 – ціна базового і модернізованого обладнання; B_2/B_1 – коефіцієнт, що враховує зростання продуктивності одиниці модернізованого обладнання порівняно з базовим; T_1 , T_2 – термін служби базового та модернізованого обладнання; I_1 , I_2 – річні експлуатаційні витрати споживача за варіантами; K_1 , K_2 – капітальні вкладення споживача по базовому та новому в розрахунку на річний об'єм продукції; E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень; $P_{ам}$ – доля відрахувань на амортизацію.

Розрахункові дані визначаються для середньої деталі із відібраної номенклатури.

Наведемо послідовність розрахунку показників економічної ефективності роботизованого комплексу, який включає токарний верстат з числовим програмним управлінням, промисловий робот та допоміжні пристрої.

Визначаємо загальну вартість комплексу: C_1 (тис.грн.) та C_2 (тис.грн.). Приводимо вихідні дані по деталі представнику (табл.11.1) і дані по обладнанню (табл. 11.2) окремо на базовий та новий варіант.

Таблиця 11.1

Вихідні дані по деталі представнику

№	Показник
1	Цикловий час $t_{ц}$, хв.
2	Допоміжний час $t_{д}$, хв.
3	Оперативний час обробки деталі $t_{оп}$, хв.
4	Час на обслуговування робочого місця $t_{об}$, хв. (6% від $t_{оп}$)
5	Час на особисті потреби $t_{оп}$ хв. (4% від $t_{оп}$)
6	Штучний час обробки деталі $t_{шт}$, хв.
7	Час налагодження обладнання $t_{н}$, хв.

Таблиця 11.2

Вихідні дані по обладнанню

№	Показник
1	Оптова ціна, тис. грн.
2	Площа, що займає обладнання S , м ²
3	Нормативний строк служби обладнання
4	Ремонтна складність, УРО

Продовження табл. 11.2

5	Кількість налагоджувачів та їх розряд
---	---------------------------------------

6	Вартість підготовки ПУ на одне найменування деталі, грн.
7	Кількість змін роботи обладнання
8	Потужність встановлених двигунів, кВт

Порядок розрахунку допоміжних показників (кожен з приведених показників розраховується окремо на базовий і новий варіант) – табл.11.3:

Таблиця 11.3

Допоміжні показники

№	Показник	Формула розрахунку
1	Коефіцієнт росту продуктивності РТК	$\frac{t_{ум}^{баз}}{t_{ум}^{нов}}$
2	Величина партії m , шт.	$\frac{N}{A}$
3	Річний об'єм продукції B , шт.	$\frac{\Phi_{дрм} \cdot \eta \cdot 60}{t_{ум} + \frac{t_{нз}}{n}}$
4	Кількість найменувань деталей, які обробляються на РТК протягом року	$\frac{\Phi_{дрм} \cdot \eta \cdot 60}{N \cdot t_{ум} + t_{нз} \cdot A}$
5	Річний час налагоджування обладнання, год.	$\frac{t_{нз} \cdot B_2}{60 \cdot m}$
6	Річний час роботи обладнання, год.	$\frac{t_{ум} \cdot B_2}{60}$

Розрахунок капіталовкладень споживача.

$$K = C + K';$$

де C – ціна обладнання; K' – супутні капіталовкладення.

$$K' = K_m + K_{буд};$$

K_m – витрати на доставку та монтаж обладнання;

$K_{буд}$ – вартість приміщення, яке займає обладнання.

$$K_M = K_{об} \cdot K_{тр,м};$$

$K_{тр,м}$ – коефіцієнт, який враховує витрати на транспорт, монтаж (0,13).

$$K_{буд} = S \cdot h \cdot Ц \cdot g;$$

де S – площа, яку займає обладнання, m^2 ; h – висота приміщення; $Ц$ – ціна $1m^3$ будівлі; g – кількість одиниць обладнання.

Собівартість обробки річного об'єму випуску деталей.

$$C = A + I;$$

A – амортизаційні відрахування на повне відновлення обладнання:

I – річні експлуатаційні витрати споживача.

$$A = \frac{Ц \cdot H_a}{100};$$

H_a – річна норма амортизації обладнання.

$$I = I_3 + I_{пр} + I_{сл} + I_p + I_T + I_e;$$

I_3 – витрати на заробітну плату; $I_{пр}$ – витрати на утримання приміщення; $I_{сл}$ – витрати на утримання службових приміщень; I_p – витрати на ремонт обладнання; I_T – витрати на технічне обслуговування; I_e – витрати на енергію силову.

$$I_3 = (I_{год}^{верст} \cdot \Phi_{др} \cdot R_{верст} + I_{год}^{нал} \cdot \Phi_{др} \cdot R_{нал}) \cdot K_{зн};$$

$$I_{пр} = S \cdot K_f \cdot g \cdot H_{пл};$$

$H_{пл}$ – річні витрати на утримання $1m^2$ площі; K_f – коефіцієнт, що враховує потрібну додаткову площу (проходи, проїзди); $R_{верст/нал}$ – чисельність робітників; $\Phi_{др}$ – дійсний річний фонд роботи обладнання; $I_{год}$ – годинна тарифна ставка відповідного розряду робіт, грн.

$$I_{сл} = H_y \cdot R \cdot H_{пл}.$$

$$I_p = W_M \cdot R_M \cdot 1,3 \cdot g;$$

W_M – річні витрати на ремонт 1 УРО; R_M – ремонтна складність.

$$I_T = H_y \cdot g;$$

N_y – річна норма витрат на обслуговування і ремонт пристроїв ЧПК.

$$I_e = \frac{N \cdot \eta_m \cdot \eta_{одн} \cdot \Phi_{дрм}}{\eta} \cdot C_e;$$

де N – потужність двигунів; $\eta_m, \eta_{одн}$ – коефіцієнти, які враховують одночасну роботу двигунів; η – КПД обладнання; C_e – ціна обладнання.

Отже, розраховуємо річні експлуатаційні витрати споживача (І), амортизаційні відрахування (А) і визначаємо собівартість обробки річного об'єму випуску деталей по базовому і новому варіантах (С). У результаті порівняння відповідних показників даємо оцінку або рекомендації з використання (впровадження) нового обладнання.

Основні економічні чинники, що зумовлюють необхідність застосування роботів (більшість з яких піддається кількісному виразу):

- підвищення продуктивності;
- скорочення витрат на оплату праці та інші виробничі витрати;
- підвищення технологічної і організаційної гнучкості виробництва, розширення можливостей (універсалізація) виробничої системи і засобів автоматизації;
- зменшення витрат на модернізацію, під час вдосконалення і зміни продукції, що випускається;
- зниження капітальних витрат і збільшення терміну морального старіння устаткування;
- підвищення і стабілізація якості продукції, що виробляється;
- скорочення витрат матеріалів, рівня незавершеного виробництва і запасів;

- скорочення витрат на соціально-побутові потреби і скорочення текучості робочої сили;
- поліпшення використання виробничих площ.

Ефективність застосування роботів та їх ЗП може складатися також з неекономічних і соціальних чинників.

Не дивлячись на те, що в принципі капіталовкладення в робототехнику не відрізняються від вкладень в будь-яке інше устаткування, між ними є важливі відмінності, викликані такими особливостями промислових роботів, як засобів автоматизації:

- роботи відносяться до засобів автоматизації, і всі переваги автоматизації доповнюють виробництво застосуванням роботів;

- порівняно з традиційними засобами автоматизації роботи можуть забезпечити високу технологічну і організаційну гнучкість виробництва, а здатність до переналадки дозволяє ефективно реагувати на зміни ринкової ситуації та стає конкретним економічним показником;

- робот є перепрограмованим пристроєм багатocільового призначення, тому термін його морального старіння може перевищувати термін служби проектованої виробничої системи, що відкриває можливість повторного використання таких машин для автоматизації інших операцій;

- застосування роботів змінює характер праці робітників, позбавляючи їх від важкої і монотонної праці, а також забезпечує не тільки економію витрат на оплату праці і зростання чистих доходів, але і значне скорочення витрат на кадрові і сервісні служби;

- комплексне впровадження роботів, обчислювальної техніки і засобів інформації відкривають великі можливості збільшення продуктивності праці шляхом підвищення коефіцієнта використання устаткування

без залучення додаткової робочої сили або із зменшенням числа працюючих.

Додаткові позаекономічні переваги роботизації обумовлені відмінностями роботів від іншого устаткування.

До них відносяться:

- для адаптивних роботів – можливість роботи в недетермінованому робочому середовищі і варіативних робочих умовах при мінімумі (або відсутності) оснащення;
- під час роботи в детермінованому середовищі завдяки тому, що ряд фізичних обмежень компенсується можливостями програмування, вартість оснащення та інструменту для робото- технічних систем, як правило, нижче, що дозволяє швидше почати виробництво за рахунок зниження обмежень, пов'язаних з розробкою оснащення;
- модернізація підприємства здійснюється шляхом заміни відпрацьованого свій термін автоматичного устаткування при збереженні всіх (або більшості) об'єктів робототехники;
- підвищення конкурентоспроможності підприємства.

Соціальні чинники роботизації:

- позбавлення робітників від виконання утомливої важкої фізичної і монотонної праці;
- скорочення або ліквідація небезпечних операцій, підвищення безпеки праці на виробництві, відповідність правилам охорони праці;
- підвищення кваліфікації працівників, зацікавленості роботою, збільшенням ставок оплати їх праці.

11.6. Методи оцінки економічної ефективності

Огляд методів оцінки економічної ефективності.

Капіталовкладення в нову технологію вимагають ретельного планування і проводяться з використанням тих же методик оцінки витрат, які застосовуються для традиційних засобів виробництва. Проте застосування робототехники і інтегрованих виробничих систем дозволяє отримати істотно більшу економію витрат та підвищити гнучкість і продуктивність в багатьох прикладних галузях. Слід пам'ятати, що метою всякої роботизації є не просто копіювання існуючої технології та виробничих систем із заміною людей роботами, а створення інтегрованих виробничих систем нового типу, які забезпечують: технологічну гнучкість, зростання продуктивності праці, зниження експлуатаційних витрат, підвищення якості продукції, поліпшення умов праці.

Оцінюючи ефективність застосування промислових роботів, слід мати на увазі, що результати економічного аналізу є важливою інформацією, необхідною для визначення пріоритетності капіталовкладень. Остаточне рішення повинне ухвалюватися не тільки на підставі економічних розрахунків, але і за результатами порівняння безлічі альтернативних варіантів.

Наслідками економічного аналізу є розробка рекомендацій з визначення пріоритетів капітальних вкладень. Так, наприклад, застосування роботів часто вдається обґрунтувати виходячи із значного зростання продуктивності під час їх використання порівняно з продуктивністю, що досягається завдяки застосуванню традиційного базового технологічного устаткування або ручної праці. Але цього виявляється недостатньо, особливо в тих випадках, коли на підприємстві довго не займалися модернізацією існуючого устаткування і діючих технологічних процесів. Не особливо піклуючись про модернізацію устаткування, можна отримати зовні привабливі результати економічного аналізу. З іншого боку, підприємство, яке постійно займається оновленням технологічного устаткування і вдосконаленням виробничих

процесів, не зможе отримати добрих результатів економічного аналізу і вимушено міняти умови експлуатації (наприклад, збільшувати коефіцієнт змінності) або використовувати вигідніші джерела фінансування.

Існують декілька методів економічного аналізу альтернативних варіантів. Не дивлячись на те, що всі методи еквівалентні з погляду вибору остаточного варіанта капітальних вкладень, різні підприємства використовують різні методи, виходячи зі своїх виробничих особливостей.

Існує чотири основні методи оцінки витрат і економічної ефективності, які приведені в табл.11.4 [41]. До них відносяться такі методи:

- оцінки на основі правила мінімізації витрат;
- розрахунку періоду окупності капіталовкладень;
- розрахунку швидкості окупності капіталовкладень;
- розрахунку гранично допустимої суми капіталовкладень.

Таблиця 11.4

Методи оцінки економічної ефективності

Метод розрахунку	Опис
1	2
Правило мінімізації витрат	Витрати на устаткування розраховуються як сума капітальних витрат, експлуатаційних витрат для кожного з варіантів. Варіанти оцінюються шляхом порівняння отриманих сум.
Метод простого порівняння витрат	Просте порівняння сум витрат протягом розрахункового періоду.
Метод порівняння приведених витрат	Порівняння оберненої приведеної вартості капіталовкладень і витрат.
Метод коефіцієнта окупності	Порівняння середньорічного розміру капіталовкладень і загальної суми витрат.

капіталовкладень	
------------------	--

Продовження табл.11.4

Метод пасивного мінімуму витрат	У разі щорічної зміни суми експлуатаційних витрат, розраховується пасивний мінімум експлуатаційних витрат і капітальних витрат.
Метод розрахунку періоду окупності капіталовкладень	Розраховується термін відшкодування капіталу. Варіанти порівнюються за тривалістю цього терміну.
Метод розрахунку швидкості окупності капітальних вкладень	Порівняння і оцінка варіантів проводяться за величиною відношення суми доходів до суми вкладеного капіталу. Метод підходить для визначення пріоритетності варіантів.
Метод розрахунку коефіцієнта окупності по першому року	Порівняти норму прибутку на капіталовкладення в першому фінансовому році із запланованою і ухвалити рішення.
Розрахунок майбутніх наявних надходжень, приведених в оцінці теперішнього часу	Розрахувати норму прибутку, яка необхідна для того, щоб наявний дохід (за вирахуванням витрат і податків) дорівнював сумі капіталовкладень, і ухвалити рішення.
Метод середньої норми прибутку	Розрахувати середній дохід і середню залишкову вартість устаткування в кожному році і порівняти варіанти.
Метод визначення гранично допустимої суми капітальних вкладень	Розрахувати допустимий об'єм капіталовкладень, необхідний для економії на оплаті праці одного працюючого. Рішення ухвалюється за сумою капіталовкладень.

Указані методи засновані на різних методиках розрахунку. Для забезпечення довірчої оцінки пріоритетності капіталовкладень доцільно використовувати більше одного методу.

Методи оцінки на основі правила мінімізації витрат. Зазвичай це правило використовують в методі порівняння приведених витрат. Чисту приведену вартість проекту C_n визначають з балансових відомостей або за формулою:

$$C_n = \sum \frac{(-AC_k + \mathcal{E}_k - RC_k)}{(1+i)^k} + \frac{L}{(1+i)^n};$$

де k – номер року; n – термін служби (в роках); AC_k – витрати на придбання устаткування, що доводяться сумарно на k -й рік; \mathcal{E}_k – потенційна економія протягом k -го року; RC_k – експлуатаційні витрати протягом k -го року; L – прогноз ліквідаційної вартості; i – норма процентної ставки прибутку.

Порівнюючи декілька варіантів, перевагу слід віддати варіанту з найменшою приведеною вартістю.

Якщо період оцінки n (тобто термін придатності) невідомий, можна скористатися формулою:

$$\sum_{k=0}^n \frac{AC_k}{(1+i)^k} \leq \sum_{k=0}^n \frac{\mathcal{E}_k - RC_k}{(1+i)^k}$$

Обчислюють мінімальне значення n , за якого справедлива нерівність, а потім вибирають варіант з найменшим терміном окупності.

Якщо невідома величина потенційної річної економії \mathcal{E}_k , то витрати за весь термін служби для альтернативних варіантів LCC можна розрахувати за формулою:

$$LCC = k = \sum_{k=0}^n \frac{(AC_k + RC_k)}{(1+i)^k} - \frac{L}{(1+i)}$$

Перевагу віддають варіанту з мінімальними витратами.

Метод розрахунку періоду окупності капіталовкладень. Для керівництва фірми важливо знати термін, протягом якого

окупаються капіталовкладення. Аналіз окупності капіталовкладень по роках допомагає визначити цей термін. Термін окупності P (років), визначають за формулою:

$$P = I / (\mathcal{E}_r - E),$$

де I – розмір капіталовкладень в устаткування і оснащення; \mathcal{E}_r – річна економія оплати праці; E – річні експлуатаційні витрати, зв'язані з обладнанням, у тому числі витрати на оплату праці з обслуговування і ремонту.

Метод розрахунку швидкості окупності капіталовкладень (норми прибутку). Цей метод припускає розрахунок норми прибутку для кожного з варіантів. Перевага віддається варіанту з максимальним приростом прибутку по роках.

Якщо не відомі відсоткові ставки i , можна скористатися формулою:

$$\sum AC_k / (1 + \Pi) = \sum (\mathcal{E}_k - RC_k) / (1 + \Pi),$$

де Π — розрахункова норма прибутку.

З усіх варіантів, у яких норма прибутку перевищує мінімальну допустиму, вибирається варіант з максимальним приростом норми прибутку.

Метод розрахунку гранично допустимої суми капіталовкладень. Цей метод дозволяє визначити розміри капітальних вкладень на підставі економії, що отримується за рахунок скорочення чисельності робітників під час упровадження одного промислового робота:

$$I = P_{cp} \cdot \Phi_p \cdot k \cdot Z_n,$$

де I – потенційно можливий розмір капітальних вкладень в робототехнику, оснащення, допоміжне устаткування, а також експлуатаційні витрати протягом k -років (всього терміну служби упроваджуваної робототехнічної системи) за умови скорочення робочих (наприклад, верстатників) в результаті роботизації виконуваних ними операцій; P_{cp} – число скорочених робочих; Φ_p –

ефективний річний фонд часу робочого (приймається по нормативу), для верстатників $\Phi_p = 1860$ годин; $k = 6 - 10$ років – термін служби робототехнічної системи; Z_n – фактична погодинна ставка заробітної плати (з урахуванням премії) одного робочого.

Вплив економічних спадів і інфляції на прибуток. Щоб врахувати інфляцію, суму капіталовкладень на даний момент слід перетворити у відповідну майбутню суму на k -й рік при заданому темпі інфляції. Вартість засобів виробництва в майбутньому при відомій їх вартості в даний час визначається як функція від $(1 + G)^k$, де G – темп інфляції, %.

По зміні майбутньої вартості засобів виробництва можна оцінити характер зміни вартості майбутньої продукції. Аналогічно розраховують і вартість майбутніх доходів. Економічний спад призводить до зниження попиту на продукцію, внаслідок чого виробничі потужності працюють з неповним завантаженням. Відповідно наслідком цього є зниження норми прибутку.

Доцільність впровадження промислових роботів та їх захватних пристроїв у виробництво визначається за критеріями економічної ефективності. Найбільш узагальнено розрахунок величини економічного ефекту рекомендується здійснювати відповідно до «Инструкции по оценке экономической эффективности создания и использования автоматических манипуляторов с программным управлением (промышленных роботов). Минстанкопром, ЭНИМС, 1983р». Виконання розрахунків за вказаною «Інструкцією» на передпроектному етапі супроводжується рядом труднощів, що пов'язано зі складністю визначення об'єктивних вихідних даних, але виконання цих розрахунків дозволяє найбільш повно враховувати всі складові витрат.

З урахуванням відзначених умов для вирішення поставленої задачі, необхідно виконати перетворення основної формули визначення річного економічного ефекту:

$$E=Z_1-Z_2=(C_1+E_n Kб_1) - (C_2+E_n Kб_2),$$

де: Z_1, Z_2 – приведені витрати по базовому і новому варіантах;

C_1, C_2 – собівартість річного об'єму продукції по базовому і новому варіантах;

$Kб_1, Kб_2$ – балансова вартість обладнання по розглянутих варіантах;

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

В основу пропонованих перетворень покладено групування всіх складових витрат Z_1 і Z_2 на дві основні частини. Перша частина містить ті елементи витрат, які пов'язані із застосуванням обладнання. Друга – це витрати, пов'язані з працею людини, яка забезпечує виконання порівнюваних варіантів.

Важливо при виконанні завдань з роботизації виробництва враховувати ще на передпроектному та всіх наступних етапах вплив на кінцевий економічний результат різних конструктивних, технологічних, організаційних та інших рішень. Із виконаних досліджень [60] встановлено, що для підвищення економічної ефективності від використання промислових роботів необхідно забезпечити: визначення обґрунтованої складності та вартості їх конструкцій відповідно до цільового призначення; підвищення продуктивності обладнання від використання роботів; збільшення змінності та ступеня завантаження робота і обслуговуваного ним обладнання; забезпечення скорочення кількості працюючих робітників та ін.

ЛИТЕРАТУРА

1. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. / Маркова Е.В., Грановский Ю.В. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
2. Алиев Р.А. Специальное захватное устройство для промышленных роботов / Алиев Р.А. Фархадов М.И. / Механизация производства.– М.: Машиностроение 1986, №7, С.8 – 10.
3. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. Расчёты и конструкции. – М.: Машиностроение, 1966. – 649с.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
5. Асфаль Р. Роботы и автоматизация производства. Перевод с английского. – М.: Машиностроение, 1989. – 448 с.
6. Баранов В.В. Определение границ экономической эффективности применения робототехники в процессах механообработки / Баранов В.В., Гринева С.Н., Третьяков Э.А. // Вестник машиностроения. – 1988. – №5 – С. 64 – 67.
7. Белов В.С. Захватные устройства промышленных роботов / Белов В.С., Козырев Ю.Г. / Оборудование с ЧПУ / Вып.4.– М.: Машиностроение 1975, С.11–17.
8. Белоусов И.Р. Захват подвижного объекта роботом-манипулятором / Белоусов И.Р., Богуславский А.А., Емельянов С.Н. / Изв. РАН, МТТ, № 4, 1998, С. 102-116.
9. Белянин П.Н. Промышленные роботы западноевропейских стран. – М.: НИИТ. 1976. – 51 с.

10. Белянин П.Н. Промышленные роботы США. Обзор зарубежного опыта – М.: НИАТ, 1976. – 302 с.
11. Белянин П.Н. Робототехнические системы для машиностроения. – М.: Машиностроение, 1986. – 250 с.
12. Белянин П.Н. Промышленные роботы и их применение. – М.: Машиностроение, 1983. – 307 с.
13. Белянин П.Н. Проектирование и разработка промышленных роботов. / Белянин П.Н., Шифрин Я.А. – М.: Машиностроение, 1989. – 269 с.
14. Бурдаков С.Ф. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов. – М.: Машиностроение, 1986. – 260 с.
15. Волошин В.Н. Синтез затискных патронів з позиційними багатопрофільними затискними елементами для токарних верстатів. Дис. канд. техн. наук, 050301. – К., 2003. – 232 с.
16. Волчкевич Л.Н. Комплексная автоматизация производства / Ковалев М.П., Кузнецов М.М. – М.: Машиностроение, 1983. – 267 с.
17. Воробьев Е.И. Кинематические характеристики и критерии синтеза механизмов роботов и манипуляторов / Сборник научных статей по ТММ. – М.: ВЗПИ, 1978, вып. 6. – С. 114 – 121.
18. Воробьев Е.И. Промышленные роботы агрегатного типа / Воробьев Е.И., Козырев Ю.Г., Царенко В.Н. – М.: Машиностроение, 1988. – 230 с.
19. Гавриш А.П. Роботизированные механообрабатывающие комплексы машиностроительного производства / Гавриш А.П., Воронец В.М. – К.: Техніка, 1984. – 195 с.
20. Гавриш А.П., Гибкие робототехнические системы / Гавриш А.П., Ямпольский Л.С. – К.: Вища школа, 1989. – 407 с.
21. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков. Справочник. – М.: Машиностроение, 1971. – 384 с.

22. Довбня Н.М. Роботизированные технологические комплексы в ГПС / Довбня Н.М., Кондратьев А.Н., Юревич Е.И. – Л.: Машиностроение, 1990. – 302 с.
23. Елисеев С.В. Промышленные роботы. Некоторые проблемы внедрения / Елисеев С.В. , Ченских В.Р., Хвощевский Г.И. – Иркут. университет, 1982. – 360 с.
24. Житников, Б. Обеспечение требуемой скорости срабатывания схвата при закреплении заготовки / Житников, Б., Житников, Ю. // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2010. – №9. – С.32-34.
25. Житников Ю.З. Расчёт параметров схвата робота-манипулятора / Житников Ю.З., Житников Б.Ю. // Сборка в машиностроении, приборостроении. – М.: Машиностроение, 2010, №2. – С.24-28.
26. Житников Ю.З. Расчёт параметров элементов схвата / Житников Ю.З., Житников Б.Ю. – М.: Машиностроение, 2010, №3. – С.14-21.
27. Заблонский К.И. Оптимальный синтез манипуляторов промышленных роботов / Заблонский К.И., Монашко Н.Т., Щекин Б.М. – К.: Техника, 1989. – 148с.
28. Захваты промышленных роботов. Аннотированный указатель изобретений (1972-1981); Новосибирск: Изд-во Сибирского отд.АН СССР, 1984; – 244 С.16. Каталог промышленных роботов СССР. – М.: НИИШаш, 1978. – 109 с.
29. Инструкция по оценке экономической эффективности создания и использования автоматических манипуляторов с программным управлением (промышленных роботов). – М.: НИИМаш, 1984. – 101 с.
30. Камышный Н.И. Автоматизация загрузки станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 287 с.
31. Камышный Н.И. Жесткость промышленных роботов / Камышный Н.И., Павленко И.И. // Изв.ВУЗов

- «Машиностроение», – 1974. – №11. – С. 171 – 174.
32. Камышный Н.И. Кинематика промышленных роботов / Камышный Н.И., Павленко И.И. // Вестник машиностроения. – 1975. – №1. – С. 63 – 65.
33. Камышный Н.И. Исследование динамики конструкции промышленного робота / Камышный Н.И., Павленко И.И. // Тр.ЛПИ «Автоматизация и комплексная механизация в машиностроении». – Л.; ЛПИ, 1978. – №360. – С. 9 – 12.
34. Крейнина Г.В. Кинематика, динамика и точность механизмов. Справочник. / Под ред.– М.: Машиностроение, 1984. – 207 с.
35. Кирилович В.А. Адаптивність схватів промислових роботів механообробних ГВК / В.А. Кирилович, І. Ю. Черепанська, А.Ю. Сазонов // Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла./ Вип.11. – 2010.
36. Кирилович В.А. Адаптивність схватів промислових роботів як напрям підвищення ефективності роботизованих механоскладальних технологій / В.А. Кирилович, І.Ю.Черепанська, А.Ю.Сазонов / ВІСНИК ЖДТУ / Вип.1. – Житомир: ЖДТУ, 2010.
37. Кристаль М.Г. Классификация и основные типы захватных устройств промышленных роботов / Кристаль М.Г., Стегачев Е.В.// Журнал «Сборка в машиностроении, приборостроении» - 2005.
38. Кобринский А.А. Манипуляционные системы роботов / Кобринский А.А., Кобринский А.Е. – М.: Наука, 1985. – 346 с.
39. Козырев Ю.Г. Промышленные роботы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 374 с.
40. Козырев Ю.Г. Захватные устройства и инструменты промышленных роботов: учебное пособие/Ю.Г.Козырев. – М.: КНОРУС, 2011. – 312с.: ил.
41. Козырев Ю.Г. Применение промышленных роботов: учебное пособие/ Ю.Г.Козырев. – М.: КНОРУС, 2011. – 488с.

42. Козырев Ю.Г. Роботизированные производственные комплексы. / Козырев Ю.Г., Кудинов А.А. – М.: Машиностроение, 1987. – 287 с.
43. Козырев Ю.Г. Современные промышленные роботы. Каталог. / Козырев Ю.Г., Шифрин Я.А. – М.: Машиностроение, 1984. – 149 с.
44. Колпашников С.Н. Стандартизация и унификация захватных устройств промышленных роботов / Колпашников С.Н., Челпанов И.Б. // Стандартизация и качество. – Л.: Машиностроение, 1985, №9, С.20 – 24.
45. Колпашников С.Н. Задачи механики захватных устройств манипуляционных роботов / Колпашников С.Н., Челпанов И.Б. // Механика твердого тела. – Л.: Машиностроение. 1984, №5, С.32 – 36.
46. Костюк В.И. Промышленные роботы. / Костюк В.И., Гавриш А.Н., Ямпольский Л.С. – К., Вища школа, 1985. – 359 с.
47. Костюк В.И. Робототехніка. / Костюк В.И., Спину Г.О., Ямпольский Л.С. – К.: Вища школа, 1994. – 446 с.
48. Кривченко Ю.И. Оптимизация точности позиционирования схватов автоматических манипуляторов / Кривченко Ю.И., Гордиенко С.В. // Механизация и автоматизация производства. – 1983. – № 8. – С. 14 – 16.
49. Кристаль М.Г. Классификация и основные типы захватных устройств промышленных роботов. / Кристаль М.Г., Стегачев Е.В. // Сборка в машиностроении, приборостроении. – М.: Машиностроение, 2005, №11, С.14-21.
50. Кузнецов Ю.И. Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник. / Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. – М.: Машиностроение, 1983. – 359 с.
51. Кузнецов Ю.М. Теорія технічних систем. / Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Дубиняк С.А. – Київ – Тернопіль, 1998. – 310 с.
52. Куковинец В.Н. Взаимосвязь погрешности позиционирования

- ПР с погрешностью базирования захватного устройства и погрешностью позиционирования технологического объекта в рабочей среде / Куковинец В.Н., Смирнов А.С. // Вестник машиностроения. – 1987. – №7. – С. 22 – 25.
53. Лурье Г.Б. Захватные приспособления к промышленным роботам. / Лурье Г.Б., Штейнберг Я.И. Машиностроитель. – Л.: Машиностроение. 1976, №2, С.43 – 45.
54. Макаров И.М. Робототехника и гибкое автоматизирование производство. В 9-ти кн. // Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1986.
55. Малов А.Н. Основы автоматики и автоматизации производственных процессов./Малов А.Н., Иванов Ю.В. – М.: Машиностроение, 1974. – 347с.
56. Матросова Ю.Н. Программное обеспечение для автоматизированного проектирования схвата роботаманипулятора в САПР КОМПАС-3D. / Матросова Ю.Н., Андреев П.А. – М.: Машиностроение, 2010, №9, С.8 – 11.
57. Монахов Г.А. Захватывающие устройства промышленных роботов / Монахов Г.А., Мелетьев Г.А. // Вестник машиностроения. – Л.: Машиностроение. 1976, №9, С.7 – 11.
58. Ноф Ш. Справочник по промышленной робототехнике. – М.: Машиностроение, 1989.
59. Отений Я.Н. Выбор и расчет захватных устройств промышленных роботов : учебное пособие / Я.Н. Отений, П.В. Ольшанский. – Волгоград : ВолГТУ, 2000. – 64 с.
60. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
61. Павленко І.І. Роботизовані технологічні комплекси / Павленко І.І., Мажара В.А. // Навчальний посібник. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – 392 с.
62. Павленко І.І., Конструктивно-кінематична структура двозахватних пристроїв промислових роботів / Павленко І.І.,

- Мажара В.А. // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Вип.19. – Краматорськ – Київ, 2006, – С.104 – 109.
63. Павленко І.І. Теоретичні основи аналізу кількості виконань двозахватних промислових роботів / Павленко І.І., Мажара В.А. // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – №3 – Тернопіль: ТДТУ, 2006. – С.53 – 58.
64. Павленко И.И. Параметрическая и размерная градация промышленных роботов / Павленко И.И., Камышный Н.И. // Изв.ВУЗов. «Машиностроение». – №4. – С. 43 – 46.
65. Павленко И.И. Кинематика кисти промышленных роботов // Вестник машиностроителя. – 1979. – №3. – С. 11 – 14.
66. Павленко И.И. Кинематическая структура промышленных роботов // Изв. ВУЗов «Машиностроение». – 1977. – №9. – С. 25 – 28.
67. Павленко И.И. Конструктивные и кинематические варианты промышленных роботов // Вестник машиностроения. – 1980. – №11. – С. 3 – 5.
68. Павленко И.И. Основные направления повышения экономической эффективности промышленных роботов // Технология и организация производства. – 1977. – №2. – С. 11 – 13.
69. Павленко И.И. Основные показатели двигательных возможностей. // Всесоюз. Межвуз. Наук.-техн. Конф. «Робототехнические системы. – К.: 1980. – С. 64 – 66.
70. Павленко И.И. Пальцевые захваты роботов // Сб. «Оборудование с ЧПУ». – М.: НИИМаш., 1980. – №2. – С. 5 – 8.
71. Павленко И.И. Показатели двигательных возможностей двуруких роботов // Вестник машиностроения. – 1984. – №9. – С. 23 – 25.
72. Павленко И.И. Трехпальцевые схваты промышленных роботов // Сб. «Оборудование с ЧПУ». – М.: НИИМаш, 1981. –

- №5. – С. 9 – 11.
73. Павленко І.І. Конструктивна та силова структура ЗП промислових роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 36. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С. 44 – 49.
74. Павленко І.І. Показники оцінки якості ЗП промислових роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація./ Вип. 18. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – С. 65 – 68.
75. Павленко І.І. Структурні особливості будови та функціонування ЗП промислових роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Збірник наукових праць Донбаської державної машинобудівної академії / надійність інструменту та оптимізація технологічних систем./ Вип.21. – Краматорськ: ДДМА, 2007. – С. 128 – 134.
76. Павленко І.І. Аналіз впливу конструктивних параметрів ЗП роботів на сумарні сили затиску деталей / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація./ Вип. 21. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С. 168 – 172.
77. Павленко І.І. Аналіз впливу характеристик ЗП промислових роботів на силові їх навантаження / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація./ Вип. 20. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С. 150 – 154.

78. Павленко І.І. Силові навантаження ЗП промислових роботів при направленні сили інерції вздовж вісі утримуваної деталі / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Міжнародний збірник наукових праць / прогресивні технології і системи машинобудування./ Вип.36. – Донецьк: ДНТУ, 2008. – С. 142 – 146.
79. Павленко І.І. Дослідження силових навантажень ЗП промислових роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Збірник наукових праць НТУ «ХП» / високі технології в машинобудуванні./ Харків: НТУ «ХП», 2008 (1'2008). – С. 216 – 220.
80. Павленко І.І. Експериментальні статичні дослідження сил затиску ЗП промислових роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація./ Вип. 22. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С. 173 – 178.
81. Павленко І.І. Експериментальні динамічні дослідження сил затиску ЗП промислових роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 40 / Частина II. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – С. 251 – 255.
82. Павленко І.І. Функціональні характеристики затискних важелів ЗП роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 40/Частина II. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – С. 172 – 177.
83. Павленко І.І. Аналіз передавальних відношень плечей сил затискних важелів ЗП роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському

- виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація./ Вип. 23. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – С. 123 – 128.
84. Павленко І.І. Особливості визначення діапазону утримуваних деталей захватними пристроями промислових роботів. / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Науковий журнал «Вісник Кременчуцького державного університету»./ Вип.2/2011(67).Ч.1 – Кременчук: КДУ ім.М.Остроградського 2010. – С.62 – 64.
85. Павленко І.І. Аналіз діаметрів утримуваних деталей захватними пристроями роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Машиностроение и техносфера XXI века». Тези доповідей. – Севастополь: ДНТУ, 2010. – С. 142 – 146.
86. Павленко І.І. Структура промислових роботів. Кіровоград: КІСМ, 1998. – 98 с.
87. Павленко І.І. Комплексна оцінка силових та функціональних характеристик захватних пристроїв роботів / Павленко І.І., Годунко М.О. // Міжнародна науково-технічна конференція студентів, аспірантів і молодих вчених «Прогресивні напрямки розвитку машино-приладобудівних сфер і транспорту». Тези доповідей. – Севастополь: СевНТУ, 2011.
88. Павленко І.І. Розрахунок не зрівноважено утримуваних деталей захватними пристроями роботів/ Павленко І.І., Годунко М.О.// Центральноукраїнський науковий вісник: Технічні науки, вип.1 (32) 2019. ЦНТУ, Кропивницький. С. 202-210.
89. Павленко І.І. Визначення розрахункових сил затиску в захватних пристроях промислових роботів/ Павленко І.І., Годунко М.О.// Міжнародний науково-технічний журнал Mechanics and Advanced Technologies, КПП. Том 85, №1 (2019).
90. Петраков Ю.В. Автоматизація технологічних процесів у машинобудуванні засобами мікропроцесорної техніки./ Петраков Ю.В., Мельничук П.П. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 194 с.
91. Письменный Г.В. Системы силомоментного оцувствления

- роботов / Г.В. Письменный, В.И. Солнцев, С.А. Воротников. – М. : Машиностроение, 1990. – 96 с.
92. Проць Я.І. Захоплювальні пристрої промислових роботів : навчальний посібник. – Тернопіль : Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, 2008. – 232 с.
93. Решетов Д.М. Контактная жесткость машин. / Решетов Д.М., Левина З.М. – М.: Машиностроение, 1971. – 260 с.
94. Самотокин Б.Б. Детали и механизмы роботов. Основы расчета, конструирования и технологии производства. – К.: Вища школа, 1990. – 340 с.
95. Соломенцев Ю.М. Промышленные роботы в машиностроении: Альбом схем и чертежей: Учеб. пособие для технических вузов. – М. Машиностроение. 1986 – 140 с.
96. Спыну Г.А. Промышленные роботы. Конструирование и применение – К.: Вища школа, 1991. – 306 с.
97. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
98. Струтинський В.Б. Тензорні математичні моделі процесів та систем. – Житомир: ЖІТІ, 2005. – 635 с.
99. Технологический классификатор деталей машиностроения и приборостроения. М., Изд. Стандартов, ч.1, 1974, ч. II, 1976.
100. Фролов К.В. Механика промышленных роботов: Учеб. пособие для вузов: В 3 кн. / Фролов К.В., Воробьев Е.И. – М.: Высш. шк., 1988. – 304 с.: ил.
101. Челпанов И.Б. Схваты промышленных роботов. / Челпанов И.Б., Колпашников С.Н. – Л.: Машиностроение. 1989. – 285 с.
102. Шаньгин В.Ф. Промышленные роботы для миниатюрных изделий / Р.Ю.Бансявичюс, А.А. Иванов, Н.И. Камышный и др.; под. ред. В.Ф.Шаньгина. – М.:Машиностроение, 1985. – 264с. ил. – (Автоматические манипуляторы и робототехнические системы)
103. Юревич Е.И. Основы роботехники. – М.: Машиностроение,

1985. – 271с.

104. Юревич Е.И. Устройство промышленных роботов. – Л.:
Машиностроение. 1980. – 327 с.

Наукове видання

ПАВЛЕНКО Іван Іванович
Доктор технічних наук, професор

ГОДУНКО Максим Олегович
Кандидат технічних наук, доцент

ЗАХВАТНІ ПРИСТРОЇ РОБОТІВ

Монографія

Технічний редактор Лисенко В.Ф.

Підписано до друку 30.10.2020р.
Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 24,5.
Облік. Видав арк. 8,34. Тираж 300. Зам. 262.