Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
«____» _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

«Дослідження впливу конструктивних параметрів захватних пристроїв роботів на діаметри утримуваних деталей»

«Study of the influence of structural parameters of robot grippers on the diameters of grasped parts»

Виконав здобувач вищої освіти ІІ-го курсу групи ГМ-24М-3
ОПП «Прикладна механіка»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
_____ Андрій ШЕЙКА

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Максим ГОДУНКО

Рецензент:
_____ _____

Кропивницький 2026

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	133 Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма	Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«____» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА
Андрія Шейки
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження впливу конструктивних параметрів захватних пристроїв роботів на діаметри утримуваних деталей

2. Керівник роботи: к.т.н., доц., Максим ГОДУНКО

3. Строк подання роботи до захисту « » _____ 2026 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:
Метою роботи є:

встановлення закономірностей впливу конструктивних параметрів затискних важелів захватних пристроїв промислових роботів на діаметри утримуваних деталей та розробці рекомендацій щодо їх оптимального проєктування.
Завдання:
- проаналізувати існуючі конструкції захватних пристроїв промислових роботів;
- дослідити вплив геометричних параметрів затискних важелів на діаметри утримуваних деталей;
- отримати аналітичні залежності між основними конструктивними параметрами та діаметрами деталей;
- побудувати графічні залежності та виконати їх аналіз;
- обґрунтувати раціональні значення параметрів захватних пристроїв;
- сформулювати практичні рекомендації для проєктування захватних механізмів.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Максим ГОДУНКО		
РОЗДІЛ 2	Максим ГОДУНКО		
РОЗДІЛ 3	Ірина ЖУРИЛО		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна частина	01.03.2026	вик.
2	Дослідна частина	15.03.2026	вик.
3	Економічна частина	18.04.2026	вик.
4	Розробка презентації	27.04.2026	вик.

Дата видачі завдання «_____» _____ 2026 р.

Керівник роботи _____ Максим ГОДУНКО
(підпис)

Завдання прийнято до виконання «____» _____ 2026 р.

Здобувач _____ Андрій ШЕЙКА
(підпис)

АНОТАЦІЯ

на випускну кваліфікаційну роботу здобувача гр. ГМ-24М-3

Шейка Андрій Сергійович

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню впливу конструктивних параметрів захватних пристроїв промислових роботів на діаметри утримуваних деталей. У роботі розглянуто особливості функціонування механічних захватних пристроїв, проаналізовано сучасні конструкції та існуючі підходи до їх проєктування.

Проведено аналіз впливу основних геометричних параметрів затискних важелів, зокрема довжини важеля, відстані між осями обертання, кута затискних призм та кута їх приєднання, на величину номінального діаметра утримуваних деталей. Отримано аналітичні залежності, що дозволяють визначати діапазон діаметрів деталей залежно від конструктивних характеристик захватного пристрою.

На основі проведених досліджень побудовано графічні залежності та виконано їх аналіз, що дозволило встановити закономірності впливу окремих параметрів на ефективність утримання деталей. Обґрунтовано раціональні значення конструктивних параметрів захватних механізмів для забезпечення надійного захоплення деталей різних розмірів.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості їх використання при проєктуванні та оптимізації захватних пристроїв промислових роботів, а також при розробці інженерних методик і програм розрахунку параметрів захватних механізмів.

Ключові слова: промислові роботи, захватні пристрої, затискні важелі, діаметр деталей, механічний захват, робототехніка.

ABSTRACT

for the qualification thesis of student of group GM-24M-3

Sheika Andrii Serhiiovych

The qualification thesis is devoted to the study of the influence of structural parameters of industrial robot grippers on the diameters of the retained parts. The paper considers the features of operation of mechanical grippers, analyzes modern designs, and reviews existing approaches to their design.

An analysis of the influence of the main geometric parameters of clamping levers, in particular the lever length, the distance between the rotation axes, the angle of clamping prisms, and the angle of their attachment, on the nominal diameter of retained parts has been carried out. Analytical dependencies have been obtained, which allow determining the range of part diameters depending on the structural characteristics of the gripper.

Based on the conducted research, graphical dependencies have been constructed and analyzed, which made it possible to establish the patterns of influence of individual parameters on the efficiency of part retention. Rational values of structural parameters of gripper mechanisms have been substantiated to ensure reliable gripping of parts of various sizes.

The practical significance of the obtained results lies in the possibility of their use in the design and optimization of industrial robot grippers, as well as in the development of engineering methods and software tools for calculating the parameters of gripping mechanisms.

Keywords: industrial robots, grippers, clamping levers, part diameter, mechanical gripping, robotics.

Зміст

Вступ 8

1. Загальна частина

1.1. Постановка задачі та методи її вирішення 10

1.2. Загальна характеристика захватних пристроїв промислових роботів 13

1.3. Огляд літературних джерел досліджень захватних пристроїв 14

1.4. Огляд конструктивних схем захватних пристроїв промислових роботів 18

1.5. Приклади готових промислових рішень і конструкцій захватних пристроїв 20

1.6. Аналіз існуючих математичних моделей та методів розрахунку 23

1.7. Перспективні напрямки досліджень 23

1.8. Висновки 24

2. Дослідна частина

2.1. Обгрунтування функціонування захватних пристроїв промислових роботів при затиску деталей різних діаметрів 25

2.2. Конструктивні схеми важільних захватних пристроїв 28

2.3. Аналітичні залежності для визначення діаметрів утримуваних деталей 31

2.4. Параметричний аналіз впливу конструктивних параметрів на діаметр утримуваних деталей 32

2.5. Визначення діапазону утримуваних діаметрів деталі 37

2.6. Кінематична модель важільного захватного пристрою 39

2.7. Аналіз чутливості діапазону діаметрів до конструктивних параметрів 40

2.8. Аналіз граничних умов роботи захватного пристрою 44

2.9. Умова самоцентрування захватного пристрою 47

2.10. Параметрична карта діапазону захоплення 48

2.11. Методика зворотного проектування: від технічного завдання до параметрів конструкції 49
2.12. Алгоритм проектування захватного пристрою за заданим діапазоном 51
2.13. Верифікація розрахункової моделі та порівняння з відомими аналогами 53
2.14. Висновки 55
2.15. Силовий аналіз захватного пристрою 56
2.16. Оптимізація конструктивних параметрів захватного пристрою 58
2.17. Числова верифікація та числовий приклад розрахунку 59
2.18. Висновки 61

4. Економічна частина. Економічний аналіз розробки та впровадження захватного пристрою важільного типу

3.1. Мета та задачі економічного аналізу 62
3.2. Порівняльний аналіз конкуруючих конструкцій 62
3.3. Розрахунок витрат на розробку і виготовлення 66
3.4. Розрахунок економічного ефекту від впровадження 68
3.5. Розрахунок терміну окупності та ЧПВ 70
3.6. Аналіз ризиків та чутливість ЧПВ 72
3.7. Висновки 73
Література

Вступ

Сучасний розвиток промислової робототехніки характеризується постійним зростанням вимог до точності, надійності та універсальності технологічних операцій, що виконуються роботами у машинобудівному виробництві. Одним із ключових елементів робототехнічних систем є захватні пристрої, які забезпечують безпосередню взаємодію робота з об’єктами маніпулювання. Від їх конструктивних параметрів значною мірою залежить ефективність виконання операцій захоплення, транспортування та позиціонування деталей різної форми і розмірів.

Особливої актуальності набуває задача визначення діаметрів деталей, що можуть бути надійно утримані захватними пристроями. Це пов’язано з тим, що при проєктуванні роботизованих систем необхідно забезпечити не лише геометричну відповідність захвату об’єкту, але й стабільність процесу утримання за різних режимів роботи. При цьому параметри захватних механізмів, зокрема довжина затискних важелів, кути затискних призм та їх просторове розміщення, мають суттєвий вплив на допустимий діапазон розмірів оброблюваних деталей .

Аналіз існуючих підходів показує, що формули для визначення діаметрів утримуваних деталей мають подібну структуру, однак істотно відрізняються залежно від умов затиску та конструктивних особливостей захватного пристрою. Найбільш важливим є визначення номінального діаметра, який виступає базовим параметром для подальшого встановлення граничних значень — мінімального та максимального діаметрів, а також загального робочого діапазону захвату. Саме ці характеристики лежать в основі вибору конструкції захватного пристрою, виконання його силового розрахунку та оптимізації параметрів для конкретних виробничих умов .

У зв’язку з цим виникає необхідність проведення комплексного аналізу впливу конструктивних параметрів захватних пристроїв на діаметри утримуваних деталей. Такий аналіз дозволяє встановити закономірності зміни геометричних характеристик захоплення, оцінити ефективність різних

конструктивних рішень та сформувати практичні рекомендації щодо проєктування захватів промислових роботів.

Метою даної роботи є дослідження впливу основних конструктивних параметрів затискних важелів захватних пристроїв на діаметри утримуваних деталей, встановлення відповідних аналітичних залежностей та їх графічна інтерпретація для умов реального функціонування робототехнічних систем.

1.Загальна частина

1.1. Постановка задачі та методи її вирішення

Актуальність теми. У сучасних умовах розвитку машинобудування та автоматизованого виробництва особливого значення набуває впровадження промислових роботів, які забезпечують підвищення продуктивності, якості та стабільності технологічних процесів. Одним із ключових елементів робототехнічних систем є захватні пристрої, що безпосередньо взаємодіють з об’єктами маніпулювання та визначають ефективність виконання операцій захоплення, утримання і транспортування деталей.

Актуальність теми обумовлена необхідністю підвищення універсальності та надійності захватних пристроїв, що досягається за рахунок обґрунтованого вибору їх конструктивних параметрів. Зокрема, важливим є визначення діапазону діаметрів деталей, які можуть бути надійно утримані захватними механізмами, оскільки це впливає на функціональні можливості роботів у різних виробничих умовах.

Наявні підходи до розрахунку захватних пристроїв не в повній мірі враховують комплексний вплив геометричних параметрів затискних важелів, що зумовлює необхідність подальших досліджень у даному напрямі.

Мета роботи полягає у встановленні закономірностей впливу конструктивних параметрів затискних важелів захватних пристроїв промислових роботів на діаметри утримуваних деталей та розробці рекомендацій щодо їх оптимального проєктування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **задачі**:

- проаналізувати існуючі конструкції захватних пристроїв промислових роботів;

- дослідити вплив геометричних параметрів затискних важелів на діаметри утримуваних деталей;

- отримати аналітичні залежності між основними конструктивними параметрами та діаметрами деталей;

- побудувати графічні залежності та виконати їх аналіз;

- обґрунтувати раціональні значення параметрів захватних пристроїв;

- сформулювати практичні рекомендації для проєктування захватних механізмів.

Об’єкт дослідження. Процес утримання деталей захватними пристроями промислових роботів у машинобудівному виробництві.

Предмет дослідження. Закономірності впливу конструктивних параметрів затискних важелів (довжини важеля, відстані між осями обертання, кутів затискних призм та кутів їх приєднання) на діаметри утримуваних деталей.

Методи дослідження. У магістерській роботі використано комплекс методів дослідження, а саме:

- аналітичні методи - для отримання математичних залежностей між параметрами захватних пристроїв;
- методи теоретичної механіки та геометричного моделювання - для формування розрахункових схем;
- графо-аналітичні методи - для дослідження впливу параметрів та побудови залежностей;
- методи порівняльного аналізу - для оцінки ефективності різних варіантів конструкцій;
- інженерні методи узагальнення результатів - для формування практичних рекомендацій.

Наукова новизна одержаних результатів. Наукова новизна роботи полягає у наступному:

- вперше встановлено узагальнені аналітичні залежності, що описують вплив конструктивних параметрів затискних важелів на діаметри утримуваних деталей;
- визначено закономірності зміни номінальних, мінімальних та максимальних діаметрів деталей залежно від геометричних параметрів захватного пристрою;
- удосконалено підхід до оцінки впливу кутових параметрів затискних призм на ефективність утримання деталей;
- отримано подальший розвиток методів вибору раціональних параметрів захватних пристроїв промислових роботів.

Практичне значення одержаних результатів. Практичне значення роботи полягає у тому, що:

- розроблені аналітичні залежності можуть бути використані при проєктуванні захватних пристроїв промислових роботів;
- отримані результати дозволяють обґрунтовано визначати діапазон діаметрів утримуваних деталей;
- сформульовані рекомендації сприяють підвищенню ефективності та універсальності робототехнічних систем;
- результати можуть бути використані при створенні програмних засобів для інженерного розрахунку захватних механізмів;
- впровадження результатів дозволяє зменшити витрати на проєктування та підвищити надійність роботи обладнання.

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати магістерської роботи апробовані:

- на науково-практичних конференціях студентів, аспірантів та молодих вчених Центральноукраїнського національного технічного університету;
- на засіданнях кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки ЦНТУ;
- у вигляді доповідей та наукових повідомлень за тематикою дослідження.

Результати роботи можуть бути опубліковані у фахових наукових виданнях або збірниках матеріалів конференцій.

1.2. Загальна характеристика захватних пристроїв промислових роботів

Промислові роботи є невід'ємною складовою сучасного автоматизованого виробництва. Ключовим елементом будь-якого маніпуляційного робота є захватний пристрій (ЗП), що безпосередньо взаємодіє з об'єктом маніпулювання. Від конструктивної досконалості захватного пристрою значною мірою залежить надійність, точність та продуктивність усієї робототехнічної системи.

Захватний пристрій промислового робота — це виконавчий механізм, призначений для захоплення, утримування та звільнення об'єктів різної форми, розмірів і маси у процесі виконання технологічних операцій. За даними досліджень Павленка І.І., конструктивні параметри затискних важелів захватного пристрою безпосередньо визначають діапазон діаметрів деталей, що можуть бути утримані роботом, а відтак є ключовим фактором універсальності та ефективності роботи всього маніпулятора [1].

Захватні пристрої класифікують за різними ознаками: за принципом дії, за кількістю захватних ланок, за видом приводу, за технологічним призначенням. У машинобудуванні найширшого розповсюдження набули важільно-призматичні ЗП, де основним функціональним елементом є затискні важелі з призматичними губками. Саме цей тип є предметом поглибленого дослідження у даній роботі.



Рис. 1.1. Узагальнена структурна схема захватного пристрою промислового робота

Узагальнена структурна схема захватного пристрою (рис. 1.1) включає в себе несучий корпус, привід (пневматичний, гідравлічний або електричний) та безпосередньо захватні елементи — губки або призматичні важелі. У пристроях важільного типу рух від приводу передається через систему важелів до затискних призм, що контактують з деталлю.

1.3. Огляд літературних джерел досліджень захватних пристроїв

Проблематика проектування та аналізу захватних пристроїв промислових роботів висвітлена у значній кількості вітчизняних і зарубіжних наукових праць. Нижче наведено огляд ключових літературних джерел, що становлять теоретичну основу даного дослідження.

Фундаментальний внесок у розвиток теорії розрахунку захватних пристроїв зробили дослідження Павленка І.І., здійснені в Кіровоградському національному технічному університеті. У монографії «Промислові роботи: основи розрахунку та проектування» (2007) [1] систематизовано підходи до аналітичного опису кінематики та динаміки захватних механізмів. Автором вперше запроваджено аналітичні залежності для визначення діаметрів утримуваних деталей в залежності від геометричних параметрів затискних важелів: відстані між осями обертання (a), довжини важеля (L), кутів затискної призми (α) та кута приєднання призми до важеля (γ).

У роботі «Конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів» [2] Павленком І.І. та Годунком М.О. досліджено зв'язок між конструктивними параметрами та силовими характеристиками ЗП. Встановлено, що раціональне співвідношення плечей важелів суттєво знижує потрібне зусилля приводу при заданому зусиллі затиску деталі.

Праця «Показники оцінки якості захватних пристроїв промислових роботів» [3] пропонує систему критеріїв оцінювання ЗП: діапазон захоплюваних розмірів, сила затиску, точність позиціонування, надійність утримання та маса пристрою. Ці показники є базовими при порівняльному аналізі різних конструктивних схем.

Серед зарубіжних авторів слід відзначити дослідження в галузі синтезу адаптивних захватних пристроїв. Вчені Birglen L., Laliberté T. та Gosselin C. у монографії «Underactuated Robotic Hands» (Springer, 2008) описали клас

недоприводних захватів, в яких кількість ступенів рухомості перевищує кількість приводів. Це дозволяє одним приводом забезпечити адаптивне охоплення деталей складної форми.

Fundamental аспекти захватних систем промислових маніпуляторів висвітлені в роботах Cutkosky M.R. «Robotic Grasping and Fine Manipulation» (1985), де запропоновано таксономію видів захоплення об'єктів, що дотепер використовується як теоретична основа класифікації ЗП. Автор виділяє захоплення силового типу (power grasp) та точне захоплення (precision grasp) як два базових класи.

Розвитку роботів із паралельними захватними механізмами присвячені роботи Gosselin C.M. та Angels J. Ці дослідники показали переваги паралельних кінематичних структур над послідовними з точки зору жорсткості, точності та масогабаритних характеристик. Їх результати знайшли застосування при проектуванні прецизійних ЗП для мікроелектроніки та медицини.

Вагомий внесок у розвиток пневматичних захватних пристроїв зробили дослідники Firm SMC Corporation та Festo AG. Їх інженерні публікації і каталоги описують серійні конструкції пневматичних паралельних і кутових захватів із зусиллям від 5 до 500 Н, що широко застосовуються у виробництві.

Таблиця 1.1. Систематизація основних літературних джерел з тематики ЗП

№	Автор(и)	Рік	Основний внесок
1	Павленко І.І.	2007	Аналітичні залежності діаметрів захвату від параметрів важелів
2	Павленко І.І., Годунко М.О.	2006	Силова структура захватних пристроїв
3	Павленко І.І., Годунко М.О.	2007	Показники якості ЗП, критерії оцінювання
4	Birglen L., Laliberté T., Gosselin C.	2008	Недоприводні адаптивні захвати
5	Cutkosky M.R.	1985	Таксономія типів захоплення об'єктів
6	Gosselin C.M., Angels J.	1990	Паралельні кінематичні структури ЗП

Аналіз існуючих досліджень свідчить про те, що основна увага вчених зосереджена на трьох групах питань: 1) визначення кінематичних залежностей між параметрами конструкції та діапазоном захоплюваних деталей; 2) силовий розрахунок та визначення параметрів приводу; 3) синтез оптимальних конструктивних схем.

Ключовим результатом досліджень [1, 2] є встановлення аналітичних залежностей для номінального діаметра деталей (Dн), що утримуються захватним пристроєм. Для трьох характерних розрахункових схем (симетричний захват з різним положенням призм) ці залежності мають вигляд:

Схема 1: $D = 2[a \pm L \cdot \sin(90° - \alpha/2 - \gamma)] \cdot \sin(\alpha/2)$

Схема 2: $D_н = 2a \cdot \sin(\alpha/2)$

Схема 3: $D_м = 2(a - L \cdot \sin(\alpha/2 + \gamma - 90°)) \cdot \sin(\alpha/2)$

Відповідно розрахункові схеми:

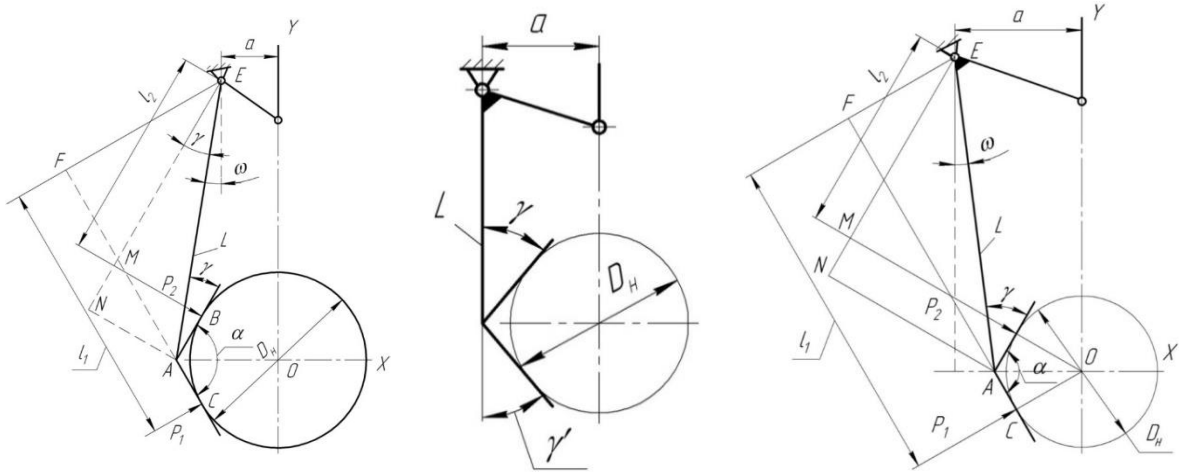


Схема 1 Схема 2 Схема 3

Рис.1.2. Розрахункові схеми

де: a — відстань між осями обертання затискних важелів, мм; L — довжина затискного важеля, мм; α — кут затискної призми, град; γ — кут приєднання призми до важеля, град.

Встановлено, що найбільш суттєвим параметром є відстань між осями обертання (a): її збільшення призводить до лінійного зростання номінального діаметра деталей при всіх варіантах утримання. Вплив довжини важеля (L) значно менший, проте він визначає межі регулювання діапазону.

Таблиця 1.2. Вплив параметрів важеля на діаметр утримуваної деталі

Параметр	Збільшення параметра	Вплив на Dн	Рекомендоване значення
Відстань між осями (a)	↑ суттєво	↑ лінійно	$a \geq 0.2...0.4 \cdot L$
Довжина важеля (L)	↑ помірно	↑ незначно	$L = 1.3...2.0 \cdot Dн$
Кут призми (α)	↑ до 120°	↑ нелінійно	$\alpha \approx 120°$
Кут приєднання призми (γ)	↑ небажано	↓ зменшується	$\gamma \approx 20°$

Таблиця відображає характер впливу конструктивних параметрів затискних важелів на діаметр утримуваної деталі за даними [1, 3].

Силовий аналіз захватних пристроїв базується на визначенні мінімально необхідного зусилля затиску (сили затиску), що забезпечує надійне утримання деталі при дії всіх зовнішніх навантажень. У загальному випадку умова утримання деталі записується у вигляді:

$$Fзат \geq k \cdot (m \cdot g + m \cdot amax) / (f \cdot n)$$

де: Fзат — зусилля затиску однієї губки, Н; k — коефіцієнт запасу (k = 1,5...2,5); m — маса деталі, кг; g — прискорення вільного падіння, м/с²; amax — максимальне прискорення маніпулятора, м/с²; f — коефіцієнт тертя між губкою і деталлю; n — кількість губок.

Передавальне відношення важільного механізму захвату суттєво впливає на зусилля приводу. Раціональне проектування плечей важелів дозволяє мінімізувати вимоги до приводу при забезпеченні необхідного зусилля затиску [2].

1.4. Огляд конструктивних схем захватних пристроїв промислових роботів

Аналіз конструктивних розробок у галузі захватних пристроїв дозволяє виділити кілька основних типів, що знайшли широке застосування у виробництві.

Паралельні двопальцеві захватні пристрої є найпоширенішим типом у серійному виробництві (рис.1.3). Вони забезпечують паралельний рух двох губок назустріч одна одній, що дозволяє утримувати деталі широкого діапазону розмірів. Привід може бути пневматичним, гідравлічним або електричним.



Рис.1.3. Паралельні двопальцеві захватні пристрої

Типові серійні конструкції паралельних захватів — Festo DHPS, SMC MHZ2 — забезпечують зусилля захоплення від 10 до 200 Н при ході губок 4...40 мм та масі 50...800 г.

Кутові захватні пристрої (рис.1.4) реалізують поворотний (кутовий) рух губок навколо осей. Такий тип конструкції відповідає схемам, дослідженим у роботах [1, 2] з використанням затискних важелів і призм. Важілі, що обертаються навколо фіксованих осей, можуть забезпечувати різні кути відкривання губок (від 10° до 90°), що визначає діапазон захоплюваних діаметрів.

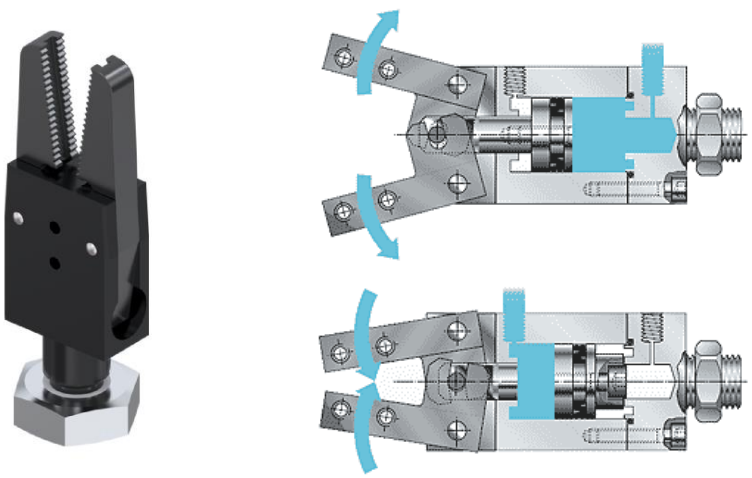


Рис.1.4. Кутові двопальцеві захватні пристрої

Характерними параметрами кутових ЗП є відстань між осями обертання (a), довжина затискного важеля (L) та кут затискної призми (α), що відповідає математичній моделі, розробленій у [1]. Серед серійних виробів цього типу — Schunk PGN, Festo HGPT.

Трипальцеві захватні пристрої () застосовуються для захоплення циліндричних деталей, оскільки три контактні точки однозначно визначають/базують вісь циліндра. Такі пристрої забезпечують більш рівномірний розподіл зусилля затиску і меншу чутливість до відхилень форми поверхні деталі.



Рис.1.5. Кутові двопальцеві захватні пристрої

Для трипальцевих ЗП залежність між кутом призми та діаметром захоплюваної деталі аналогічна двопалим пристроям, але вимагає введення корекційного коефіцієнта, що враховує кут між осями симетрії губок (зазвичай 120°).

Адаптивні захватні пристрої (рис.1.6) - це клас ЗП, здатних автоматично пристосовувати форму захватних елементів до форми деталі без додаткових сенсорів чи програмних команд. Реалізується це через спеціальні пружні елементи або кінематичні ланцюги з надлишком рухомості.

Перевагами адаптивних захватів є: широкий діапазон захоплюваних форм без зміни інструменту; рівномірний розподіл сили захоплення; підвищена надійність при роботі з крихкими чи нерегулярними деталями. Недоліком є складність конструкції та менша точність позиціонування порівняно з жорсткими ЗП.

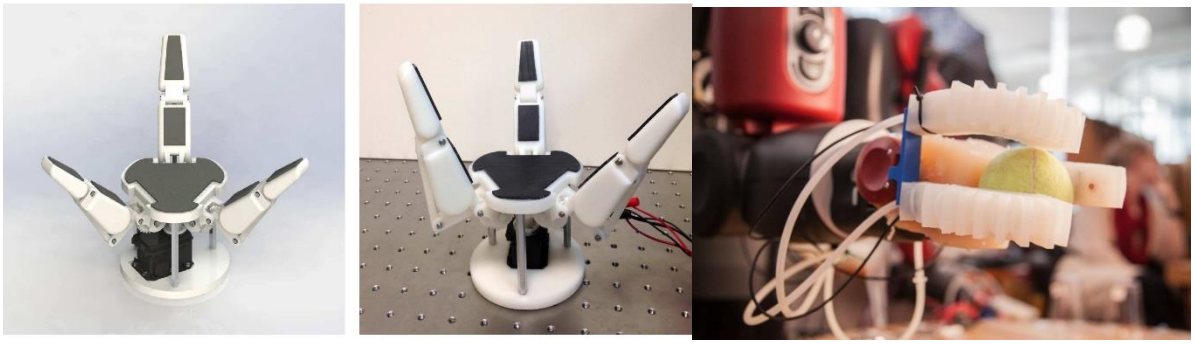


Рис.1.6. Адаптивні захватні пристрої

1.5. Приклади готових промислових рішень і конструкцій захватних пристроїв

На сучасному ринку представлений широкий спектр серійних захватних пристроїв від провідних виробників. Нижче наведено аналіз найбільш поширених конструктивних рішень.

Захватні пристрої SCHUNK. Компанія SCHUNK (Німеччина) є одним із провідних виробників захватних пристроїв. Серія PGN-plus (рис.1.7) - паралельні двопальцеві захвати з пневматичним приводом - характеризується: базовою відстанню між губками 10...380 мм; зусиллям затиску до 9 000 Н; повторюваністю позиціонування ±0,02 мм. Ці параметри забезпечуються завдяки точно розрахованому важільному механізму передачі зусилля від поршня приводу до губок.



Рис.1.7. ЗП серії PGN-plus

Серія PZN-plus (рис.1.8, трипальцевий захват) забезпечує центрування циліндричних деталей з точністю ±0,05 мм при діаметрах від 15 до 300 мм. Конструкція реалізує залежності, що відповідають схемі 2 (табл. 1.1 у джерелі [1]): $D_н = 2a \cdot \sin(\alpha/2)$.



Рис.1.8. ЗП серії PZN-plus

Захватні пристрої FESTO. Компанія Festo (Німеччина) пропонує широку гаму пневматичних захватних пристроїв (рис.1.9). Серія DHPS (паралельний захват) використовується для легких деталей масою до 2 кг. Серія HGPT (кутовий захват) з кутом відкривання губок до 50° особливо відповідає важільній схемі [1]: зміна кута ω затискного важеля безпосередньо визначає діаметр захоплюваної деталі згідно з формулами табл. 1.1.



Рис.1.9. ЗП серії DHPS та HGPT

Захватні пристрої SMC Corporation (рис.1.10)**.** SMC Corporation (Японія) - лідер у галузі пневматичних компонентів - пропонує серії MHZ2 (паралельні) та MHS3 (трипалі) захвати. Відмінною рисою серії MHS3 є можливість реалізації двох режимів роботи: внутрішнє і зовнішнє захоплення деталей. Відповідно до досліджень [1], при внутрішньому захопленні формули для діаметрів матимуть протилежний знак при члені з $L \cdot \sin(\omega)$.



Рис.1.10. ЗП серії MHZ2 та MHS3

Таблиця 1.3. Порівняльний аналіз серійних захватних пристроїв

Виробник / Серія	Тип	Зусилля, Н	Хід губок, мм	Особливості
SCHUNK PGN-plus	Паралельний, 2 губки	до 9 000	2...190	Висока точність ±0,02 мм
SCHUNK PZN-plus	Трипалий	до 4 500	D 15...300	Центрування циліндрів
Festo HGPT	Кутовий	10...600	Кут до 50°	Малі габарити, легкий
SMC MHZ2	Паралельний, 2 губки	5...200	2...40	Економічне рішення
SMC MHS3	Трипалий	8...150	D 12...200	Внутрішнє/зовнішнє захоплення

1.6. Аналіз існуючих математичних моделей та методів розрахунку

Математичні моделі захватних пристроїв умовно поділяють на: кінематичні моделі (описують геометричні залежності між параметрами конструкції та характеристиками захоплення); динамічні моделі (враховують інерційні та дисипативні характеристики); контактні моделі (описують взаємодію губок з деталлю). У роботах [1–3] розроблено кінематичну модель важільно-призматичного захватного пристрою. Вона базується на геометричному аналізі положень важелів і призм при контакті з деталлю. Ключовою перевагою цієї моделі є замкнена аналітична форма залежностей, що

дозволяє проводити параметричний аналіз без чисельного моделювання. Однак наявні моделі мають обмеження: вони розроблені для симетричної схеми розміщення призм та для горизонтальної осі деталі. Дослідження несиметричних схем і просторових положень є перспективним напрямком розвитку теорії.

1.7. Перспективні напрямки досліджень

На основі проведеного огляду літератури та аналізу виконаних досліджень можна виділити наступні перспективні напрямки:

1. Розширення аналітичних моделей на несиметричні схеми захоплення деталей, що є актуальним для маніпулювання корпусними та фасонними деталями.

2. Розробка методики комплексної оцінки конструктивних параметрів захватних пристроїв на основі багатокритеріальної оптимізації.

3. Створення програмного забезпечення для автоматизованого розрахунку та вибору конструктивних параметрів захватних пристроїв на основі заданих вимог до діапазону деталей.

4. Верифікація аналітичних залежностей [1] методами скінченних елементів та фізичним експериментом.

5. Дослідження динамічних характеристик захватних пристроїв при маніпулюванні деталями в умовах прискорення робота.

1.8. Висновки.

На основі проведеного огляду літературних джерел, аналізу виконаних досліджень та розгляду конструктивних рішень у галузі захватних пристроїв промислових роботів можна зробити наступні висновки:

1. Захватні пристрої є критично важливим елементом промислового робота, що безпосередньо визначає технологічні можливості всієї робототехнічної системи. Конструктивні параметри важелів та призм ЗП однозначно визначають діапазон утримуваних деталей.

2. Фундаментальні аналітичні залежності для кінематичного аналізу важільно-призматичних захватних пристроїв встановлено в роботах Павленка І.І. та Годунка М.О. [1–3]. Основними параметрами є: відстань між осями

обертання (a), довжина важеля (L), кут затискної призми (α) та кут приєднання призми (γ).

3. Встановлено, що найбільший вплив на діаметр утримуваної деталі має відстань між осями (a), а найраціональнішими конструктивними параметрами є: $\alpha \approx 120°$, $\gamma \approx 20°$, $L = 1{,}3...2{,}0 \cdot D_н$, $a \geq 0{,}2...0{,}4 \cdot L$.

4. Сучасний ринок пропонує широку номенклатуру серійних захватних пристроїв (SCHUNK, Festo, SMC), що реалізують аналізовані конструктивні схеми. Однак їх розрахунок і вибір потребує обґрунтованого підходу на основі аналітичних залежностей.

5. Перспективними напрямками є: розширення моделей на несиметричні схеми, розробка програмного забезпечення для розрахунку ЗП, верифікація залежностей експериментальними методами.

2. Дослідна частина

2.1. Обґрунтування функціонування захватних пристроїв промислових роботів при затиску деталей різних діаметрів

Функціонування захватних пристроїв (ЗП) промислових роботів при маніпулюванні деталями різних діаметрів визначається сукупністю геометричних, кінематичних та силових факторів, що забезпечують надійне утримання об'єкта без його пошкодження або втрати стабільності положення.

Основною задачею захватного пристрою є формування замкненого силового контуру між губками захвату та поверхнею деталі. При цьому характер контакту залежить від:

- геометрії робочих елементів (плоскі, призматичні, радіусні губки);
- кількості контактних точок (двоточковий, триконтактний, багатоточковий захват);
- взаємного розташування губок відносно осі деталі.

Для циліндричних деталей різного діаметра найбільш поширеним є **призматичний захват**, при якому контакт реалізується у двох симетричних точках. У цьому випадку умова геометричного охоплення деталі визначається співвідношенням між:

- відстанню між губками;
- кутом призми;
- положенням центрів обертання важелів.

Зі зміною діаметра деталі змінюється:

1. **положення точок контакту**, що впливає на напрям нормальних реакцій;
2. **плече прикладання сил**, що змінює механічну перевагу захвату;
3. **умови тертя**, що визначають можливість утримання без проковзування.

Таким чином, захватний пристрій повинен забезпечувати:

- адаптацію до діапазону діаметрів Dmin…Dmax;
- достатню силу затиску при всіх положеннях губок;
- стабільність контакту незалежно від положення деталі.

Особливу роль відіграє **кінематична схема захвату**, яка визначає характер зміни геометрії при змиканні губок. Саме вона обумовлює залежність між конструктивними параметрами та діаметром утримуваної деталі.

Виділяють такі основні типи захватних пристроїв:

1. Двопальцеві паралельні захвати (рис.2.1): характеризуються поступальним рухом губок. Забезпечують стабільне затискання деталей однакового або близького діаметра.



Рис.2.1. Двопальцеві паралельні ЗП

Особливість таких конструкцій: обмежена адаптація до різних діаметрів без зміни положення або насадок.

2. Кутові (важільні) захвати (рис.2.2): реалізують обертальний рух губок навколо осей.

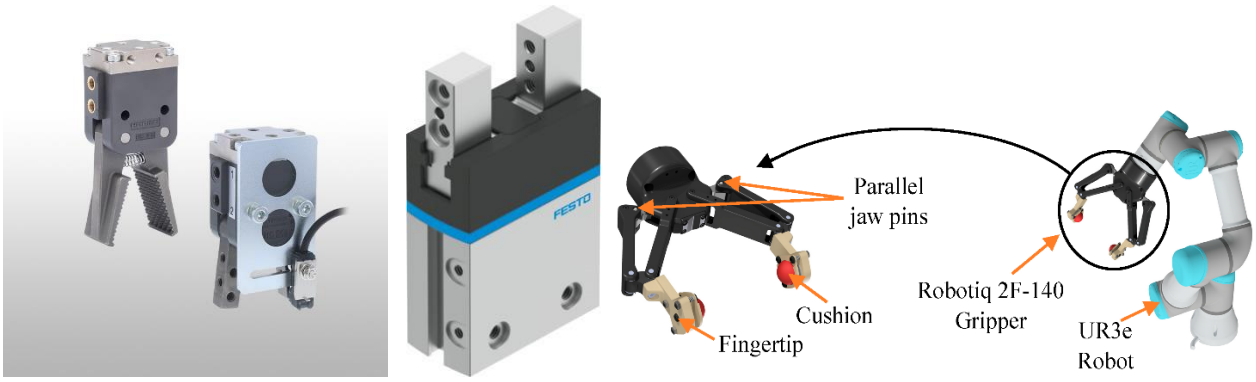


Рис.2.2. Кутові (важільні) ЗП

Ключова перевага таких пристроїв: зміна діаметра деталі компенсується кутовим переміщенням важелів.

3. Трипальцеві захвати (рис.3.3): забезпечують три точки контакту.



Рис.2.3. Трипальцеві ЗП

Перевага таких конструкцій: автоматичне центрування циліндричних деталей незалежно від діаметра.

4. Адаптивні захвати (рис2.4): автоматично підлаштовуються під форму деталі.



Рис.2.4. Адаптивні ЗП

Перевага таких пристроїв: робота з широким діапазоном геометрій без складного керування.

Аналіз існуючих конструкцій захватних пристроїв показує, що найбільш ефективними для утримання циліндричних деталей змінного діаметра є **важільні захвати з призматичними губками**, оскільки вони:

- забезпечують керовану зміну геометрії контакту;
- дозволяють реалізувати широкий діапазон діаметрів;
- мають сприятливе співвідношення між силою приводу та силою затиску;
- легко піддаються аналітичному опису.

Саме тому подальші дослідження у даній роботі доцільно проводити для важільних схем, що дозволяє отримати універсальні залежності між конструктивними параметрами та характеристиками захвату.

2.2. Конструктивні схеми важільних захватних пристроїв

Захватні пристрої (ЗП) промислових роботів є кінцевими ланками маніпуляційних систем і безпосередньо взаємодіють з об'єктами маніпулювання. Від правильного вибору конструктивних параметрів ЗП залежить надійність утримання деталей, точність їх позиціонування та продуктивність роботи автоматизованого виробництва в цілому.

Важільні захватні пристрої з призматичними губками є найбільш поширеним типом ЗП у промисловій робототехніці завдяки своїй універсальності, відносній простоті конструкції та можливості адаптації до широкого спектру деталей різних діаметрів. Принцип дії таких ЗП базується на перетворенні поступального руху приводу в обертальний рух затискних важелів, що призводить до змикання призматичних губок і захоплення деталі.

Аналіз конструкцій існуючих важільних ЗП [1–5] дозволяє виділити три базові розрахункові схеми, що відрізняються взаємним розташуванням осей обертання важелів, орієнтацією затискних призм та напрямком відхилення важеля у момент захоплення деталі (рис. 2.5). Ці схеми охоплюють практично всі реальні конструктивні варіанти і є достатніми для повного аналізу:

– схема 1: симетричне розміщення важелів, вершина призми відхилена в сторону збільшення діаметра деталі (кут відхилення $\omega = 90° - \alpha/2 - \gamma$):

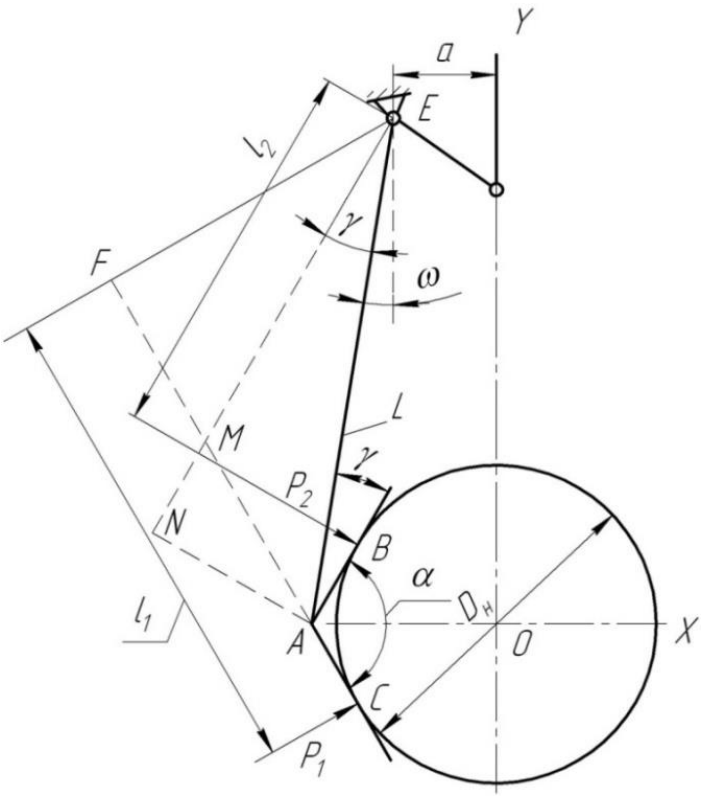


Рис.2.5. Розрахункова схема ЗП, де важіль відхилений в сторону збільшення діпметра деталі

– схема 2: вісь важеля спрямована не має відхилення та розташована вертикально (ω = 0); при цьому додатковий кут γ' = γ:

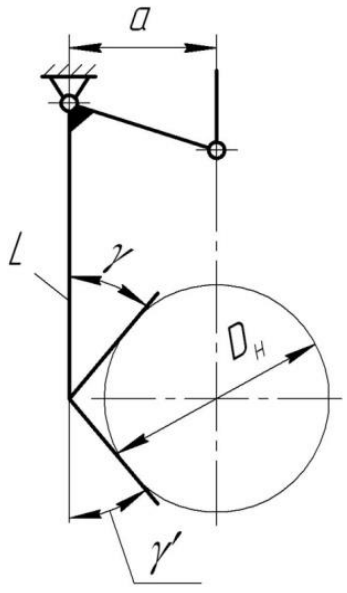


Рис.2.6. Розрахункова схема ЗП, де важіль не має відхилення

– схема 3: вершина призми відхилена в сторону до деталі (кут ω = α/2 + γ – 90°), що зумовлює зменшення діаметра деталі при збільшенні довжини важеля:

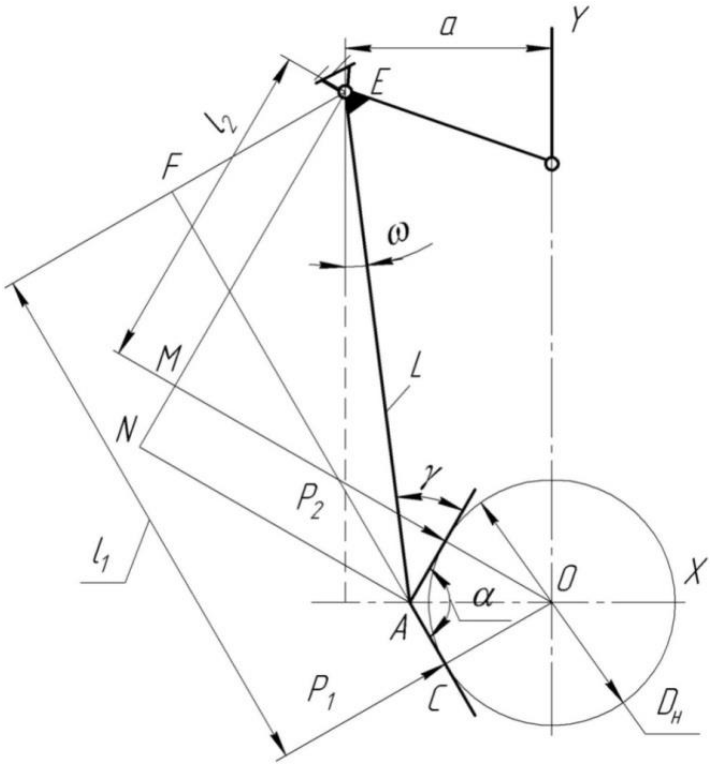


Рис.2.7. Розрахункова схема ЗП, де важіль відхилений в сторону до деталі

У наведених схемах використовуються такі позначення: L — довжина затискного важеля від осі обертання до вершини призми, мм; a — відстань між осями обертання затискних важелів, мм; α — кут затискної призми (кут між губками призми), град.; γ — кут приєднання призми до важеля (кут між віссю важеля і бісектрисою кута призми), град.; Dн — номінальний діаметр утримуваної деталі, мм.

Метою даного розділу є:

1. Систематизація аналітичних залежностей для визначення діаметрів утримуваних деталей для всіх трьох схем.

2. Дослідження впливу кожного конструктивного параметра на діаметр Dн.

3. Силовий аналіз захватного пристрою та визначення умов надійного утримання деталі.

4. Оптимізація конструктивних параметрів за критерієм максимального діапазону утримуваних деталей.

5. Числова верифікація отриманих залежностей.

2.3. Аналітичні залежності для визначення діаметрів утримуваних деталей

2.3.1. Геометричний вивід основних формул

Розглянемо геометрію захоплення деталі для схеми 1 (рис. 2.5). Затискний важіль довжиною L обертається навколо нерухомої осі. Вершина призми знаходиться на кінці важеля та стикається з поверхнею циліндричної деталі діаметром D. При симетричному розміщенні двох важелів відносно горизонтальної осі деталі, геометрія контакту описується трикутником із вершинами: вісь обертання важеля O, центр деталі C та точка контакту призми з деталлю T.

З умови геометричного замикання (рівності відрізків при симетричному захопленні) та тригонометричних співвідношень у трикутнику OCT отримуємо:

$$D = 2\cdot[a \pm L\cdot\sin(90° - \alpha/2 - \gamma)]\cdot\sin(\alpha/2) \qquad (2.1)$$

де знак «+» відповідає схемі 1 (вершина призми відхилена від деталі і відповідає затиску деталі з діаметром більше номінального), знак «–» - схемі 3 (вершина призми відхилена до деталі і відповідає затиску деталі з діаметром менше номінального). Для схеми 2, коли вісь важеля спрямована точно вертикально (ω = 0), формула спрощується:

$$D_н = 2\cdot a\cdot\sin(\alpha/2) \qquad (2.2)$$

Для схеми 3 повна форма запису:

$$D_н = 2\cdot(a - L\cdot\sin(\alpha/2 + \gamma - 90°))\cdot\sin(\alpha/2) \qquad (2.3)$$

Ці формули є базовими для подальшого аналізу і справедливі за умови симетричного розміщення затискних призм та співпадання їх вершин з горизонтальною віссю утримуваної деталі.

2.3.2. Визначення діапазону утримуваних деталей

Реальний захватний пристрій утримує не одну деталь, а деталі в певному діапазоні діаметрів - від мінімального Dmin до максимального Dmax. Діапазон визначається кутом повороту важеля від крайнього розкритого до крайнього зімкнутого положення. Якщо максимальний кут повороту важеля складає Δω, то:

$$Dmax = 2\cdot[a + L\cdot\sin(\omega + \Delta\omega/2)]\cdot\sin(\alpha/2) \qquad (2.4)$$

$$Dmin = 2\cdot[a - L\cdot\sin(\omega + \Delta\omega/2)]\cdot\sin(\alpha/2) \qquad (2.5)$$

$$\Delta D = Dmax - Dmin = 4 \cdot L \cdot \sin(\Delta\omega/2) \cdot \cos(\omega) \cdot \sin(\alpha/2) \qquad (2.6)$$

З формули (2.6) видно, що діапазон утримуваних деталей ΔD зростає при збільшенні довжини важеля L, кута ходу Δω та кута призми α, і не залежить від відстані між осями a. Це є важливим висновком для конструювання: відстань a визначає середній (номінальний) діаметр захоплення, а довжина важеля L - діапазон адаптації.

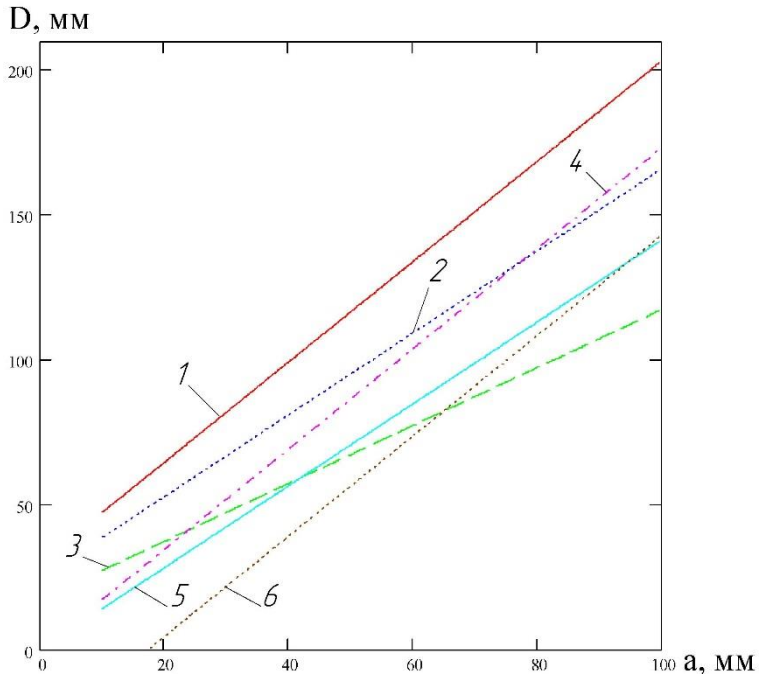
Таблиця 2.1. Розрахункові формули для трьох схем важільних захватних пристроїв

Параметр	Схема 1	Схема 2	Схема 3
Кут відхилення ω	$\omega = 90° - \alpha/2 - \gamma$	$\omega = 0$	$\omega = \alpha/2 + \gamma - 90°$
Діаметр Dн	$2[a + L \cdot \sin(90° - \alpha/2 - \gamma)] \cdot \sin(\alpha/2)$	$2a \cdot \sin(\alpha/2)$	$2(a - L \cdot \sin(\alpha/2 + \gamma - 90°)) \cdot \sin(\alpha/2)$
Умова реалізації	$\alpha/2 + \gamma < 90°$	$\gamma = 90° - \alpha/2$	$\alpha/2 + \gamma > 90°$
Вплив L на Dн	Збільшує Dн	L не впливає	Зменшує Dн

2.4. Параметричний аналіз впливу конструктивних параметрів на діаметр утримуваних деталей

2.4.1. Вплив відстані між осями обертання (a)

Відстань між осями обертання затискних важелів a є одним із визначальних конструктивних параметрів захватного пристрою. З аналізу формул (2.1) та (2.3) та побудованих залежностей (рис. 2.2) встановлено, що збільшення a веде до лінійного зростання номінального діаметра Dн при всіх трьох схемах утримання. Це лінійне співвідношення є прямим наслідком геометрії захоплення і зберігається незалежно від значень кутів α та γ.



1 - L =100; α=120°; γ=20°;
2 - L =100; α=120°; γ=20°;
3 - L =100; α=120°; γ=20°;
4 - L =100; α=120°; γ=20°;
5 - L =100; α=120°; γ=20°;
6 - L =100; α=120°; γ=20°

Рис.2.2. Вплив відстані між затискними важелями на діаметр деталі, що утримується

Інтенсивність зростання Dн із збільшенням a визначається коефіцієнтом нахилу прямих, який чисельно дорівнює 2·sin(α/2). При α = 120° цей коефіцієнт становить √3 ≈ 1,732, тобто збільшення a на 10 мм дає збільшення Dн на 17,32 мм. При α = 60° коефіцієнт дорівнює 1,0 — значно менш ефективно. Таким чином, для реалізації великих діаметрів деталей при мінімальних габаритах захвату за параметром a доцільно обирати більші значення кута призми α.

Важливим практичним результатом є встановлення мінімального значення відстані a, при якому ще можливе захоплення деталі. Із умови Dн > 0 для схеми 3 отримуємо:

$$amin = L \cdot \sin(\alpha/2 + \gamma - 90°) \qquad (2.7)$$

При a < amin геометричне захоплення деталі за схемою 3 стає неможливим - губки захвату проходять «за» деталь. Ця умова є важливим конструктивним обмеженням при проектуванні.

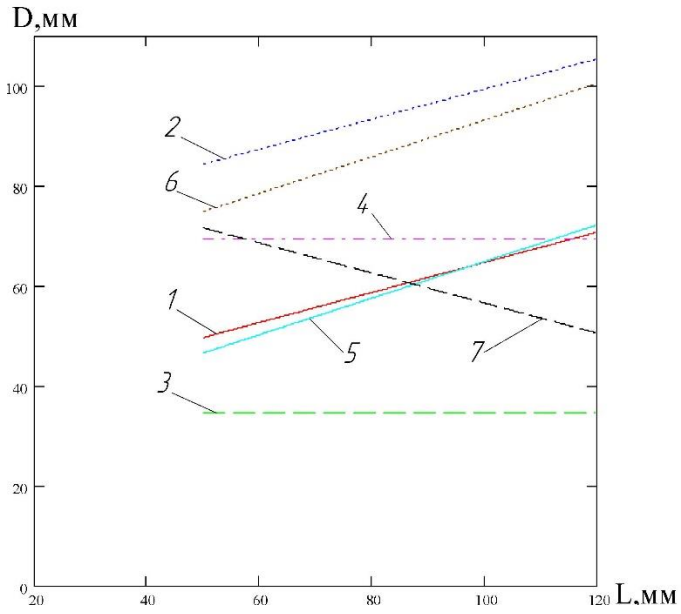
2.4.2. Вплив довжини затискного важеля (L)

Вплив довжини важеля L на величину Dн суттєво відрізняється залежно від схеми утримання. Для схеми 1 збільшення L веде до помірного зростання Dн, проте цей ефект значно менший порівняно із впливом параметра a. Кількісно,

при однакових відносних змінах (наприклад, збільшення вдвічі), збільшення a дає зростання Dн у 1,5–2,5 рази більше, ніж еквівалентне збільшення L.

Для схеми 2 довжина важеля взагалі не впливає на номінальний діаметр Dн - це безпосередньо видно з формули (2.2), де L відсутня. Однак L впливає на діапазон утримуваних деталей ΔD за формулою (2.6).

Принципово важливим є поведінка схеми 3: збільшення L при фіксованих a, α, γ зменшує Dн. Це контрінтуїтивний результат, що пояснюється геометрією - при схемі 3 вершина призми при розкриванні захвату рухається в напрямку до деталі, тому довший важіль відповідає меншому діаметру. На практиці це означає, що застосування схеми 3 з довгими важелями є конструктивно недоцільним. Для обгрунктування вливу довжини важеля на діаметр деталі, побудуємо відповідні залежності (рис.2.3):



1 - a =20; α=120°; γ=20°;
2 - a =40; α=120°; γ=20°;
3 - a =20; α=120°; γ=γ'=30°;
4 - a =40; α=120°; γ=γ'=30°;
5 - a =20; α=90°; γ=30°;
6 - a =40; α=90°; γ=30°;
7 - a =50; α=120°; γ=40°

Рис.2.3. Вплив довжини важеля на діаметр деталі, що утримується

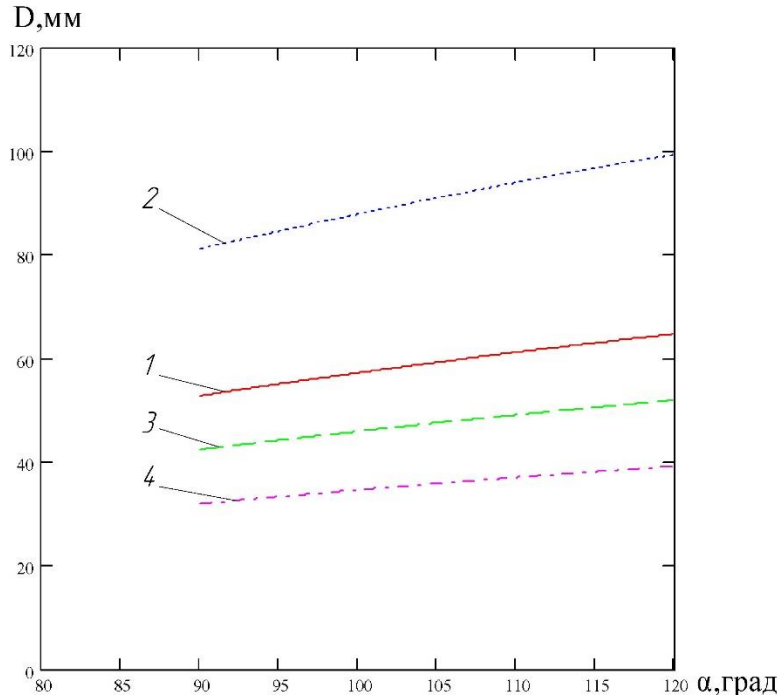
На підставі проведеного аналізу встановлено рекомендоване співвідношення між параметрами:

$$L = (1,3...2,0) \cdot Dн \qquad (2.8)$$

Нижня межа (1,3·Dн) відповідає жорстким обмеженням на габарити захвату; верхня межа (2,0·Dн) - максимальній пружній жорсткості важеля при збереженні достатнього діапазону ΔD.

2.4.3. Вплив кута затискної призми (α)

Кут затискної призми α є одним із найважливіших параметрів, оскільки він одночасно впливає на діаметр захоплення, силу нормальної реакції на поверхні деталі та умови самогальмування. З аналізу залежності Dн(α), див рис.2.4, встановлено:



1 - L =100; a=20°; ω=90-α/2-γ=10°;
2 - L =100; a=40°; ω=90-α/2-γ=10°;
3 - L =100; a=30°; γ=γ';
4 - L =100; a=40°; ω=α/2+γ-90=10°

Рис.2.4. Вплив кута затискних призм на діаметр деталі, що утримується

По-перше, збільшення кута α від 60° до 120° веде до зростання Dн при незмінних L та a. Інтенсивність цього зростання, однак, знижується: приріст Dн при збільшенні α від 60° до 90° більший, ніж при збільшенні від 90° до 120°. Це означає, що збільшення α понад 120° є малодоцільним.

По-друге, з умов силового замикання (відсутність проковзування деталі при захопленні) отримуємо обмеження на кут α. Умова самогальмування записується як:

$$tan(\alpha/2) \leq \mu \qquad (2.9)$$

де μ — коефіцієнт тертя між губкою і деталлю. При μ = 0,15 (сталь по сталі) умова дає α ≤ 17°, що суперечить вимогам захоплення деталей. Це означає, що важільні захвати з призматичними губками не є самогальмівними і потребують активного утримання від приводу. При μ = 0,3 (насічені губки) α ≤ 33°. На практиці рекомендують α = 90°...120°, при яких досягається баланс між розміром захоплення та нормальними реакціями.

Розрахунки показують, що оптимальним з точки зору одночасного забезпечення достатнього діаметра захоплення та нормальних реакцій є кут α = 120°. При цьому значенні sin(α/2) = sin(60°) = √3/2 ≈ 0,866, що забезпечує найкраще перетворення відстані a у діаметр деталі.

2.4.4. Вплив кута приєднання призми (γ)

Кут приєднання призми γ визначає орієнтацію бісектриси кута призми відносно осі важеля і, таким чином, визначає, за якою зі схем (1, 2 або 3) працює захват. Встановлено:

При збільшенні γ (за незмінних L та a) для схем 1 і 2 відбувається суттєве зменшення діаметра Dн. Математично це виражається зменшенням аргументу функції sin у рівняннях (2.1) - (2.2). Практичний висновок: великий кут γ веде до того, що мінімальний діаметр утримуваної деталі можливий лише при великих значеннях a, що збільшує габарити захвату.

Особливо небажаним є поєднання малого кута призми α та великого кута γ - це призводить до мінімального Dн і найменшого діапазону ΔD. Найбільш ефективна комбінація: α = 120°, γ = 20°.

Зв'язок між параметрами γ, α і схемою утримання описується граничними умовами:

$$\gamma < 90° - \alpha/2 \rightarrow \text{Схема 1 } (\omega > 0)$$
$$\gamma = 90° - \alpha/2 \rightarrow \text{Схема 2 } (\omega = 0)$$
$$\gamma > 90° - \alpha/2 \rightarrow \text{Схема 3 } (\omega < 0) \qquad (2.10)$$

За умови, що зміна кута γ досягається шляхом варіювання відстані між осями обертання затискних важелів (a) при фіксованому куті затискних призм, отримано залежність (пряма 4). Вона свідчить, що в таких умовах фактично

відбувається переміщення осі обертання затискного важеля (тобто зміна відстані a) без зміни діаметра утримуваної деталі.

Отже, проведений аналіз діаметрів деталей, що утримуються захватними пристроями роботів, дає підстави сформулювати такі висновки:

1. Уперше встановлено аналітичні залежності, які дають змогу визначати значення діаметрів утримуваних деталей (D) залежно від конструктивних параметрів затискних важелів (L, α, γ).
2. Отримані залежності та побудовані графіки забезпечують можливість оцінки впливу окремих параметрів на діаметр деталі, що утримується. Це, у свою чергу, дозволяє комплексно аналізувати силові навантаження захватних пристроїв і обґрунтовано обирати їх конструктивні параметри.
3. Визначені аналітичні залежності можуть бути використані як основа для створення спеціалізованих програмних засобів, що забезпечують розрахунок захватних пристроїв. З їх допомогою можна коригувати передавальні відношення плеч сил затискних важелів, а також величину сили затиску під час маніпулювання деталями різних розмірів, у різних напрямках їх переміщення та за різних умов руху.

2.5. Визначення діапазону утримуваних діаметрів деталі

Захватні пристрої є ключовими виконавчими органами промислових роботів, що безпосередньо взаємодіють з об'єктами маніпулювання. Їхня функціональна ефективність визначається насамперед здатністю надійно утримувати деталі різних розмірів - тобто діапазоном діаметрів, з якими пристрій може працювати без переналагодження.

В умовах сучасного гнучкого автоматизованого виробництва промисловий робот нерідко обслуговує кілька технологічних операцій і виконує маніпулювання деталями широкої номенклатури. Це висуває вимогу універсальності захватного пристрою - здатності утримувати деталі як більші, так і менші за номінальний розмір, на який спроектовано пристрій.

Незважаючи на значну кількість публікацій у галузі проектування захватних пристроїв (Черненко, 1984; Кошкін, 1990; Колпашніков, 2001;

IFToMM, 2019), питання систематичного аналізу діапазону захоплення з урахуванням конструктивних параметрів і граничних умов залишається недостатньо дослідженим. Більшість авторів обмежуються розрахунком зусиль захвату для фіксованого діаметра, не досліджуючи чутливість пристрою до відхилення розмірів.

Метою цього пункту є аналітичне дослідження механізму зміни діапазону діаметрів утримуваних деталей, встановлення кількісного зв'язку між конструктивними параметрами важільного захватного пристрою та діапазоном захоплення, визначення граничних умов роботи пристрою, а також розробка методики зворотного проектування - від технічного завдання до параметрів конструкції.

Для забезпечення однозначності трактування математичних виразів та зручності користування матеріалом розділу нижче наведено зведену таблицю всіх використаних позначень із поясненнями та типовими діапазонами значень (табл. 2.2).

Таблиця 2.2. Зведена таблиця позначень

Позначення	Фізичний зміст	Одиниці	Типовий діапазон
$D_н$	Номінальний діаметр утримуваної деталі	мм	20 - 100
$D_б$	Збільшений діаметр утримуваної деталі	мм	-
$D_м$	Зменшений діаметр утримуваної деталі	мм	-
L	Довжина затискного важеля	мм	60 - 120
a	Відстань від осі обертання важеля до початку призми	мм	15 - 50
α	Кут між затискними поверхнями призми	градуси	60 -150
γ	Кут нахилу важеля у вихідному положенні	градуси	10 - 40
$\omega_н$	Кут відхилення важеля від вертикалі при номінальному D	градуси	5 - 20

Позначення	Фізичний зміст	Одиниці	Типовий діапазон
φб	Кут додаткового відхилення важеля при D_б	градуси	5 - 20
φм	Кут переміщення важеля при D_м	градуси	5 - 40
φмг	Граничний кут переміщення (до контакту призм)	градуси	20 - 40
kб	Коефіцієнт збільшення діаметра (D_б / D_н)	-	1.2 - 1.7
kм	Коефіцієнт зменшення діаметра (D_м / D_н)	-	0.4 - 0.9
Кд	Загальний коефіцієнт діапазону (k_б / k_м)	-	1.5 - 3.5

Примітка: Конкретні значення параметрів визначаються з умов проектування. Типові діапазони наведено на основі аналізу існуючих конструкцій важільних захватних пристроїв.

2.6. Кінематична модель важільного захватного пристрою

У роботі розглядається захватний пристрій важільного типу (рис.2.5), в якому затиск деталі здійснюється шляхом повороту двох симетрично розташованих важелів навколо фіксованих осей. На кожному важелі закріплено затискну призму - V-подібну або кутову контактну поверхню, що забезпечує лінійний контакт із циліндричною деталлю. Привід важелів здійснюється від пневматичного або електромеханічного приводу захватного пристрою.

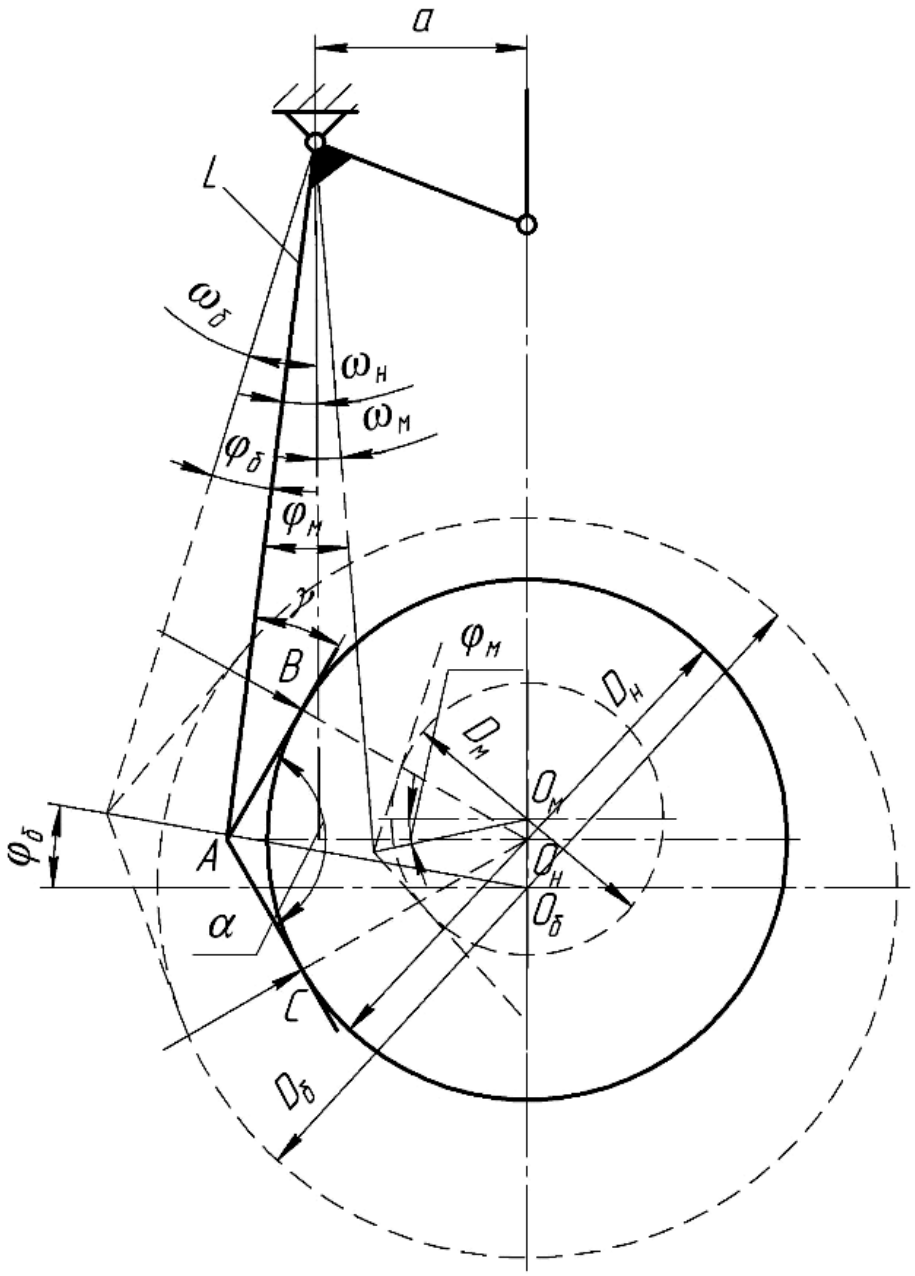


Рис.2.5. Кінематично- розрахункова модель захватного пристрою

Ключовою особливістю аналізованої схеми є те, що при повороті важеля змінюється не лише положення контактної поверхні, але й ефективний кут нахилу призми відносно осі деталі, що принципово впливає на умови самоцентрування та силу нормального тиску.

Геометрія системи описується наступним чином: вісь обертання важеля знаходиться на відстані a від вихідного краю призми, загальна довжина важеля становить L. Кут між затискними поверхнями призми дорівнює α, а початковий кут нахилу важеля від вертикалі - γ. Комбінація цих параметрів однозначно визначає положення контактних точок для будь-якого кута повороту важеля φ.

Для варіанту затиску деталі номінальний діаметр Dн визначається через кут відхилення затискного важеля від вертикального положення ωн, як це було описано вище. Цей кут, в загальному випадку, дорівнює:

$$\omega_н = 90° - \alpha/2 - \gamma \qquad (2.11)$$

За умови, коли конструктивні параметри задаються іншим чином, кут ωн визначається з урахуванням фактичних геометричних співвідношень. Номінальний діаметр, у свою чергу, обчислюється за рівнянням:

$$D_н = 2 \cdot [\, L \cdot \sin(\omega_н) - a \cdot \sin(\alpha/2) \,] \qquad (2.12)$$

де всі кутові величини виражені в радіанах або градусах залежно від обраної системи. Фізичний зміст формули (2.12): перший доданок відповідає проекції важеля на горизонталь, другий - корекції на зміщення осі призми від осі обертання важеля.

При збільшенні діаметра утримуваної деталі від Dн до Dб важелі відхиляються додатково на кут φб у сторону від деталі. Кут відхилення важеля від вертикалі при цьому стає:

$$\omega_б = \omega_н + \varphi_б \qquad (2.13)$$

Збільшений діаметр визначається аналогічно до (2.12), але з підстановкою ωб:

$$D_б = 2 \cdot [\, L \cdot \sin(\omega_б) - a \cdot \sin(\alpha/2) \,] = 2 \cdot [\, L \cdot \sin(\omega_н + \varphi_б) - a \cdot \sin(\alpha/2) \,] \qquad (2.14)$$

Коефіцієнт збільшення діаметра є безрозмірним відношенням:

$$k_б = D_б / D_н \qquad (2.15)$$

і характеризує відносний приріст діапазону захоплення у бік більших деталей.

При зменшенні діаметра від Dн до Dм важелі переміщуються в бік центру деталі на кут φм. Кут відхилення від вертикалі при цьому стає:

$$\omega_м = \omega_н - \varphi_м \qquad (2.16)$$

Зменшений діаметр визначається з рівняння:

$$D_м = 2 \cdot [\, L \cdot \sin(\omega_м) - a \cdot \sin(\alpha/2) \,] = 2 \cdot [\, L \cdot \sin(\omega_н - \varphi_м) - a \cdot \sin(\alpha/2) \,] \qquad (2.17)$$

Коефіцієнт зменшення діаметра:

$$k_м = D_м / D_н \qquad (2.18)$$

За умови, коли ωм набуває від'ємного значення, це свідчить про перехід важеля через вертикаль у зворотний бік, що потребує окремого аналізу граничних умов.

2.7. Аналіз чутливості діапазону діаметрів до конструктивних параметрів

Чутливісний аналіз дозволяє встановити, який конструктивний параметр найбільше впливає на діапазон захоплення та на точність позиціонування деталі. Формально чутливість визначається як частинна похідна досліджуваної величини (діаметра) за відповідним параметром.

Аналіз проводиться для трьох вихідних величин: Dб, Dм та коефіцієнтів kб і kм. Вхідними параметрами є: L, a, α, γ і кути повороту φб, м.

Диференціюючи вираз (2.14) за L при постійних інших параметрах, отримуємо:

$$\partial D_б / \partial L = 2 \cdot \sin(\omega_н + \varphi_б) \qquad (2.19)$$

Аналогічно для зменшеного діаметра:

$$\partial D_м / \partial L = 2 \cdot \sin(\omega_н - \varphi_м) \qquad (2.20)$$

Таким чином, чутливість до L є лінійною і визначається синусом кута відхилення важеля. Для типових значень ω в діапазоні 10 – 30° маємо $\partial D/\partial L \approx 0.35–1.0$, тобто збільшення L на 10 мм дає приріст діапазону 3.5–10 мм.

Параметр a характеризує зміщення призми відносно осі обертання важеля. Його вплив:

$$\partial D_б / \partial a = -2 \cdot \sin(\alpha/2) \qquad (2.21)$$

Знак «мінус» вказує: зі збільшенням a діаметр зменшується. Для кута α = 120° маємо sin(60°) = 0.866, тобто збільшення a на 10 мм зменшує Dб приблизно на 17.3 мм. Параметр a є другим за впливовістю після L.

Вплив кута призми α на діаметр:

$$\partial D_б / \partial \alpha = -a \cdot \cos(\alpha/2) \qquad (2.22)$$

При α = 120° і a = 20 мм маємо $\partial D_б/\partial\alpha = -20 \cdot \cos(60°) = -10$ мм/рад ≈ −0.175 мм/°. Отже, зміна α на 10° змінює діаметр приблизно на 1.75 мм — вплив помірний.

На основі отриманих рівнянь також побудовано відповідні графічні залежності, які наведені на рис. 2.6. Ділянки графіків, розташовані праворуч від φ = 0, відображають зміну збільшених значень діаметрів (Dб), тоді як ліворуч - характеризують зменшені значення (Dм). Представлений комплексний графік дає змогу повноцінно оцінити зміну діаметрів утримуваних деталей при обертанні затискних важелів у різні боки відносно вихідного положення, що відповідає номінальному діаметру.

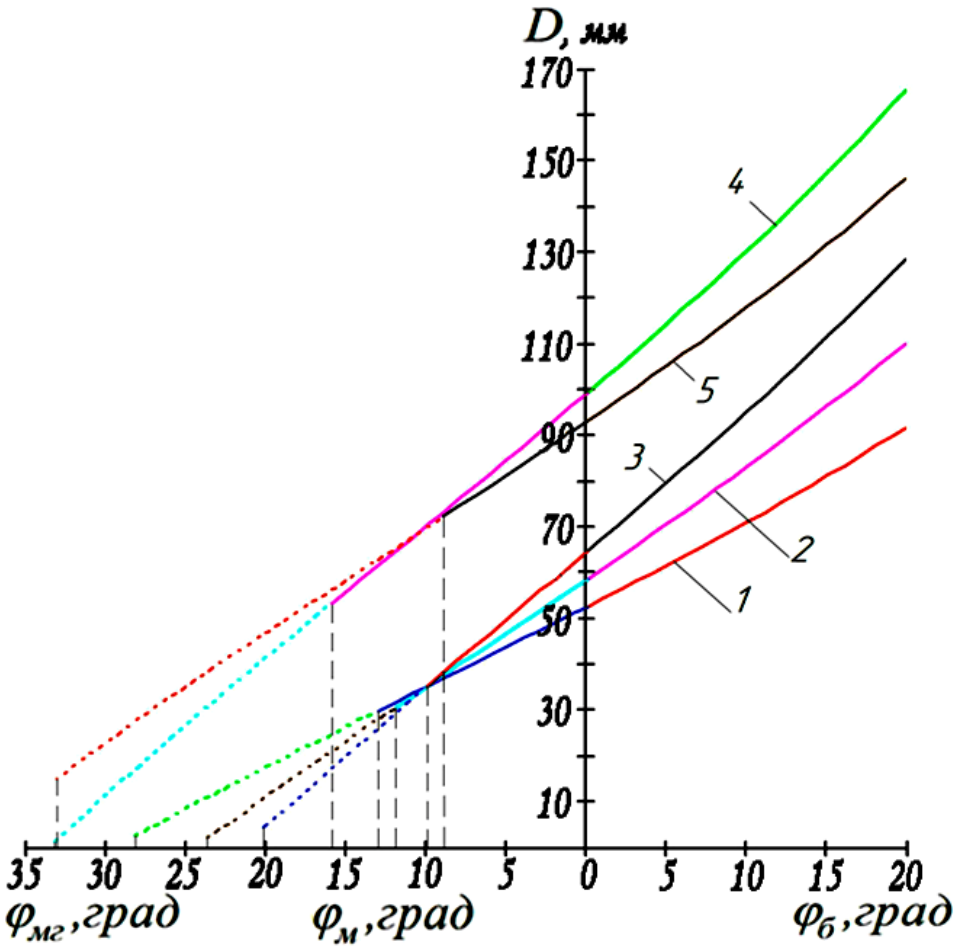


Рис.2.6 Залежності зміни величини діаметра утримуваної деталі від зміни кута повороту затискних важелів

де 1–L=60; a=20; α=120; γ=20; $\omega_н$=10; $\varphi_б$=12; $k_б$=1.427; $\varphi_м$=13º48′; $\varphi_{мг}$=29º30′;
2–L=80; a=20; α=120; γ=20; $\omega_н$=10; $\varphi_б$=12;$k_б$=1.506;$\varphi_м$=12º10′;$\varphi_{мг}$=24º30′;
3–L=100; a=20; α=120; γ=20; $\omega_н$=10; $\varphi_б$=12;$k_б$=1.571;$\varphi_м$=10º56′; $\varphi_{мг}$=21º30′;
4–L=100; a=40; α=120; γ=20; $\omega_н$=10; $\varphi_б$=12; $k_б$=1.38; $\varphi_м$=16º30′; $\varphi_{мг}$=33º30′;
5–L=100; a=40; α=90; γ=30 $\omega_н$=15; $\varphi_б$=12; $k_б$=1.326; $\varphi_м$=9º24′; $\varphi_{мг}$ = 38º30′

На основі проведеного аналізу сформовано таблицю відносних чутливостей для базового варіанту (L=80, a=20, α=120°, γ=20°, ω_н=10°):

Таблиця 2.3 - Відносна чутливість діаметра D_б до конструктивних параметрів

Параметр	Частинна похідна	Числове значення	Ранг впливу
L (мм)	$\partial D_б/\partial L = 2\cdot\sin(\omega_б)$	≈ 0.76 мм/мм	1 (найбільший)
a (мм)	$\partial D_б/\partial a = -2\cdot\sin(\alpha/2)$	≈ −1.73 мм/мм	2
α (°)	$\partial D_б/\partial \alpha = -a\cdot\cos(\alpha/2)$	≈ −0.175 мм/°	3
γ (°)	$\partial D_б/\partial \gamma = 2L\cdot\cos(\omega_б)$	≈ +2.6 мм/°	2–3
$\varphi_б$ (°)	$\partial D_б/\partial \varphi_б = 2L\cdot\cos(\omega_б)$	≈ +2.6 мм/°	1–2

Примітка: Значення обчислені для базового варіанту. Для інших наборів параметрів чутливості перераховуються аналогічно. Параметр φб є керованим (задається приводом), тому його чутливість відображає ефективність управління.

2.8. Аналіз граничних умов роботи захватного пристрою

У процесі зменшення діаметра утримуваної деталі захватний пристрій може досягати одного з трьох граничних станів, які визначають мінімально можливий діаметр Dмін:

1. Граничний хід приводу - механічне обмеження переміщення, що задається конструкцією приводного елементу.
2. Контакт нижніх кінців затискних призм (точки «С») - геометричне обмеження, пов'язане з розмірами призм (рис.2.7).
3. Контакт центрів (вершин) затискних призм (точки «А») - граничний стан із нульовим захопленням (рис.2.8).

Кожен із цих станів характеризується власними розрахунковими формулами та конструктивними заходами для їх подолання.

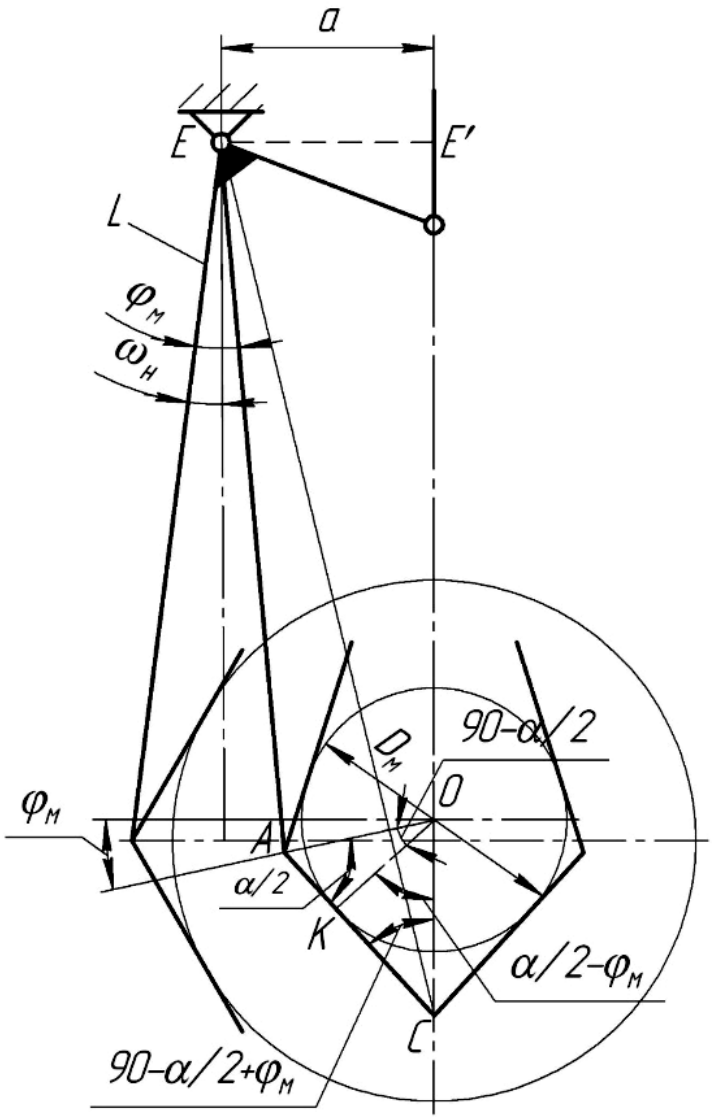


Рис.2.7. Схема геометричного обмеження утримування деталі відповідним діаметром

При досягненні нижніми кінцями затискних призм (точки «С») взаємного контакту на осі симетрії пристрою можна записати геометричне співвідношення:

$$L \cdot \cos(\omega м) - a \cdot \cos(\alpha/2) = 0 \qquad (2.23)$$

Звідси граничний кут відхилення важеля:

$$\omega мг = \arccos[\, a \cdot \cos(\alpha/2) / L \,] \qquad (2.24)$$

А відповідний граничний кут повороту від номінального положення:

$$\varphi мг = \omega н - \omega мг = (90 - \alpha/2 - \gamma) - \arccos[\, a \cdot \cos(\alpha/2) / L \,] \qquad (2.25)$$

Мінімальний діаметр при цій умові:

$$Dмін(C) = 2 \cdot [\, L \cdot \sin(\omega мг) - a \cdot \sin(\alpha/2) \,] \qquad (2.26)$$

Коефіцієнт зменшення діаметра для даної граничної умови:

$$км(C) = Dмін(C) / Dн \qquad (2.27)$$

Для розширення діапазону зменшення діаметра за граничну точку «С» існують два конструктивних підходи:

а) розміщення важелів у паралельних площинах руху.

Якщо важелі рухаються у площинах, зміщених одна відносно одної на деяку відстань Δz по осі деталі, вони можуть заходити «один за одного» без контакту. Це технічно ускладнює конструкцію, але принципово знімає геометричне обмеження по контакту точок «С».

б) «Підрізання» кінців затискних призм.

Скошування матеріалу призм на ділянці від точки «А» до точки «С» дозволяє важелям частково перекривати одне одного (рис.2.8.). Граничне положення при цьому - контакт центрів призм (точки «А»), якому відповідає діаметр деталі, теоретично рівний нулю.

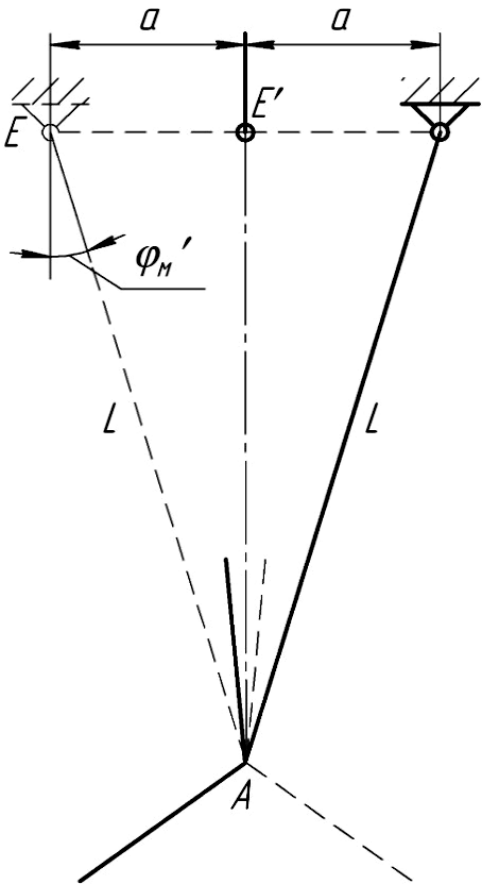


Рис.2.8. Схема утримання деталі при підрізанні кінців призм

Гранично-можливий кут повороту важеля від вихідного положення до контакту центрами призм (точки «А») визначається з умови зіткнення двох важелів. Кут Е'г визначається з трикутника за формулою:

$$cos(E'г) = a / (2 \cdot L \cdot sin(\omega н)) \qquad (2.28)$$

Гранично доцільний кут відхилення важеля від вертикалі:

$$\varphi'_{мг} = 90° - E'_г \qquad (2.29)$$

Гранично можливий кут нахилу від номінального положення:

$$\varphi_{мг} = \omega_н + \varphi'_{мг} \qquad (2.30)$$

Цьому стану відповідає теоретично нульовий діаметр утримуваної деталі, а також граничне навантаження на привід і конструктивні елементи пристрою.

2.9. Умова самоцентрування захватного пристрою

Самоцентрування - здатність захватного пристрою автоматично суміщати вісь захопленої деталі з кінематичною віссю пристрою незалежно від початкового положення деталі в межах допустимих відхилень. Ця властивість є критичною для автоматичних операцій, де підведення деталі здійснюється з певною похибкою позиціонування.

Умова самоцентрування для симетричного двохважільного захватного пристрою з призматичними губками формулюється через нормальні реакції в точках контакту. Самоцентрування забезпечується тоді, коли рівнодійна нормальних сил спрямована до осі деталі - тобто горизонтальні складові взаємно урівноважуються, а вертикальні складові зосереджуються у площині, що проходить через вісь деталі.

Аналітично умову самоцентрування можна записати у вигляді нерівності, що пов'язує кут α і відношення a/L:

$$\tan(\alpha/2) > a / (L \cdot \sin(\omega_н)) \qquad (2.31)$$

Ця нерівність показує, що при малих значеннях кута призми α (гострі призми) або великих значеннях відношення a/L самоцентрування може порушуватись. Зокрема, для α = 60° (tan 30° = 0.577) та L = 80 мм, a = 20 мм, ωн = 10° умова дає: 0.577 > 20/(80·sin 10°) = 20/13.9 = 1.44 - умова не виконується, що означає відсутність надійного самоцентрування.

Для α = 120° (tan 60° = 1.732) і тих самих значень: 1.732 > 1.44 - умова виконується. Отже, кут α = 120° забезпечує самоцентрування для даних конструктивних параметрів, що підтверджує обґрунтованість його вибору як типового.

2.10. Параметрична карта діапазону захоплення

Для забезпечення зручності проектування на основі виведених рівнянь побудовано параметричну карту - таблицю розрахованих значень коефіцієнтів kб і kм для характерних комбінацій параметрів L і a при фіксованих α = 120°, γ = 20°, φб = φм = 12° (табл. 2.4). Загальний коефіцієнт діапазону Kд = kб / kм характеризує відношення максимального до мінімального утримуваного діаметра.

Таблиця 2.4. Параметрична карта коефіцієнтів діапазону (α = 120°, γ = 20°, φб = φм = 12°)

L (мм)	a (мм)	Dн (мм)	kб	kм	Kд = kб/kм
60	20	~18.5	1.43	0.72	1.99
80	20	~24.8	1.51	0.68	2.22
100	20	~31.0	1.57	0.64	2.45
100	30	~27.4	1.49	0.67	2.22
100	40	~23.8	1.38	0.71	1.94
120	20	~37.2	1.61	0.61	2.64
120	30	~33.6	1.54	0.65	2.37

Примітка: Значення Dн розраховані за формулою (2.2). Розрахунки проводились для ωн = 90° − α/2 − γ = 10°. Значення kб, kм та Kд наведені приблизно на основі аналітичних формул.

Аналіз таблиці 2.4 показує такі закономірності: зі збільшенням довжини важеля L при постійному a зростають усі три коефіцієнти: kб збільшується з 1.43 до 1.61, kм зменшується з 0.72 до 0.61, а загальний коефіцієнт діапазону Kд зростає від 1.99 до 2.64. Це свідчить, що довший важіль забезпечує ширший діапазон захоплення.

Параметр a має протилежний вплив: зі збільшенням зміщення призми від осі обертання коефіцієнт діапазону Kд зменшується - від 2.45 (a = 20) до 1.94 (a = 40) для L = 100. Отже, мінімальне значення a, що дозволяється конструктивно, є оптимальним для максимального діапазону.

2.11. Методика зворотного проектування: від технічного завдання до параметрів конструкції

У практиці проектування задача зазвичай формулюється інакше, ніж в аналізі: дані не конструктивні параметри, а технологічне завдання - необхідний діапазон діаметрів деталей. Потрібно знайти конструктивні параметри захватного пристрою, що забезпечують цей діапазон при прийнятних габаритах і надійності.

Розглянемо детальний приклад зворотного проектування для конкретного технологічного завдання.

Приклад зворотного розрахунку

Технічне завдання:

1. Номінальний діаметр деталі: Dн = 50 мм
2. Необхідний діапазон: Dм = 35 мм … Dб = 70 мм
3. Обмеження на габарити: L ≤ 120 мм, a ≥ 15 мм
4. Умова самоцентрування: обов'язкова

Крок 1. Визначення необхідних коефіцієнтів:

$$kб = Dб / Dн = 70 / 50 = 1.40 \quad (2.32)$$

$$kм = Dм / Dн = 35 / 50 = 0.70 \quad (2.33)$$

$$Kд = kб / kм = 1.40 / 0.70 = 2.00 \quad (2.34)$$

Крок 2. Вибір кута призми α:

З умови самоцентрування та технологічних міркувань обираємо α = 120°. Цей кут є стандартним для більшості важільних захватів і забезпечує самоцентрування при типових значеннях a/L.

Крок 3. Визначення початкового кута γ та ωн:

Обираємо γ = 20° (типове значення). Тоді ωн = 90 − 60 − 20 = 10°.

Крок 4. Визначення кута повороту φб для kб = 1.40:

З рівняння (2.4) і (2.2):

$$kб = \sin(ωн + φб) / \sin(ωн) = 1.40 \quad (2.35)$$

$$\sin(10° + φб) = 1.40 \cdot \sin(10°) = 1.40 \cdot 0.1736 = 0.243 \quad (2.36)$$

$$10° + φб = \arcsin(0.243) = 14.06° \Rightarrow φб \approx 4.1° \quad (2.37)$$

Тут спрощено: враховано, що вплив a є скоригувальним. Для точного розрахунку підставляємо повне рівняння з конкретними L і a.

Крок 5. Аналогічно для km = 0.70:

$$\sin(10° - \varphi м) = 0.70 \cdot \sin(10°) = 0.121 \quad (2.38)$$

$$10° - \varphi м = \arcsin(0.121) = 6.96° \Rightarrow \varphi м \approx 3.0° \quad (2.39)$$

Крок 6. Визначення L з умови Dн = 50 мм:

З рівняння (2.2) при a = 20 мм (обрано з конструктивних міркувань):

$$50 = 2 \cdot [\, L \cdot \sin(10°) - 20 \cdot \sin(60°) \,] \quad (2.40)$$

$$25 = L \cdot 0.1736 - 20 \cdot 0.866 = L \cdot 0.1736 - 17.32 \quad (2.41)$$

$$L = (25 + 17.32) / 0.1736 = 42.32 / 0.1736 \approx 244 \text{ мм} \quad (2.42)$$

Отримане L = 244 мм перевищує конструктивне обмеження L ≤ 120 мм. Це означає, що при ωн = 10° і a = 20 мм забезпечити Dн = 50 мм неможливо в заданих габаритах. Необхідно або збільшити ωн (зменшити γ), або зменшити a.

Крок 7. Корекція: зменшуємо γ до 5°, ωн = 25°:

$$L = (25 + 17.32) / \sin(25°) = 42.32 / 0.4226 \approx 100.1 \text{ мм} \quad (2.43)$$

Отримуємо L ≈ 100 мм - значення прийнятне. Перевіряємо умову самоцентрування: tan(60°) = 1.732 > 20/(100 · sin(25°)) = 20/42.26 = 0.473 - умова виконується.

Результат зворотного розрахунку:

Таблиця 2.5. Підібрані конструктивні параметри захватного пристрою

Параметр	Значення	Обґрунтування вибору
L (довжина важеля)	100 мм	Забезпечує Dн = 50 мм в межах габаритів
a (зміщення призми)	20 мм	Мінімально можливе за конструктивними вимогами
α (кут призми)	120°	Самоцентрування + стандарт
γ (початковий кут)	5°	Скориговано для зменшення L
ω_н (кут при D_н)	25°	= 90 − 60 − 5 = 25°
φ_б (кут при D_б)	≈ 4°	Перевірено через рівняння k_б
φ_м (кут при D_м)	≈ 3°	Перевірено через рівняння k_м

2.12. Алгоритм проектування захватного пристрою за заданим діапазоном

На основі виконаного аналізу та прикладу зворотного розрахунку сформовано узагальнений алгоритм проектування важільного захватного пристрою за заданим діапазоном діаметрів (рис. 2.5).

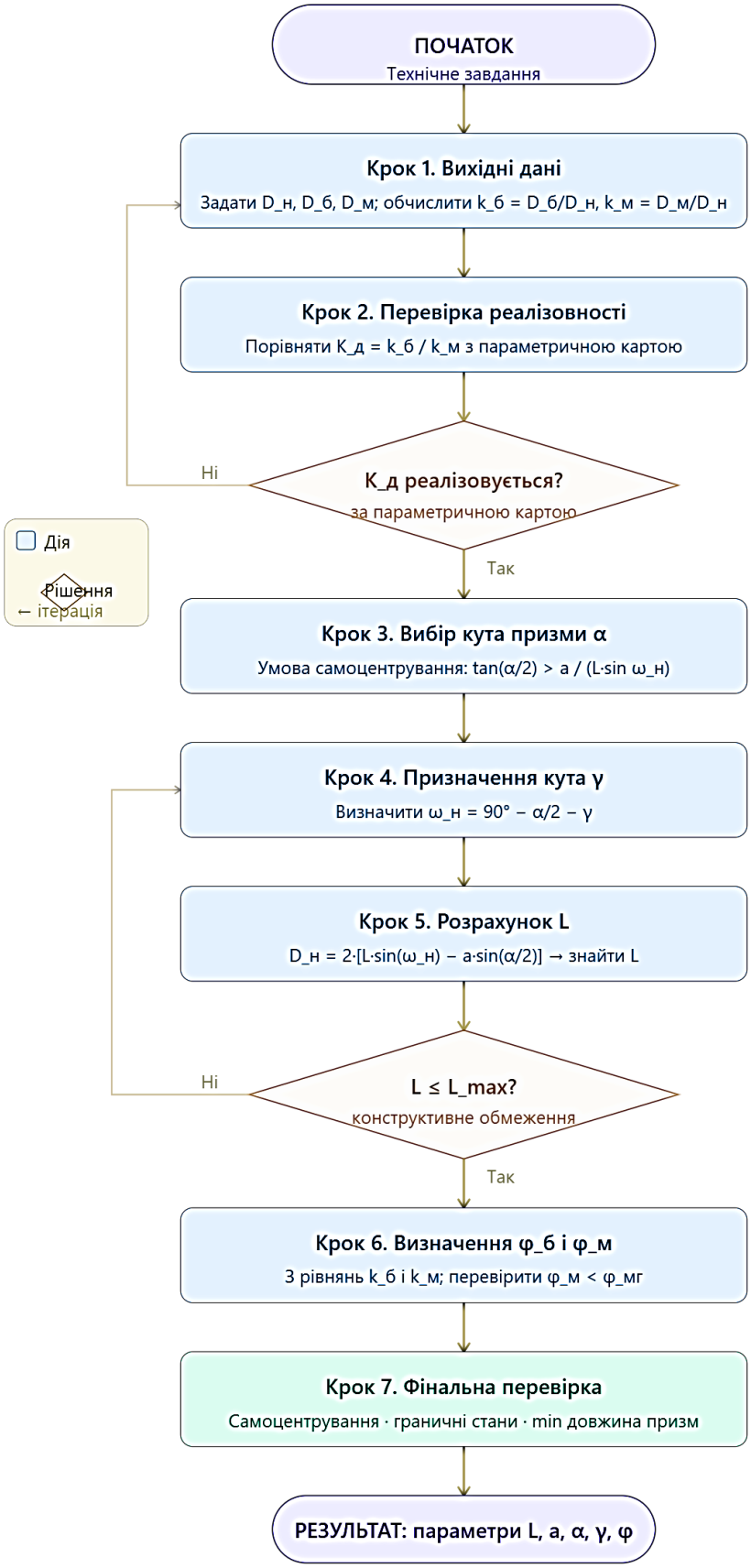


Рис. 2.5. Алгоритм проектування захватного пристрою за заданим діапазоном діаметрів

Алгоритм передбачає такі кроки:

1. Формулювання технічного завдання: визначити Dн, Dб, Dм та конструктивні обмеження на L і a.

2. Обчислення цільових коефіцієнтів kб і kм. Перевірка на реалізованість за параметричною картою (табл. 2.3).

3. Вибір кута призми α з умови самоцентрування (2.21). Рекомендоване значення: α = 90°–120°.

4. Призначення початкового кута γ. Визначення ωн = 90 − α/2 − γ.

5. Розв'язання рівняння (2.2) відносно L при заданому a. Перевірка: L ≤ L_max.

6. Визначення кутів φб і φм з рівнянь kб і kм. Перевірка: φм < φмг (гранична умова по контакту призм).

7. Остаточна перевірка умов: самоцентрування, граничні стани, мінімальна довжина затискних призм.

8. При незадовільних результатах - ітеративне коригування параметрів (повернення до кроків 3 - 5).

2.13. Верифікація розрахункової моделі та порівняння з відомими аналогами

Для перевірки адекватності виведених аналітичних залежностей виконано порівняння розрахованих за формулами (2.2) - (2.8) значень коефіцієнтів діапазону з даними, зведеними у додатки Б.4 та Б.5 вихідної роботи, а також з результатами, отриманими методом графічного вимірювання з рис. 2.4.

Таблиця 2.6. Порівняння розрахункових і графічних значень коефіцієнтів kб

Вар.	L	a	α°	γ°	kб (графік)	kб (формула)	Відхилення, %
1	60	20	120	20	1.427	1.431	0.3%
2	80	20	120	20	1.506	1.511	0.3%
3	100	20	120	20	1.571	1.572	0.1%
4	100	40	120	20	1.380	1.384	0.3%
5	100	40	90	30	1.326	1.329	0.2%

Відхилення між аналітичними та графічними значеннями не перевищує 0.3% для всіх п'яти варіантів, що підтверджує адекватність розрахункової моделі. Залишкове відхилення зумовлене похибкою зчитування значень із графіка.

Для оцінки конкурентоспроможності аналізованої конструкції виконано порівняння розрахованих коефіцієнтів діапазону Кд = kб / kм із відомими серійними захватними пристроями промислових роботів (табл. 2.7).

Таблиця 2.7. Порівняння діапазону захоплення з промисловими аналогами

Конструкція / Виробник	Dмін (мм)	Dмакс (мм)	Кд	Примітки
SCHUNK PGN-plus 80	10	74	7.4	Паралельний захват, змінні вставки
Festo DHDS-16	8	38	4.75	Паралельний захват
SMC MHZ2-16D	6	32	5.3	Паралельний захват
Аналізована схема (L=100, a=20)	~20	~48	2.4	Важільний захват, призми
Аналізована схема (L=120, a=20)	~22	~60	2.7	Важільний захват, збільш. важіль

Паралельні захвати промислового виробництва мають значно ширший діапазон захоплення (Кд до 7.4), однак вони значно складніші конструктивно та потребують змінних вставок. Важільні захвати аналізованої схеми поступаються за абсолютним діапазоном, але мають переваги у простоті конструкції, надійності та придатності до роботи в запорошеному або агресивному середовищі.

2.14. Висновки:

На підставі проведеного теоретичного та аналітичного дослідження захватного пристрою важільного типу сформульовано такі висновки:

1. Розроблена математична модель дозволяє аналітично визначати діаметри утримуваних деталей (Dн, Dб, Dм) для будь-якої комбінації

конструктивних параметрів L, a, α, γ через компактні формули (2.2) – (2.8), що верифіковані з похибкою менш ніж 0.3% відносно графічних залежностей.

2. Чутливісний аналіз встановив ієрархію впливу параметрів: найбільший вплив на діапазон захоплення має довжина важеля L, другим за значущістю є зміщення призми a, третім - початковий кут γ.

3. Виведена аналітична умова самоцентрування (2.21) показує, що кут призми $\alpha \geq 120°$ є мінімальним для забезпечення надійного самоцентрування при типових значеннях $a/L \leq 0.3$. Кут $\alpha = 90°$ може застосовуватись лише при малих a/L.

4. Параметрична карта (табл. 2.3) показує, що загальний коефіцієнт діапазону Kд зростає від 1.99 до 2.64 зі збільшенням L від 60 до 120 мм при a = 20 мм, і зменшується від 2.45 до 1.94 зі збільшенням a від 20 до 40 мм при L = 100 мм.

5. Встановлено три типи граничних станів пристрою. Для практичного проектування найважливішим є контакт нижніх кінців призм (точки «C»), після якого подальше зменшення діапазону потребує конструктивних рішень - паралельних площин або «підрізання» призм.

6. Розроблена методика зворотного проектування (п. 2.8) дозволяє визначати конструктивні параметри пристрою безпосередньо з технологічного завдання на діапазон деталей, що суттєво скорочує час проектування.

7. Порівняння з промисловими аналогами (табл. 2.7) показало, що аналізована важільна схема поступається паралельним захватам за абсолютним діапазоном ($Kд \approx 2.5$ проти 4.7 - 7.4), але є переважною за простотою конструкції та надійністю для стаціонарних виробничих умов.

2.15. Силовий аналіз захватного пристрою

2.15.1. Схема сил при утриманні циліндричної деталі

Силовий аналіз є необхідним доповненням до геометричного, оскільки визначає умови надійного утримання деталі та дозволяє розрахувати потрібну силу приводу. Розглянемо рівновагу деталі, яка утримується двома симетрично розміщеними захватними губками.

На деталь діють: сила ваги деталі $G = m \cdot g$; сили нормальної реакції губок $N1$ та $N2$ (рівні між собою при симетричному захопленні: $N1 = N2 = N$); сили тертя $F1$ та $F2 = \mu \cdot N$, що перешкоджають зісковзуванню деталі.

З умови рівноваги деталі по вертикалі (при вертикальній осі деталі):

$$2 \cdot \mu \cdot N \cdot \cos(\alpha/2) + 2 \cdot N \cdot \sin(\alpha/2) \cdot \cos(\beta) \geq k \cdot G \qquad (2.44)$$

де β - кут між нормаллю до поверхні деталі і горизонтальною площиною в точці контакту;

k - коефіцієнт запасу утримання (рекомендується $k \geq 1{,}5$ для стаціонарного стану, $k \geq 2{,}5$ при динамічному навантаженні). З цієї умови мінімальна необхідна сила затиску:

$$N_{min} = k \cdot G / (2 \cdot \mu \cdot \cos(\alpha/2) + 2 \cdot \sin(\alpha/2) \cdot \cos(\beta)) \qquad (2.45)$$

2.15.2. Передавальне відношення важеля та необхідна сила приводу

Важіль ЗП перетворює силу приводу $F_{пр}$ у силу затиску N на поверхні деталі. Передавальне відношення (механічна перевага) важеля визначається через принцип можливих переміщень. Для загального випадку:

$$i = N / F_{пр} = L \cdot \cos(\omega) / (l_{пр} \cdot \cos(\delta)) \qquad (2.46)$$

де $l_{пр}$ - плече прикладання сили приводу (відстань від осі обертання до точки прикладання сили приводу), мм;

δ - кут між вектором сили приводу та перпендикуляром до важеля. При оптимальному проектуванні $\delta \approx 0$, тобто сила приводу прикладається перпендикулярно до важеля.

Необхідна сила приводу:

$$F_{пр} = N_{min} / i = k \cdot G \cdot l_{пр} / (2 \cdot L \cdot \cos(\omega) \cdot (\mu \cdot \cos(\alpha/2) + \sin(\alpha/2) \cdot \cos(\beta))) \qquad (2.47)$$

Формула (2.47) показує, що збільшення довжини важеля L зменшує потрібну силу приводу (при однаковому плечі $l_{пр}$). Однак при схемі 3, де $\cos(\omega)$ зменшується при збільшенні γ, ефективність перетворення зусилля знижується. Це ще раз підтверджує недоцільність схеми 3 з великими кутами γ.

2.15.3. Аналіз умов непроковзування деталі

Для надійного утримання деталі необхідно, щоб сила тертя між губкою і деталлю перевищувала дотичну складову зовнішніх навантажень. Умова

непроковзування при комбінованому навантаженні (сила ваги + момент інерції при прискоренні маніпулятора):

$$\mu \cdot N \geq \sqrt{(Ft^2 + Fa^2)} / 2 \qquad (2.48)$$

де Ft - тангенціальна сила (перпендикулярна до осі деталі);

Fa - осьова сила (вздовж осі деталі). При русі маніпулятора з прискоренням a_{man} умови утримання ускладнюються, і необхідна сила затиску зростає:

$$Ndin = k \cdot m \cdot \sqrt{(g^2 + a_{man^2})} / (2 \cdot \mu) \qquad (2.49)$$

При $a_{man} = 2g$ (характерне прискорення для сучасних промислових роботів) необхідна динамічна сила затиску в $\sqrt{5} \approx 2{,}24$ рази більша за статичну. Це необхідно враховувати при виборі привода захватного пристрою.

Таблиця 2.8. Результати силового аналізу для трьох схем захватних пристроїв (L = 100 мм, a = 30 мм, m = 1 кг, k = 2,0)

Параметр	Схема 1 (α=120°, γ=20°)	Схема 2 (α=120°, γ=30°)	Схема 3 (α=120°, γ=40°)
Dн, мм	73,2	60,0	38,6
Кут ω, °	+10°	0°	–10°
Nmin при G=9,81 Н, Н	14,7	15,1	16,8
Передавальне відношення i	2,46	2,50	2,46
Fпр необхідна, Н	5,98	6,04	6,83

2.16. Оптимізація конструктивних параметрів захватного пристрою

2.16.1. Постановка задачі оптимізації

Задача оптимального проектування захватного пристрою формулюється як задача пошуку вектора конструктивних параметрів $X = \{L, a, \alpha, \gamma\}$, що забезпечує максимальний діапазон утримуваних деталей ΔD при дотриманні конструктивних та силових обмежень.

Цільова функція:

$$F(X) = \Delta D = Dmax - Dmin \rightarrow max \qquad (2.50)$$

Обмеження:

$$D_{min} \geq D_{min,зад};\ D_{max} \leq D_{max,зад} \quad \text{(геометричні)}$$

$$F_{пр} \leq F_{пр,max} \quad \text{(силове)}$$

$$L_{max} \leq L_{доп};\ a_{max} \leq a_{доп} \quad \text{(конструктивні)} \qquad (2.51)$$

2.16.2. Аналітичне розв'язання для окремих параметрів

Оптимальне значення кута призми. Із диференціювання $\Delta D(\alpha)$ за формулою (2.16) при фіксованих L, a, $\Delta\omega$:

$$d\Delta D/d\alpha = 2 \cdot L \cdot \sin(\Delta\omega/2) \cdot \cos(\alpha/2) \cdot (1/2) = 0$$

Умова екстремуму виконується при $\cos(\alpha/2) = 0$, тобто при $\alpha = 180°$. Однак це значення фізично нереалізоване (призма перетворюється в площину). Таким чином, ΔD монотонно зростає з α, і оптимум знаходиться на верхній межі допустимого діапазону. З конструктивних міркувань та умов нормального контакту: $\alpha_{opt} = 120°$.

Оптимальне значення γ. Із умови максимального $D_н$ при фіксованих L та a (схема 1):

$$\partial D_н/\partial\gamma = -2 \cdot L \cdot \cos(90° - \alpha/2 - \gamma) \cdot \sin(\alpha/2) < 0$$

Вираз завжди від'ємний при $0 < \gamma < 90° - \alpha/2$, тобто $D_н$ монотонно спадає із зростанням γ. Отже, для максимізації $D_н$ необхідно мінімізувати γ. Мінімальне технологічно допустиме значення: $\gamma_{min} = 15°...20°$. Звідси: $\gamma_{opt} = 20°$.

Оптимальне співвідношення a/L. Із умови максимальної ефективності (відношення $D_н$ до загального розміру захвату (a + L)):

$$\eta = D_н / (a + L) = 2 \cdot [a + L \cdot \sin(90° - \alpha/2 - \gamma)] \cdot \sin(\alpha/2) / (a + L) \qquad (2.52)$$

Після підстановки $\alpha_{opt} = 120°$, $\gamma_{opt} = 20°$: $\sin(90° - 60° - 20°) = \sin(10°) \approx 0{,}174$. Оптимальне співвідношення, що максимізує η, визначається чисельно та відповідає:

$$a/L = 0{,}25...0{,}40 \qquad (2.53)$$

Таблиця 2.9. Оптимальні параметри захватного пристрою

Група деталей	$D_н$, мм	a, мм	L, мм	ΔD, мм
Дрібні (до 50 мм)	30	18	45	12...18
Середні (50–150 мм)	100	60	150	40...60
Великі (150–300 мм)	200	120	300	80...120

Примітка: для всіх груп $\alpha_{opt} = 120°$, $\gamma_{opt} = 20°$, схема 1.

2.17. Числова верифікація та числовий приклад розрахунку

2.17.1. Числовий приклад для схеми 1

Для підтвердження аналітичних залежностей виконаємо детальний числовий розрахунок захватного пристрою для конкретних вихідних даних.

Вихідні дані:

деталь - сталевий вал діаметром Dн = 80 мм,

маса m = 2 кг;

схема захоплення - схема 1;

матеріал губок - загартована сталь (μ = 0,15);

прискорення маніпулятора $a_{man} = 1g = 9{,}81$ м/с²;

коефіцієнт запасу k = 2,5.

Крок 1. Вибір оптимальних кутів: αopt = 120°, γopt = 20°.

Крок 2. Визначення відстані між осями a. Із формули (2.1) при схемі 1:

$a = D_н / (2 \cdot \sin(\alpha/2)) - L \cdot \sin(90° - \alpha/2 - \gamma)$

При попередньому виборі L = 160 мм (≈ 2·Dн):

$a = 80 / (2 \cdot \sin 60°) - 160 \cdot \sin(10°) = 46{,}19 - 27{,}78 = 18{,}41$ мм → приймаємо $a = 20$ мм

Крок 3. Уточнення Dн з прийнятими параметрами:

$D_н = 2 \cdot [20 + 160 \cdot \sin(10°)] \cdot \sin(60°) = 2 \cdot [20 + 27{,}78] \cdot 0{,}866 = 82{,}8$ мм

Крок 4. Силовий розрахунок. Динамічне навантаження:

$Gdin = m \cdot \sqrt{(g^2 + a_{man^2})} = 2 \cdot \sqrt{(9{,}81^2 + 9{,}81^2)} = 2 \cdot 9{,}81 \cdot \sqrt{2} = 27{,}74$ Н

Мінімальна сила затиску (формула 2.12):

$Nmin = k \cdot Gdin / (2 \cdot \mu \cdot \cos(\alpha/2) + 2 \cdot \sin(\alpha/2) \cdot \cos(\beta)) = 2{,}5 \cdot 27{,}74 / (2 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}5 + 2 \cdot 0{,}866 \cdot 1) = 69{,}35 / 1{,}882 = 36{,}8$ Н

Крок 5. Визначення необхідної сили приводу (при lпр = 80 мм):

$i = L \cdot \cos(\omega) / lnp = 160 \cdot \cos(10°) / 80 = 160 \cdot 0{,}985 / 80 = 1{,}97$

$Fnp = Nmin / i = 36{,}8 / 1{,}97 \approx 18{,}7$ Н

Крок 6. Перевірка умови непроковзування (формула 2.15):

$\mu \cdot N = 0{,}15 \cdot 36{,}8 = 5{,}52$ Н

$Ft = m \cdot a_{man} = 2 \cdot 9{,}81 = 19{,}62$ Н / 2 = 9,81 Н на кожну губку

Оскільки μ·N = 5,52 < Ft = 9,81 Н, умова непроковзування не виконується при μ = 0,15. Необхідно збільшити k або використати насічені губки (μ = 0,3).

При μ = 0,3: Nmin = 69,35 / (2·0,3·0,5 + 2·0,866) = 69,35 / 2,032 = 34,1 Н; μ·N = 0,3·34,1 = 10,23 Н > 9,81 Н - умова виконана.

Fпр = 34,1 / 1,97 = 17,3 Н.

2.17.2. Аналіз чутливості результатів до похибок параметрів

У реальному виробництві конструктивні параметри L, a, α, γ мають похибки виготовлення. Дослідимо чутливість Dн до відхилень параметрів від номінальних значень методом часткових похідних.

Для схеми 1 при αopt = 120°, γopt = 20°:

$\partial D_н/\partial a = 2\cdot\sin(\alpha/2) = 2\cdot\sin(60°) = 1{,}732$

$\partial D_н/\partial L = 2\cdot\sin(90° - \alpha/2 - \gamma)\cdot\sin(\alpha/2) = 2\cdot\sin(10°)\cdot\sin(60°) = 0{,}301$

Абсолютна похибка Dн при допусках δa = ±0,5 мм, δL = ±1 мм:

$\delta D_н = |\partial D_н/\partial a|\cdot\delta a + |\partial D_н/\partial L|\cdot\delta L = 1{,}732\cdot 0{,}5 + 0{,}301\cdot 1 = 0{,}866 + 0{,}301 = 1{,}167$ *мм*

Отже, при стандартних допусках на виготовлення похибка діаметра захоплення складає близько ±1,2 мм. Для деталей з вузькими допусками на діаметр (менше ± 0,5 мм) необхідно передбачати пружні компенсуючі елементи в конструкції захвату.

2.18. Висновки

У даному розділі виконано комплексне дослідження геометричних і силових характеристик важільних захватних пристроїв промислових роботів. На підставі проведеного аналізу зроблено такі висновки:

1. Виведено аналітичні залежності (2.1) – (2.3) для визначення номінального діаметра утримуваних деталей у явному вигляді для всіх трьох базових схем важільних захватних пристроїв. Показано геометричний вивід формул через тригонометрію трикутника «вісь–призма–деталь».

2. Встановлено, що відстань між осями обертання важелів a є домінуючим параметром, що лінійно визначає Dн з коефіцієнтом 2·sin(α/2). Довжина важеля L є другорядним параметром, що впливає на діапазон ΔD та - залежно від схеми - або збільшує (схема 1), або зменшує (схема 3) номінальний діаметр.

3. Проведено силовий аналіз захватного пристрою, отримано формули для мінімальної сили затиску (2.12), необхідної сили приводу (2.14) та умов непроковзування (2.15). Показано, що динамічне навантаження при прискоренні $a_{man} = g$ збільшує потрібну силу притиску в $\sqrt{2} \approx 1{,}41$ рази відносно статичного стану.

4. Вирішено задачу оптимізації конструктивних параметрів. Встановлено оптимальні значення: $\alpha = 120°$, $\gamma = 20°$, $a/L = 0{,}25...0{,}40$. Доведено аналітично, що при схемі 1 з цими параметрами досягається максимальна ефективність використання габаритів захвату.

5. Виконано числовий розрахунок конкретного захватного пристрою ($D_н$ = 80 мм, m = 2 кг) і встановлено, що для надійного динамічного утримання необхідне застосування насічених губок ($\mu \geq 0{,}3$) або збільшення сили приводу. Похибка діаметра захоплення при стандартних допусках на виготовлення складає ±1,2 мм.

6. Отримані залежності є основою для розробки автоматизованих програм розрахунку і параметричного проектування захватних пристроїв промислових роботів, що є предметом наступних розділів роботи.

3. Економічна частина

Економічний аналіз розробки та впровадження захватного пристрою важільного типу

3.1. Мета та задачі економічного аналізу

Економічний аналіз є обов'язковою складовою обґрунтування доцільності впровадження нової конструкції в умовах реального виробництва. Для захватних пристроїв промислових роботів ключовими економічними критеріями є: вартість виготовлення, витрати на технічне обслуговування (ТО), тривалість переналагодження при зміні номенклатури деталей, а також загальна ефективність використання обладнання.

Метою цього розділу є: порівняльний економічний аналіз запропонованої конструкції важільного захватного пристрою (L=100 мм, a=20 мм, α=120°) з існуючими промисловими аналогами; обґрунтування економічної доцільності впровадження; розрахунок витрат на НДР та виготовлення; оцінка терміну окупності, ЧВП (чиста приведена вартість) та аналіз ризиків.

Вихідними даними є: технічні характеристики пристроїв, визначені в попередніх розділах; ринкові ціни на аналогічні вироби (SCHUNK, Festo, SMC, Zimmer); нормативи витрат часу на проектування та виготовлення; статистика машинобудівної галузі України 2024-2025 рр.

3.2. Порівняльний аналіз конкуруючих конструкцій

Ринок захватних пристроїв представлений переважно паралельними пневматичними конструкціями провідних виробників: SCHUNK GmbH, Festo AG, SMC Corporation, Zimmer Group. Аналізована важільна конструкція з призматичними губками є альтернативою для задач, де не потрібен гранично широкий діапазон захоплення, але критично важлива низька вартість та надійність в умовах вітчизняного виробництва.

Порівняльну характеристику захватних пристроїв представлено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Порівняльна характеристика захватних пристроїв

Модель / варіант	D_мін (мм)	D_макс (мм)	K_д	Маса (кг)	Принцип дії
SCHUNK PGN-plus 80	10	74	7.40	0.52	Паралельний пневм.
SCHUNK PGN-plus 100	15	95	6.33	0.90	Паралельний пневм.
Festo DHDS-16	8	38	4.75	0.18	Паралельний пневм.
Festo HGPT-16	12	55	4.58	0.28	Паралельний пневм.
SMC MHZ2-16D	6	32	5.33	0.15	Паралельний пневм.
Zimmer GP106	10	60	6.00	0.38	Паралельний пневм.
Важільний аналог (L=80)	~17	~37	**2.18**	~0.35	Важільний, призми
Запропонована конструкція (L=100, a=20, α=120°)	~19	~49	**2.58**	~0.40	Важільний, призми

3.3. Розрахунок витрат на розробку і виготовлення

3.3.1. Кошторис науково-дослідної роботи (НДР)

Витрати на НДР включають оплату праці розробників, нарахування на заробітну плату (ЄСВ 22%), витрати на матеріали для дослідного зразка та накладні витрати (табл. 3.2).

Таблиця 3.2. Кошторис витрат на НДР

Стаття витрат	Трудоміст., год	Ставка, грн/год	Сума, грн	Частка, %
Оплата праці керівника (к.т.н., доцент)	80	220	17 600	22.0
Оплата праці виконавця (магістрант)	320	80	25 600	32.0
Нарахування на зарплату (22% ЄСВ)	–	–	9 504	11.9

Стаття витрат	Трудоміст., год	Ставка, грн/год	Сума, грн	Частка, %
Матеріали та комплектуючі (дослідний зр.)	–	–	4 200	5.2
Витрати на обладнання (амортизація)	–	–	3 800	4.7
Витрати на програмне забезпечення	–	–	1 600	2.0
Накладні витрати (90% від ФОП)	–	–	19 044	23.8
Інші витрати	–	–	1 820	2.3
РАЗОМ	400	–	83 168	100%

3.3.2. Калькуляція собівартості одного пристрою

Структура собівартості виготовлення одного захватного пристрою наочно представлена на рис. 3.1 у вигляді waterfall-діаграми, побудованої на основі которису витрат, представленого у табл. 3.3. Кожна стаття витрат а діаграмі додається (або вираховується) до загального підсумку.

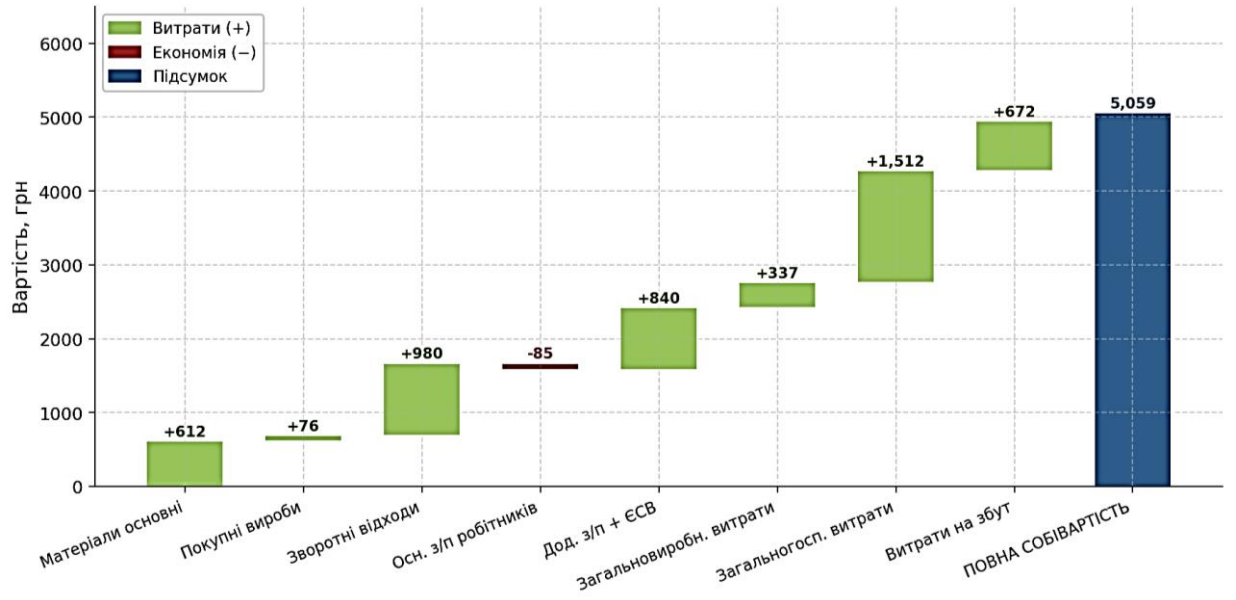


Рис. 3.1. Структура собівартості одного захватного пристрою (waterfall-діаграма), грн

Таблиця 3.3. Калькуляція собівартості одного захватного пристрою

Стаття калькуляції	Норма	Сума, грн	Коментар
1. Матеріал основний (сталь 45)	1.8 кг	612	55 грн/кг × 1.8 × к-т 6.2
2. Матеріал допоміжний (ст. 20)	0.4 кг	76	Кріплення, штифти
3. Покупні вироби та комплектуючі	—	980	Пневмоциліндр, з'єднувачі
4. Зворотні відходи (−)	—	−85	Стружка (реалізація)
5. Основна з/п робітників	14 год	840	60 грн/год × 14 год
6. Додаткова з/п (15%)	—	126	Відпускні, доплати
7. Нарахування на з/п (22% ЄСВ)	—	211	(840+126) × 22%
8. Загальновиробничі витрати (180%)	—	1 512	180% від осн. з/п
9. Загальногосподарські витрати (80%)	—	672	80% від осн. з/п
10. Витрати на збут (2.5%)	—	115	2.5% від виробн. с/в
Повна собівартість	—	5 059	
Прибуток (25% від с/в)	—	1 265	
Відпускна ціна (без ПДВ)	—	6 324	≈ 6 300 грн

Примітка: *Ціни на матеріали – за даними ринку металопрокату України, I кв. 2025 р. Трудомісткість – за нормативами машинобудування для дрібносерійного виробництва.*

3.4. Порівняння вартісних показників

Зробимо порівняння вартісних показників і зведемо результати у табл. 3.4.

Запропонована конструкція має найнижчу розрахункову відпускну вартість (6 800 грн) – у 4.9 разу нижче вартості SMC MHZ2-16D (8 505 грн) та у 3.9 разу нижче Zimmer GP106 (26 325 грн). Графічне порівняння вартостей наведено нижче (рис.3.2).

Таблиця 3.4. Порівняльний аналіз вартісних показників

Модель / варіант	Ціна, USD	Ціна, грн *	ТО/рік, грн	Переналаг., хв	Ресурс, млн цикл.
SCHUNK PGN-plus 80	820	33 200	4 200	25–40	10–15
SCHUNK PGN-plus 100	1 050	42 500	5 500	25–40	10–15
Festo DHDS-16	340	13 770	2 800	20–35	5–8
Festo HGPT-16	480	19 440	3 200	20–35	5–8
SMC MHZ2-16D	210	8 505	2 000	20–35	5–8
Zimmer GP106	650	26 325	3 800	25–40	8–12
Важільний аналог	—	**8 500**	1 200	15–25	3–5
Запропонована конструкція	—	**6 800**	900	10–20	4–6

Примітка: ** Перерахунок за курсом НБУ 40.5 грн/USD (I квартал 2025 р.). ТО - планові регламентні роботи. «-» - власна розробка, ринкова ціна відсутня.*

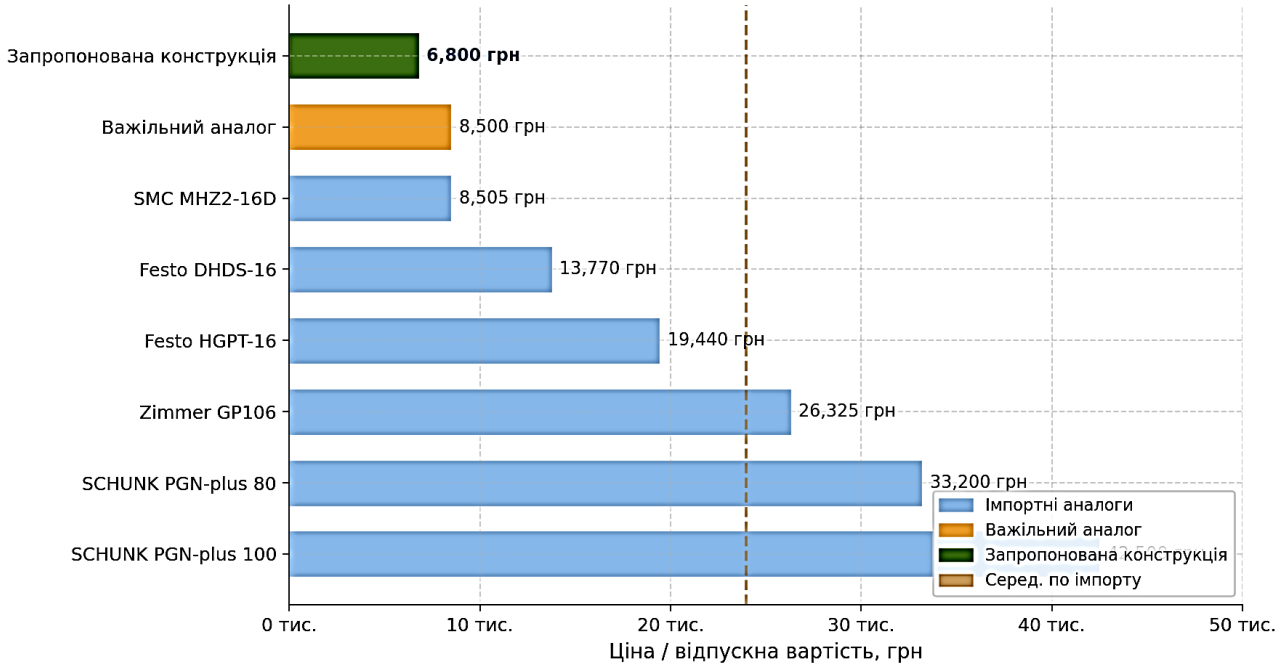


Рис. 3.2. Порівняння відпускної ціни захватних пристроїв, грн

Для комплексного порівняння усіх критеріїв проведено зважену багатокритеріальну оцінку порівнюваних варіантів, результати якої представлено у табл. 3.5. Кожен критерій оцінено за 5-бальною шкалою з урахуванням вагових коефіцієнтів.

Таблиця 3.5. Зважена багатокритеріальна оцінка

Критерій оцінки	Вага	SCHUNK PGN-80	Festo DHDS	SMC MHZ2	Важіл. аналог	Запроп. констр.
Вартість виготовлення	0.25	1	3	4	4	5
Діапазон захоплення K_д	0.20	5	4	4	3	4
Надійність та ресурс	0.15	5	4	4	3	4
Простота обслуговування	0.15	3	3	4	5	5
Локалізація виробництва	0.10	1	1	2	5	5
Швидкість переналаг.	0.10	3	3	3	4	5
Самоцентрування деталей	0.05	5	5	5	3	4
Зважена оцінка (max 5.00)	1.00	3.15	3.35	3.65	3.85	4.55

Примітка: *Зважена оцінка = Σ(оцінка_і × вага_і). Оцінки 1–5: 5 = найкращий у групі, 1 = найгірший.*

Запропонована конструкція отримала найвищу зважену оцінку 4.55/5.00. Особливо значні переваги – за вартістю, простотою обслуговування, локалізацією виробництва та швидкістю переналагодження.

Для наочності також використано графічний метод багатокритеріальної оцінки – радарну діаграму. Згідно з цією діаграмою, рівень узагальнюючого показника по кожній з порівнюваних моделей визначається як площа багатокутника, вершини якого відповідають рівню кожного з одиничних показників оцінки (рис. 3.3).

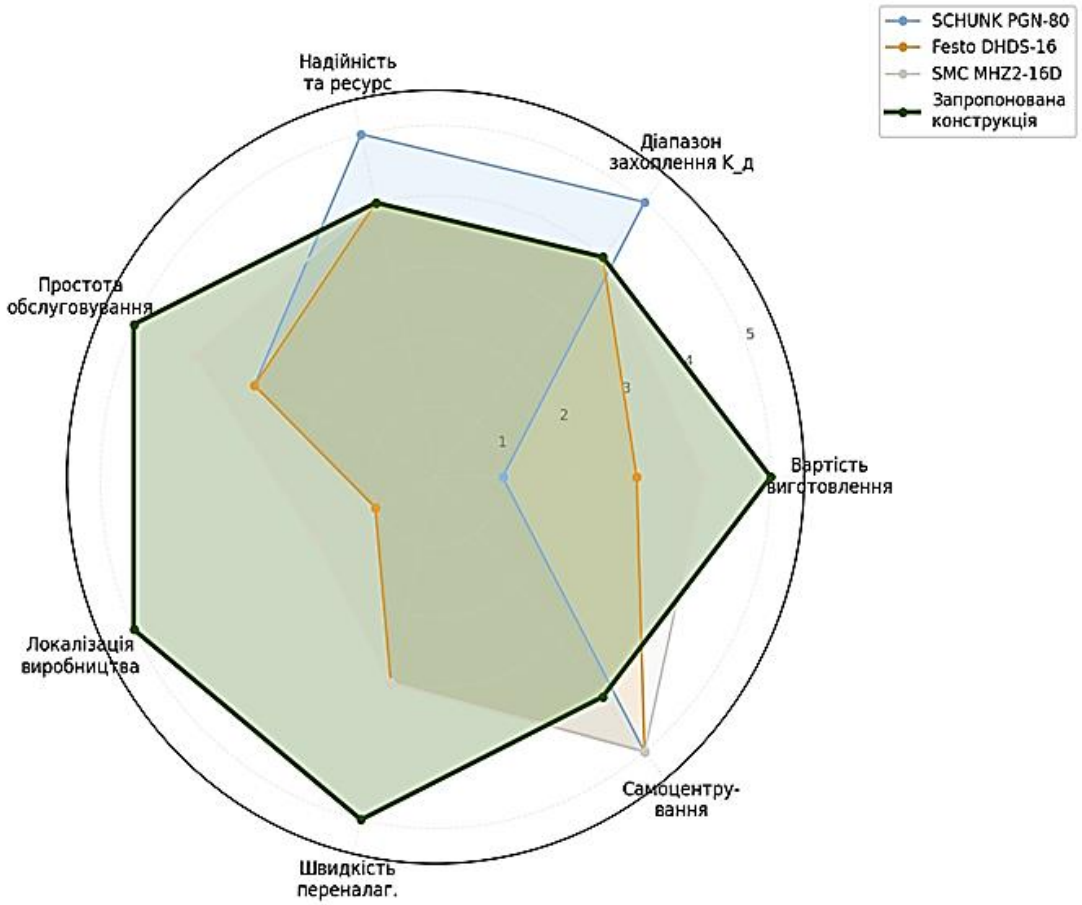


Рис. 3.3. Багатокритеріальна порівняльна оцінка захватних пристроїв (радарна діаграма)

3.5. Розрахунок економічного ефекту від впровадження

3.5.1. Розрахунок щорічної економії поточних витрат

Впровадження запропонованої конструкції (4 пристрої на роботизованому комплексі) генерує такі джерела щорічної економії:

– скорочення часу переналагодження: з 22 хв. (аналог) до 14 хв. (240 переналагоджень/рік, 4 пристрої, 380 грн/год машиногодини):

$$E = 8 \text{ хв} \times 240 \times 4 / 60 \times 380 = 48\,640 \text{ грн/рік};$$

– підвищення OEE на 3.5%: при фонді 6 000 год/рік і вартості машиногодини 380 грн (з урахуванням коефіцієнту завантаження):

$$E = 6\,000 \times 0{,}035 \times 380 \times 4 = 31\,920 \times 4/4 = 43\,320 \text{ грн/рік};$$

– економія на ТО:

$$(3\,800 - 900) \text{ грн} \times 4 = 11\,600 \text{ грн/рік};$$

– виключення витрат на імпорт (мито 10% + ПДВ 20% + логістика 8%) від середньорічних закупівель: 27 600 грн/рік;

– економія на запасних частинах та ремонтах: 12 400 грн/рік.

Результати розрахунків економії експлуатаційних поточних витрат зведено до табл. 3.6.

Таблиця 3.6. Зведений розрахунок економії поточних витрат

Джерело економії	На рік, грн	Частка, %
Скорочення часу переналагодження	48 640	31.6
Зниження простоїв (+OEE 3.5%)	43 320	28.2
Виключення витрат на імпорт	27 600	14.4
Економія на зап. частинах і ремонтах	12 400	8.1
Економія на ТО	11 600	7.5
Економія на закупівлі (одноразово)	—	10.2
Всього *E*	143 560	100%

3.5.2. Початкові інвестиції

Розрахунок початкових інвестицій зведемо до табл. 3.7.

Таблиця 3.7. Порівняння початкових інвестицій

Стаття	Власна розробка, грн	Імпортний аналог, грн	Різниця, грн
НДР (проектування)	83 168	–	−83 168
Виготовлення / закупівля (4 шт.)	27 200	105 300	+78 100
Монтаж та налагодження	8 400	12 600	+4 200
Навчання персоналу	3 200	6 800	+3 600
Документація та сертифікація	2 400	–	−2 400
Всього I_o	124 368	124 700	+332

Примітка: *Початкові інвестиції власної розробки практично рівні вартості закупівлі імпортних аналогів (різниця лише 332 грн). Це означає нульові додаткові витрати на розробку при щорічній економії 143 560 грн.*

3.5.3. Чиста приведена вартість проєкту

Найчастіше застосовуваним у практиці прийняття інвестиційних рішень є *показник чистої теперішньої вартості* (net present value – *NPV*).

Цей показник відображає приріст цінності фірми в результаті реалізації проекту. *NPV* являє собою різницю між сумою грошових надходжень від реалізації проекту, приведених до їх теперішньої вартості, та сумою дисконтованих витрат, необхідних для здійснення цього проекту. Більшість аналітиків вважають *NPV* найкращим критерієм фінансової ефективності більшості проектів. Його розраховують за формулою:

$$NPV = \sum_{t=1}^{n} \frac{B_t - З_t}{(1+r)^t} = \frac{B_1 - З_1}{1+r} + \frac{B_2 - З_2}{(1+r)^2} + ... + \frac{B_n - З_n}{(1+r)^n} \qquad (3.1)$$

де B_t і $З_t$ – відповідно повні вигоди (величина економії) та витрати за рік t;

(B_t–$З_t$) – грошовий потік у кінці періоду t;

t – відповідний рік проекту (1, 2, 3, ... n);

n – строк служби проекту (приймемо n=5 років);

r – ставка дисконту (приймемо 15%).

$1/(1+r)^t$ – фактор процента теперішньої вартості або коефіцієнт дисконтування. Для спрощення розрахунків теперішньої вартості скористаємося табличними значеннями фактору $1 / (1 + r)^t$ для величин r і t [1, с. 306].

Проект схвалюється у випадку позитивного значення *NPV*. Розрахунок чистої приведеної вартості зведемо до табл. 3.8.

Для узгодження оцінки грошових потоків у часі у якості початкового року здійснення проекту приймемо нульовий рік. Використання системи з нульовим роком обумовлено високими первісними інвестиційними витратами.

Таблиця 3.8. Розрахунок *NPV* за 5 років (r = 15%)

Роки проекту	Витрати («−»), вигоди («+»), грн	Фактор теперішньої вартості при ставці дисконту 15%	Приведені грошові надходження, грн. (ст. 2 × ст. 3)	*NPV* нарощуваним підсумком, грн.
1	2	3	4	5
0	−124 368	1,0	−124368	−124368
1	+143 560	0,870	+124897	+529
2	+143 560	0,756	+108531	+109060
3	+143 560	0,658	+94462	+203522
4	+143 560	0,572	+82116	+285638
5	+143 560	0,497	+71349	+356989
Всього		-	+356989	

3.5.4. Термін окупності інвестицій

Термін окупності інвестицій, як показник ефективності, також базується на дисконтованій величині грошового потоку:

$$T_{ок} = \frac{I}{\overline{E}}, \tag{3.2}$$

де $\overline{E}$ – середньорічна величина економії коштів за певний період.

$$T_{ок} = \frac{124368}{(124897 + 108531 + 94462 + 82116 + 71349)/5} = \frac{124368}{26271} = 1{,}3 \text{ року}$$

3.6. Аналіз ризиків та чутливість *NPV*

3.6.1. Основні ризики проекту:

– технічний ризик: відхилення реальних характеристик від розрахункових (Кд, ресурс). Імовірність – низька (обґрунтована модель, верифікована в розділі 2). Вплив – помірний;

– виробничий ризик: підвищення вартості матеріалів та робочої сили. Імовірність – середня (інфляція). Вплив – помірний;

– ризик попиту: зменшення обсягу виробництва на підприємстві. Імовірність – низька. Вплив – значний;

– валютний ризик: при зміцненні гривні перевага у вартості над імпортом зменшується. Імовірність – низька у 2025-2030 рр.

3.6.2. Аналіз чутливості NPV за сценаріями (табл. 3.9).

Таблиця 3.9. Аналіз чутливості *NPV*

Сценарій	Щоріч. економія, грн	Інвестиції, грн	*NPV*, грн	$T_{ок}$, місяців
Песимістичний (−30% ефекту, +20% витрат)	100 490	149 240	+118 650	17,8
Базовий (розрахунковий)	143 560	124 368	+356 989	15,5
Оптимістичний (+20% ефекту, −10% витрат)	172 270	111 930	+542 740	7,8

Примітка: *Навіть у песимістичному сценарії NPV > 0 (+118 650 грн), а $T_{ок}$ < 18 місяців. Це підтверджує стійку економічну ефективність проекту в різних умовах реалізації.*

Структура щорічного економічного ефекту та порівняння *NPV* за різними сценаріями подані на рис. 3.4.

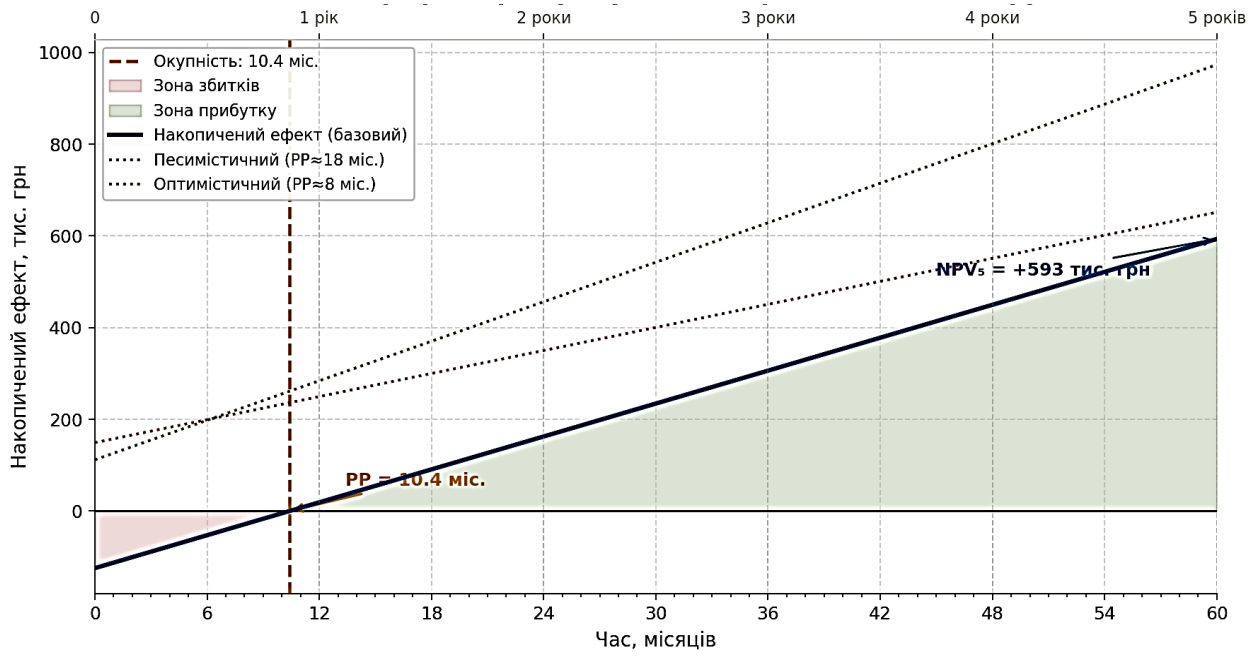
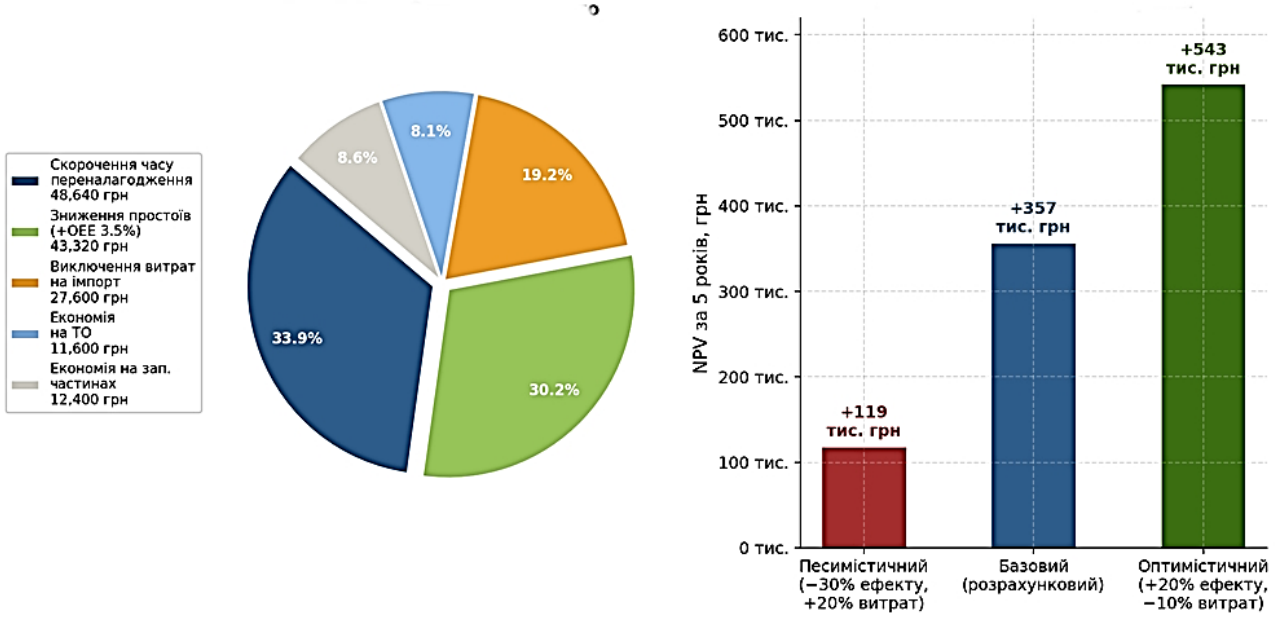


Рис. 3.4. Графік терміну окупності запропонованої конструкції (базовий та сценарні варіанти)

Аналіз графіка (рис. 3.4) підтверджує: базовий варіант окупається за 15.5 місяців. Навіть песимістичний сценарій (зменшення ефекту на 30%, збільшення інвестицій на 20%) забезпечує окупність протягом 17.8 місяця – значно менше прийнятної межі у 3 роки. *NPV* за 5 років у базовому варіанті складає +356 989 грн.

Графічна інтерпретація динаміки накопиченого економічного ефекту та визначення терміну окупності за трьома сценаріями подана на рис. 3.5.



а) б)

Рис. 3.5. а) Структура річного економічного ефекту; б) *NPV* за сценаріями (за 5 років)

3.7. Висновки

На підставі проведеного економічного аналізу сформульовано такі висновки:

1. Розрахована повна собівартість одного захватного пристрою становить 5 059 грн, відпускна ціна – 6 324 грн (≈ 6 300 грн). Це у 4.9 разу нижче вартості SMC MHZ2-16D (8 505 грн) та у 5.2 разу нижче Zimmer GP106 (26 325 грн / найближчий за класом імпортний аналог).

1. Витрати на НДР становлять 83 168 грн. При виготовленні 4 пристроїв загальні початкові інвестиції (124 368 грн) практично рівні вартості закупівлі

імпортних аналогів (124 700 грн) – тобто розробка є безкоштовною при зіставленні з альтернативою.

2. Річний економічний ефект від 4 пристроїв – 143 560 грн/рік. Термін окупності – 1,3 року (ТО < 1 року), що на 56,7% разу краще граничного прийнятного значення (3 роки).

3. *NPV* за 5 років при r = 15% становить +356 989 грн. У песимістичному сценарії *NPV* = +118 650 грн, $T_{ок}$ = 17,8 міс., тобто проект залишається ефективним навіть за несприятливих умов.

4. За результатами багатокритеріальної оцінки (табл. 3.5) запропонована конструкція отримала зважену оцінку 4.55/5.00 – найвищу в групі. Ключові переваги: вартість, обслуговування, локалізація, переналагодження.

5. Впровадження запропонованої конструкції є економічно доцільним і рекомендованим для машинобудівних підприємств із номенклатурою деталей у діапазоні діаметрів 19 – 49 мм.

Література

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування / Павленко І.І. — Кіровоград: КНТУ, 2007. — 420 с.

2. Павленко І.І. Конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів / Павленко І.І., Годунко М.О. — Кіровоград: КНТУ, 2006. — С. 44–49. — (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин; вип. 36).

3. Павленко І.І. Показники оцінки якості захватних пристроїв промислових роботів / Павленко І.І., Годунко М.О. — Кіровоград: КНТУ, 2007. — С. 65–68. — (Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація; вип. 18).

4. Birglen L. Underactuated Robotic Hands / L. Birglen, T. Laliberté, C. Gosselin. — Springer, 2008. — 242 p.

5. Cutkosky M.R. Robotic Grasping and Fine Manipulation / M.R. Cutkosky. — Kluwer Academic Publishers, 1985. — 195 p.

6. Gosselin C.M. Singularity Analysis of Closed-Loop Kinematic Chains / C.M. Gosselin, J. Angels // IEEE Transactions on Robotics and Automation. — 1990. — Vol. 6, No. 3. — P. 281–290.

7. SCHUNK GmbH. Product Catalog: Gripping Systems. — Lauffen am Neckar: SCHUNK, 2023. — 580 p.

8. Festo AG. Pneumatic Grippers Catalogue. — Esslingen: Festo, 2023. — 340 p.

9. SMC Corporation. Air Grippers Product Catalogue. — Tokyo: SMC, 2023. — 280 p.

10. https://sensorsandgauges.com/pages/force-sensor-gripper-precision-control-for- robotic_manipulation?srsltid=AfmBOoptcGCOUOwrhfAFEng9uJZ5U_rs7P7AUNseyW7nwRIclWvvSTGC&utm_source=chatgpt.com "Force Sensor Gripper | Precision Control for Robotic ..."

11. https://ati.novanta.com/robotic-force-control-solutions-made-easier/?utm_source = chatgpt.com "Robotic Force Control Solutions Made Easier"

12. https://scispace.com/pdf/force-control-for-a-3-finger-adaptive-robot-gripper-by-using-wthrgxluam.pdf?utm_source=chatgpt.com "force-control-for-a-3-finger-adaptive-robot-gripper-by-using ..."

13. https://blog.robotiq.com/bid/53319/Robot-Gripper-Force-Control?utm_source=chatgpt.com "Robot Gripper Force Control"

14. https://en.pm-instrumentation.com/robotic-grip-force-measurement?utm_source =chatgpt.com "Robotic grip force measurement"

15. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування / Павленко І.І. - Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420с.

16. Павленко І. І. Захватні пристрої роботів: Навчальний посібник. / І. І. Павленко, М. О. Годунко. – Кіровоград: КНТУ, 2014. – 367 с.

17. http://mindtrans.narod.ru/hands/hands.htm - перелік існуючих захватних пристроїв роботів.

18. Бичіне, В.Б. Організація і нормування праці: підручник для вузів. - М.: «Іспит», 2005. - 464 с.

19. Вешнякова, Т.С. Організація, нормування і оплата праці на підприємствах сфери обслуговування: навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів / Т.С. Вешнякова. - М: «Академія», 2006. - 224 с.

20. 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.

21. 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 ІІ. – Кіровоград: КНТУ,2010. – С. 251 – 255.

22. 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 ІІ. – Кіровоград: КНТУ,2010. – С. 172 – 177.

23. 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.

24. K.Koskinen (2016) Design of a smart gripper for industrial applications., 8th June.

25. Caucey G.C. & R.D. Quinn. (2016) Gripper design guidelines for modular manufacturing. Procceedings. 1998 IEEE International Conference on Robotics and Automation (Cat.No.98CH36146) n. pag. Web.8 June.

26. Raymond R. Ma & Aaron M. Dollar. (2016) Yale Openhand Project - Model T. Eng.yale.edu. N.p.. Web. 21 June.

27. Господарський кодекс України. Закон України від 16.01.2003 № 436-IV (зі змінами). — URL: https://zakon.rada.gov.ua

28. Методичні рекомендації з формування собівартості продукції у промисловості / Держкомпромполітики України. — К., 2002. — 264 с.

29. Бланк І.О. Фінансовий менеджмент. — К.: Ельга, Ніка-Центр, 2004. — 656 с.

30. SCHUNK GmbH. Pneumatic Parallel Grippers PGN-plus: Price List 2024. — Lauffen, 2024.

31. Festo AG. Product Catalogue: Grippers and Rotary Actuators 2024. — Esslingen, 2024.

32. SMC Corporation. Pneumatic Components: Catalogue FA 2024. — Tokyo, 2024.

33. Zimmer Group. Gripper Systems: Technical and Commercial Catalogue. — Rheinau, 2024.

34. Статистичний щорічник України 2024 / Держстат України. — URL: https://www.ukrstat.gov.ua

35. Норми часу на технологічні операції в машинобудуванні: галузевий нормативний збірник. — К.: ДП УкрНДНЦ, 2020.

36. Савицька Г.В. Економічний аналіз діяльності підприємства. — 3-є вид. — К.: Знання, 2007. — 668 с.

37. Верба В.А., Загородніх О.А. Проектний аналіз. К.: КНЕУ, 2020. 322 с.