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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

Комплексне дослідження функціональних можливостей захватних пристроїв промислових роботів

A comprehensive study of the functional capabilities of industrial robot grippers

Виконав здобувач вищої освіти
2 курсу магістратури групи ПМ-25М-3
ОПП «Прикладна механіка»
спеціальності G9 «Прикладна механіка»
_____ Антон КОВАЛЬ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент
_____ Максим ГОДУНКО

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент
_____ Олег БЕВЗ

Завідувач кафедри ММР
канд. техн. наук, доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

Кр

Підписано КЕП
Центральноукраїнський національний технічний університет
Коваль Антон Іванович
Сертифікат: 514B5C86A1E5DA110400000012E3D10012DD6205
Дійсний з 10.02.2026 18:29:05 по 10.02.2027 18:29:04

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Другий (магістерський) рівень вищої освіти
Галузь знань – G Інженерія, виробництво та будівництво
Спеціальність – G9 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма – Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри машинобудування,
мехатроніки і робототехніки
канд. техн. наук, доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

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

1. Тема роботи: Комплексне дослідження функціональних можливостей захватних пристроїв промислових роботів

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 важільних захватних пристроїв з призматичними затискними елементами на їх функціональні та силові можливості і розроблення методики багатокритеріального вибору параметрів захватного пристрою для групи деталей.

Завдання:

- проаналізувати функціональні характеристики захватних пристроїв роботів і відомі методи вибору їх параметрів;
- узагальнити розрахункові залежності діаметрів утримуваних деталей, зміщення їх центра, умов захоплення і моменту на затискному важелі;
- перевірити розрахункову модель за даними монографії та виявити і виправити наявні в ній неузгодженості;

- дослідити комплексний вплив кутів α, γ, φ, довжини важеля L і відстані між опорами a на функціональні та силові характеристики ЗП;

- сформулювати багатокритеріальну задачу вибору параметрів ЗП, розробити алгоритм і програму її розв’язання;

- виконати числовий приклад для групи валів, аналіз чутливості та економічне обґрунтування впровадження результатів.

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	01.09.2026	вик.
2	Дослідна частина	15.10.2026	вик.
3	Економічна частина	18.11.2026	вик.
4	Розробка презентації	27.11.2026	вик.

Дата видачі завдання «_____» _____ 2026 р.

Керівник роботи _____ Максим ГОДУНКО
(підпис)

Завдання прийнято до виконання «____» _____2026 р.

Здобувач _____ Антон КОВАЛЬ
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Коваль А. І. Комплексне дослідження функціональних можливостей захватних пристроїв промислових роботів : кваліфікаційна магістерська робота : спец. G9 «Прикладна механіка» ОПП «Прикладна механіка» / наук. кер. М. О. Годунко. Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2026. – 101 с.

Графічна частина – 16 аркушів формату А4.

Актуальність роботи. У дрібносерійному виробництві один захватний пристрій робота має утримувати всю групу деталей верстатної комірки. Важільні захватні пристрої з призматичними губками забезпечують широкий діапазон діаметрів, але при зміні діаметра зміщується центр деталі і змінюється момент на важелях. Відомі рекомендації щодо вибору їх параметрів отримано однофакторним аналізом без прив’язки до групи деталей.

Мета роботи. Метою роботи є підвищення точності положення деталі і зменшення навантаження на привод важільного захватного пристрою шляхом багатокритеріального вибору його конструктивних параметрів для групи деталей.

Практична цінність. Розрахункові залежності функціональних характеристик зведено в єдину перевірену модель. Доведено, що плече сумарної сили затиску відносно осі важеля не залежить від діаметра деталі. Вибір параметрів сформульовано як багатокритеріальну задачу з чотирма критеріями і п’ятьма геометричними обмеженнями; з 106 875 варіантів виділено 5934 Парето-оптимальні. Встановлено, що номінальний діаметр доцільно призначати на верхній межі діапазону групи, а відстань між опорами важелів – мінімальною.

Розроблено методику і програму мовою C++. Для групи валів діаметром 50–78 мм отримано пристрій з $\alpha = 125°$, $\gamma = 5°$, $L = 75$ мм, у якому порівняно з варіантом за довідковими рекомендаціями розкид положення центра деталі зменшено з 5,22 до 1,70 мм і кут повороту важелів – з 23,8 до 19,9°.

Впровадження методики забезпечує річний економічний ефект 179 542 грн на одну роботизовану комірку при дисконтованому терміні окупності 9,8 міс.

промисловий робот, захватний пристрій, функціональні можливості, затискна призма, зміщення центра деталі, багатокритеріальна оптимізація, фронт Парето

ANNOTATION

Koval A. I. Comprehensive study of the functional capabilities of industrial robot grippers : qualification work for the educational level "Master's" : specialty G9 "Applied Mechanics" EPP "Applied Mechanics" / scientific director M. O. Godunko. Central Ukrainian National Technical University. Kropyvnytskyi : CUNTU, 2026. – 101 p.

Graphic part – 16 sheets of A4 format.

Relevance of the Work. In small-batch production a single robot gripper has to hold the whole workpiece family of a machine-tool cell. Lever-type grippers with prismatic jaws cover a wide range of diameters, but as the diameter changes the workpiece centre is displaced and the lever moment varies. The known recommendations for selecting their parameters were obtained by one-factor analysis without reference to a workpiece family.

Purpose of the Work. The aim of the work is to improve the workpiece positioning accuracy and to reduce the drive load of a lever-type gripper through multi-criteria selection of its design parameters for a family of workpieces.

Practical value. The design relations of the functional characteristics have been combined into a single verified model. It has been proven that the arm of the total clamping force about the lever pivot does not depend on the workpiece diameter. Parameter selection has been formulated as a multi-criteria problem with four criteria and five geometric constraints; 5 934 Pareto-optimal designs have been extracted from 106 875 variants. It has been established that the nominal diameter should be assigned at the upper limit of the family range and the distance between the lever pivots should be minimal.

A method and a C++ program have been developed. For a family of shafts with diameters of 50–78 mm, a gripper with $\alpha = 125°$, $\gamma = 5°$, $L = 75$ mm has been obtained; compared with the handbook-based variant, the spread of the workpiece centre position is reduced from 5.22 to 1.70 mm and the lever rotation angle from 23.8 to 19.9°.

Implementation of the method provides an annual economic effect of 179 542 UAH per robotic cell with a discounted payback period of 9.8 months.

industrial robot, gripper, functional capabilities, clamping prism, workpiece centre displacement, multi-objective optimisation, Pareto front

ЗМІСТ

	Вступ	**8**
1.	**Загальна частина**	**11**
	1.1. Постановка задачі та методи її вирішення	11
	1.2. Загальна характеристика захватних пристроїв промислових роботів	12
	1.3. Огляд літературних джерел з функціональних характеристик і вибору параметрів захватних пристроїв	28
	1.4. Огляд конструктивних схем захватних пристроїв промислових роботів	33
	1.5. Приклади готових промислових рішень захватних пристроїв	46
	1.6. Аналіз існуючих методів вибору параметрів захватних пристроїв	48
	1.7. Перспективні напрямки досліджень	53
	1.8. Висновки	56
2.	**Дослідна частина**	**57**
	2.1. Об’єкт дослідження та вихідні дані	57
	2.2. Розрахункова схема затискного важеля і система показників	57
	2.3. Діаметр утримуваної деталі і межі діапазону	59
	2.4. Точність положення деталі у захватному пристрої	61
	2.5. Умови захоплення деталі	62
	2.6. Силові характеристики і момент на затискному важелі	63
	2.7. Програмна реалізація моделі та аналіз даних монографії	65
	2.8. Комплексний вплив кута затискних призм	66
	2.9. Вплив відстані між опорами і довжини важеля	67
	2.10. Багатокритеріальна постановка задачі вибору параметрів	72
	2.11. Множина Парето і рекомендовані параметри	76
	2.12. Рекомендації щодо співвідношень розмірів захватного пристрою	79
	2.13. Числовий приклад проєктування захватного пристрою для групи валів	79

2.14. Висновки 83

3. Економічна частина. Економічне обґрунтування впровадження методики вибору параметрів захватного пристрою **84**

3.1. Мета та задачі економічного аналізу 84

3.2. Порівняльний аналіз варіантів виконання захватного пристрою 84

3.3. Розрахунок витрат на розробку і виготовлення 85

3.4. Розрахунок економічного ефекту від впровадження 86

3.5. Розрахунок чистої приведеної вартості та терміну окупності 87

3.6. Аналіз ризиків та чутливості NPV 88

3.7. Висновки 89

Загальні висновки **90**

Список використаних джерел **92**

Додаток А **96**

Додаток Б **100**

ВСТУП

Промислові роботи стали основним засобом автоматизації завантаження металорізальних верстатів з ЧПК. За даними Міжнародної федерації робототехніки, у 2024 р. у світі встановлено 542 тис. промислових роботів, а парк роботів, що експлуатуються, досяг 4,66 млн одиниць [38]. У дрібно- і середньосерійному виробництві одна роботизована комірка обслуговує групу деталей різних типорозмірів, тому від захватного пристрою (ЗП) вимагається не лише надійне утримування деталі, а й універсальність – здатність без переналагодження працювати з деталями в заданому діапазоні діаметрів, зберігаючи прийнятну точність їх положення.

Функціональні можливості ЗП визначаються сукупністю характеристик: діапазоном діаметрів утримуваних деталей, зміщенням центра деталі при зміні її діаметра, необхідним переміщенням затискних важелів для захоплення, габаритами розкритого захвату, а також силовими характеристиками, які залежать від тих самих конструктивних параметрів. Найпоширеніші у верстатних комплексах важільні (кутові) ЗП з призматичними губками прості і компактні, але їх функціональні характеристики суперечливі: зміна кута призми, довжини важеля чи відстані між його опорами покращує одні показники і погіршує інші.

У монографії [1] отримано аналітичні залежності функціональних характеристик таких ЗП і запропоновано рекомендовані інтервали їх параметрів. Однак рекомендації сформовано на основі однофакторного графічного аналізу без формалізованих критеріїв вибору, а в окремих графіках і формулах є неузгодженості. Тому задача комплексного дослідження функціональних можливостей ЗП і формалізації вибору їх параметрів для заданої групи деталей є актуальною.

Мета роботи – встановлення закономірностей впливу конструктивних параметрів важільних ЗП з призматичними затискними елементами на їх функціональні та силові можливості і розроблення методики багатокритеріального вибору параметрів ЗП для групи деталей.

Для досягнення мети поставлено такі завдання:

– проаналізувати функціональні характеристики ЗП промислових роботів і відомі методи вибору їх параметрів;

– узагальнити розрахункові залежності діаметра утримуваної деталі, зміщення її центра, умов захоплення і моменту на затискному важелі;

– перевірити розрахункову модель за даними монографії [1], виявити і виправити наявні неузгодженості;

– дослідити комплексний вплив кутів α, γ, φ, довжини важеля L і відстані між опорами a на функціональні та силові характеристики ЗП;

– сформулювати багатокритеріальну задачу вибору параметрів ЗП, розробити алгоритм і програму її розв’язання;

– виконати числовий приклад для групи валів, аналіз чутливості та економічне обґрунтування впровадження результатів.

Об’єкт дослідження – процес утримування деталей типу тіл обертання важільними захватними пристроями промислових роботів у діапазоні діаметрів.

Предмет дослідження – залежності функціональних і силових характеристик ЗП від його конструктивних параметрів і методи їх узгодженого вибору.

Методи дослідження: аналітична геометрія розрахункових схем, методи теоретичної механіки, числове моделювання та параметричний аналіз (Python, C++), методи багатокритеріальної оптимізації (нормування критеріїв, адитивна згортка, виділення множини Парето), аналіз чутливості, методи техніко-економічного аналізу інвестиційних проєктів.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що: вперше вибір конструктивних параметрів важільного ЗП для групи деталей сформульовано як багатокритеріальну задачу з чотирма критеріями (момент на важелі, розкид положення центра деталі, кут повороту важелів, ширина розкритого ЗП) і геометричними обмеженнями; доведено, що плече сумарної сили затиску відносно осі важеля не залежить від діаметра деталі і дорівнює $L \cos \omega_н$; встановлено, що номінальний діаметр ЗП доцільно призначати на верхній межі діапазону діаметрів групи, а відстань між опорами важелів – мінімальною за конструктивними умовами, що зменшує розкид положення центра деталі в 3,1

раза; уточнено рекомендовані інтервали параметрів ЗП [1] для різних орієнтацій захвату і напрямків руху.

Практичне значення роботи полягає в розробленні методики, алгоритму і програми вибору параметрів ЗП, які дозволяють для заданої групи деталей обґрунтовано призначити кут призм, кут їх приєднання, довжину важеля і відстань між опорами, отримати таблицю корекцій положення інструментальної точки робота (TCP) і вихідні дані для розрахунку приводу.

Структура роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків.

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1. Постановка задачі та методи її вирішення

Актуальність теми. Скорочення допоміжного часу в роботизованих верстатних комплексах досягається не лише підвищенням швидкостей робота, а й зменшенням кількості переналагоджень при переході між деталями різних типорозмірів. Для групи деталей типу валів це можливо, якщо один ЗП без заміни губок утримує всі деталі групи, а положення центра деталі в захваті змінюється настільки мало, що програма робота не потребує повторного навчання точок встановлення. Обидві вимоги визначаються функціональними характеристиками ЗП, які залежать від одних і тих самих конструктивних параметрів – кута призм α, кута їх приєднання до важеля γ, довжини важеля L і відстані між опорами важелів a.

У розділі 6 монографії [1] отримано розрахункові схеми і залежності для плечей сил затиску, діаметрів утримуваних деталей, зміщення їх центра та умов захоплення, виконано параметричний аналіз і запропоновано рекомендовані інтервали параметрів для різних орієнтацій ЗП (табл. 6.3 [1]) і співвідношення $L/D_н$, $a/D_н$ для чотирьох типових конструкцій (табл. 6.4 [1]). Водночас вибір рекомендацій виконано експертно за графіками, без формалізованих критеріїв, а результати не пов’язано з конкретною групою деталей.

Мета роботи полягає у встановленні закономірностей впливу конструктивних параметрів важільних ЗП на їх функціональні та силові можливості і розробленні методики багатокритеріального вибору параметрів ЗП.

Задачі роботи сформульовано у вступі. Для їх розв’язання застосовано такий підхід: розрахункові залежності [1] зведено в єдину модель зі знаковим кутом повороту важеля φ; модель перевірено за опублікованими графіками; для кожного варіанта параметрів з сітки обчислюються критерії за всіма діаметрами групи деталей і перевіряються геометричні обмеження; множина допустимих варіантів аналізується методами багатокритеріальної оптимізації – виділенням фронту Парето і адитивною згорткою нормованих критеріїв з аналізом стійкості до вагових коефіцієнтів [19, 20, 24].

1.2. Загальна характеристика захватних пристроїв промислових роботів

Терміни і характеристики захватних пристроїв встановлено міжнародними стандартами. За ISO 8373:2021 кінцевий ефектор (end effector) – це пристрій, спеціально призначений для приєднання до механічного інтерфейсу робота, що дає змогу роботу виконувати своє завдання, а захват (gripper) – кінцевий ефектор, призначений для захоплення і утримування об'єкта маніпулювання [32]. Стандарт ISO 14539:2000 поширюється на захвати, що утримують об'єкт затиском (grasp-type grippers), уточнює для них терміни (губка, палець, затискний елемент, сила затиску) і встановлює перелік характеристик, які повинен наводити виробник: сила затиску, хід губок, маса захвату, допустима маса об'єкта, час спрацювання, повторюваність положення губок, допустимі навантаження на губки [29]. У вітчизняній технічній літературі для цього елемента робота закріпився термін «захватний пристрій» (ЗП) [1–3].

Механічний ЗП складається з корпусу з приєднувальним фланцем, приводу (пневматичного, електромеханічного або гідравлічного), проміжного механізму, затискних важелів або повзунів і затискних елементів – губок чи призм [1, 4]. До складу ЗП можуть входити також датчики положення губок і наявності деталі, пристрій автоматичної зміни захвату і податливий компенсатор. ЗП приєднується до фланця робота через механічний інтерфейс за ISO 9409-1, який регламентує діаметр ділильного кола і кількість кріпильних отворів, центрувальний поясок і штифт [30]. Уніфікація інтерфейсу забезпечує повторюване встановлення ЗП і його взаємозамінність, а отже – збереження координат інструментальної точки (TCP) після заміни захвату.

Місце ЗП у роботизованому верстатному комплексі показано на рис. 1.1. Комплекс включає промисловий робот із системою керування, верстат з ЧПК, накопичувач заготовок і готових деталей та огородження, що відповідає вимогам ISO 10218-2 [34]. Системи керування робота і верстата обмінюються сигналами про готовність, відкриття дверей, затиск і розтиск патрона. Серед усіх елементів комплексу лише ЗП безпосередньо контактує з деталлю на всіх етапах її

переміщення. Через нього положення деталі передається від накопичувача до патрона верстата, а навантаження від деталі – на руку робота.

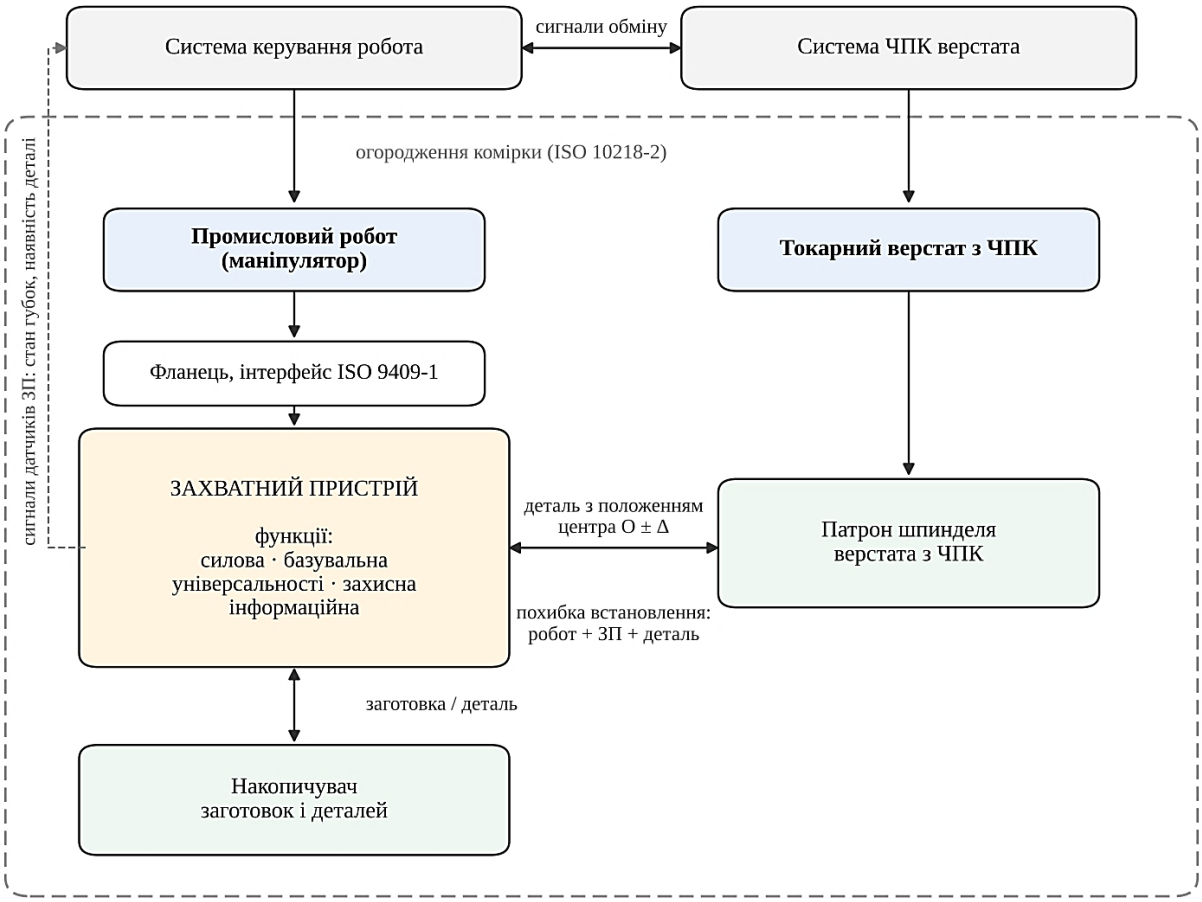

Рис. 1.1. Місце захватного пристрою в структурі роботизованого верстатного комплексу

Типовий цикл обслуговування токарного верстата з двомісним ЗП складається з етапів, наведених у табл. 1.1. Двомісний ЗП дозволяє за один підхід зняти з патрона готову деталь і відразу встановити заготовку. Час простою верстата при цьому скорочується до тривалості повороту ЗП навколо осі фланця. Кожен ЗП за цикл спрацьовує щонайменше двічі (затиск і розтиск), тому час спрацювання безпосередньо входить у допоміжний час обробки.

Таблиця 1.1. Функції захватного пристрою на етапах циклу обслуговування токарного верстата

Етап циклу	Дія ЗП	Задіяні функції	Визначальні характеристики ЗП
1. Підхід до заготовки в накопичувачі	розкриття губок, підхід між сусідніми заготовками	універсальності	ширина розкритого ЗП, додаткове переміщення губок
2. Захоплення заготовки	закриття губок, затиск	силова, базувальна	сила затиску, зміщення центра заготовки

Етап циклу	Дія ЗП	Задіяні функції	Визначальні характеристики ЗП
3. Транспортування до верстата	утримування при розгоні і гальмуванні	силова, захисна	дійсна сила затиску, коефіцієнт запасу, маса ЗП
4. Зняття готової деталі з патрона	захоплення деталі іншого діаметра другим ЗП	базувальна, універсальності	зміщення центра деталі, діапазон діаметрів
5. Встановлення заготовки в патрон	позиціювання вздовж осі шпинделя	базувальна	розкид і стабільність положення центра, повторюваність
6. Розтиск після затиску патрона	розкриття губок, відведення	універсальності	хід губок, час спрацювання
7. Укладання деталі в накопичувач	звільнення без удару	захисна, інформаційна	сила затиску (сліди на поверхні), контроль наявності деталі

Аналіз циклу дозволяє виділити п’ять функцій ЗП.

Силова функція – створення і підтримання сил затиску, достатніх для утримування деталі під дією сил ваги та інерції на всіх етапах руху. Для сучасних швидкісних роботів прискорення центра мас деталі досягає 15 м/с² і більше, тобто сили інерції перевищують силу ваги в 1,5 раза. Тому силовий розрахунок ЗП виконують для найбільш несприятливого поєднання орієнтації захвату і напрямку руху [1, 6, 7].

Базувальна функція – забезпечення однозначного положення деталі відносно фланця робота, а отже – відносно патрона верстата. Похибка встановлення деталі в патрон складається з похибки позиціювання робота, похибки положення деталі в ЗП і похибки форми самої деталі. Повторюваність позиціювання сучасних промислових роботів, що визначається за ISO 9283 [31], становить соті частки міліметра. Натомість зміщення центра деталі в кутових ЗП при зміні її діаметра досягає кількох міліметрів (п. 1.4.2). Отже, для кутових ЗП базувальна функція визначається передусім геометрією самого ЗП, а не точністю робота.

Функція універсальності – здатність працювати з деталями різних діаметрів без переналагодження: з заготовкою і готовою деталлю, діаметри яких відрізняються на припуск, і з усіма деталями групи. Її характеризують діапазон утримуваних діаметрів і коефіцієнт універсальності (п. 1.2.4). Для переналагоджуваних ЗП функція реалізується заміною губок, для універсальних – ходом губок або кутом повороту важелів.

Захисна функція – запобігання пошкодженню оброблених поверхонь деталі надмірною силою затиску і запобігання випаданню деталі при аварійній зупинці робота чи втраті енергії живлення. Стандарти ISO 10218-1/2 вимагають,

щоб втрата енергії не створювала небезпеки [33, 34]. Для пневматичних ЗП це забезпечується пружинами збереження сили затиску або зворотними клапанами в пневмолініях.

Інформаційна функція – контроль стану ЗП і наявності деталі за сигналами датчиків положення губок або штока приводу. Вона дозволяє виявити незахоплену чи неправильно захоплену деталь до її встановлення в патрон. Для кутових ЗП кут повороту важелів однозначно пов’язаний з діаметром деталі, тому за сигналом датчика можна також оцінити фактичний діаметр і розрахувати корекцію положення TCP.

Важливим чинником є маса ЗП. Сумарна маса ЗП і деталі не повинна перевищувати номінальну вантажопідйомність робота, а їх момент відносно фланця – допустимий момент на зап’ясті. Для комплексу, що розглядається в роботі, номінальна вантажопідйомність робота FANUC M-20iD/25 становить 25 кг [42]. Найважча заготовка групи має масу 8,41 кг (табл. 2.1), а орієнтовна маса двомісного пневматичного ЗП – 6–8 кг. Запас за вантажопідйомністю є, проте кожен кілограм маси ЗП, винесений від фланця на довжину затискних важелів, збільшує інерційні навантаження на приводи робота. Тому довжина важелів і габарити ЗП входять до критеріїв його вибору поряд з функціональними показниками.

З урахуванням наведених функцій до ЗП для обслуговування верстатів з ЧПК висувають такі вимоги [1, 10, 11]:

– надійне утримування деталі з обґрунтованим коефіцієнтом запасу в усіх розрахункових випадках руху;

– розкид положення центра деталі в межах групи, менший за допустиму похибку встановлення в патрон, або розрахункова компенсація цього розкиду в програмі робота;

– утримування всіх деталей групи без заміни губок;

– мінімальні хід приводу і час спрацювання;

– мінімальні маса і габарити, зокрема ширина розкритого ЗП в зоні накопичувача;

– стійкість до дії мастильно-охолоджувальної рідини і стружки;

– збереження сили затиску при втраті енергії живлення.

Усі ці вимоги пов’язані між собою через ті самі конструктивні параметри ЗП. Силова функція ЗП досліджена детально [1, 6, 7]. Базувальна функція і функція універсальності для важільних ЗП визначаються їх функціональними характеристиками, тобто діапазоном діаметрів, зміщенням центра деталі, умовами захоплення і кутом повороту важелів. Саме ці характеристики є предметом даної роботи.

1.2.2. Класифікація захватних пристроїв

Промислові роботи застосовують ЗП з різними принципами дії. Механічні ЗП утримують деталь губками за рахунок сил тертя (силове замикання) або охоплення її формою губок (геометричне замикання). Вакуумні ЗП утримують деталь різницею тисків під присоском, магнітні – силою притягання постійного магніту або електромагніту [10, 25]. Для завантаження металорізальних верстатів деталями типу тіл обертання застосовують переважно механічні ЗП. Вони утримують деталь незалежно від стану її поверхні і матеріалу і забезпечують її центрування. Тому далі розглядається класифікація саме механічних ЗП.

Класифікацію механічних ЗП за ознаками, що визначають їх функціональні можливості, наведено на рис. 1.1 [1–3, 10]. Вона побудована за шістьма ознаками: типом приводу, кінематикою руху губок, типом проміжного механізму, формою затискних елементів, кількістю позицій і ступенем універсальності.

За типом приводу розрізняють пневматичні, електромеханічні, гідравлічні і пружинні ЗП.

Пневматичні ЗП найпоширеніші у верстатних комплексах, оскільки при малій масі і вартості розвивають велику силу і мають малий час спрацювання. Силу затиску в них можна змінювати лише тиском стисненого повітря, а положення губок між крайніми положеннями не фіксується [10, 27].

Електромеханічні ЗП (серводвигун з гвинтовою або зубчастою передачею) дозволяють програмувати силу, швидкість і положення губок та контролювати

фактичне положення. Проте при тій самій силі вони мають більшу масу і вартість [26, 28].

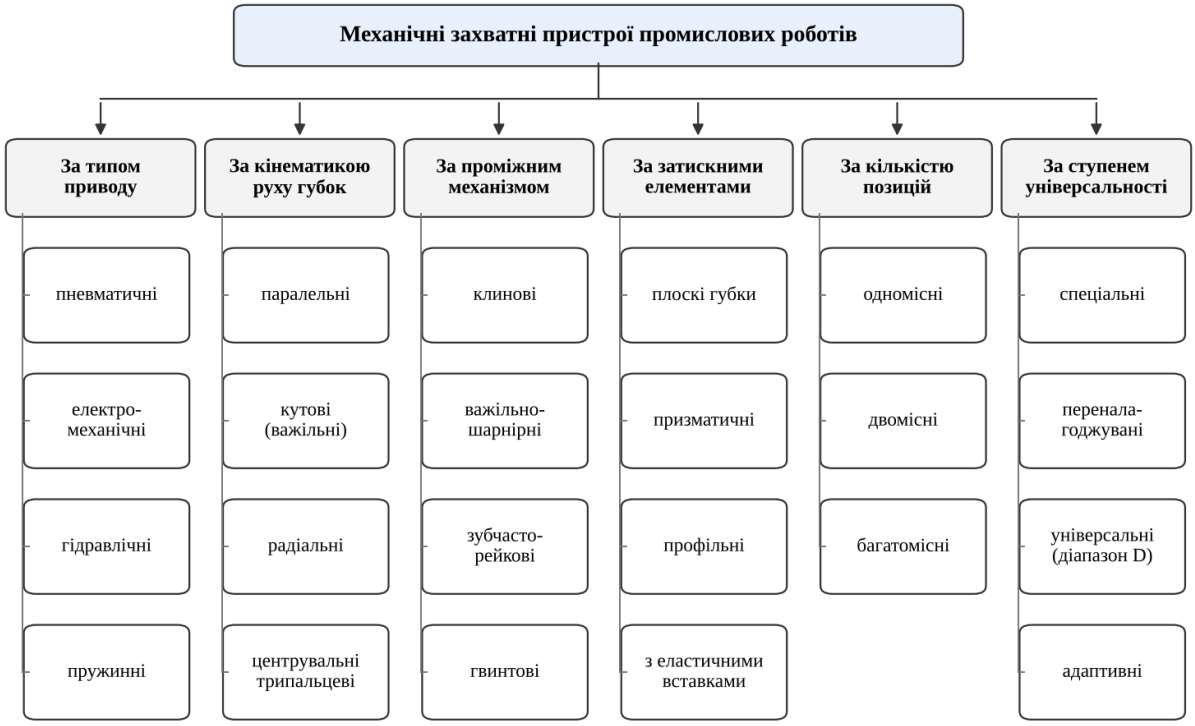

Рис. 1.1. Класифікація механічних захватних пристроїв за ознаками, що визначають їх функціональні можливості

Гідравлічні ЗП застосовують для важких деталей. Пружинні ЗП є нормально-замкненими: деталь утримується пружиною, а привод лише розкриває губки. Таку саму властивість мають пневматичні ЗП з механізмом збереження сили затиску, які утримують деталь при падінні тиску.

Кінематика руху губок є ключовою ознакою з погляду функціональних можливостей, оскільки визначає діапазон утримуваних діаметрів і стабільність положення центра деталі.

У паралельних ЗП губки рухаються поступально назустріч одна одній по напрямних. Положення лінії дії сил відносно губки не змінюється, тому сила затиску в межах ходу стала. При симетричних призматичних губках центр деталі будь-якого діаметра залишається на осі ЗП. Недоліком є обмежений хід губок: у серійних пневматичних моделях він становить кілька міліметрів на губку для коротких ходів і до кількох десятків міліметрів для довгоходових моделей [27, 39].

У кутових (важільних) ЗП губки закріплені на затискних важелях і обертаються разом з ними навколо осей опор. Діапазон діаметрів визначається кутом повороту важелів і при тому самому приводі значно ширший, ніж у паралельних ЗП. Конструкція простіша: замість напрямних використовуються шарніри. Водночас при утриманні деталі неномінального діаметра вершини призм зміщуються від осі деталі на кут φ. Через це змінюються розподіл сил між гранями призм і положення центра деталі вздовж осі ЗП [1, 8].

Радіальні ЗП є різновидом кутових, у якому губки повертаються на великий кут (до 90° кожна) і повністю виходять із зони підходу. Це дозволяє підходити до деталі збоку або зверху в обмеженому просторі, але збільшує час спрацювання.

Центрувальні трипальцеві ЗП мають три губки, що рухаються радіально під кутом 120°. Вони центрують деталь у площині затиску незалежно від її діаметра і зручні для торцевого захоплення коротких деталей і фланців. Хід губок обмежений, а конструкція складніша і важча за двопальцеву.

Проміжний механізм перетворює рух і силу приводу на рух і сили губок. Він визначає співвідношення між силою і ходом губок: механізми з великим підсиленням сили мають малий хід, і навпаки [1, 9].

Клиновий механізм забезпечує високе і стале підсилення сили, яке зростає зі зменшенням кута клина. При малих кутах клин стає самогальмівним. Хід губок при цьому малий, тому для широкого діапазону діаметрів потрібен довший хід штока.

Важільно-шарнірний механізм має змінне передавальне відношення, яке залежить від кута нахилу тяг: при наближенні тяг до «мертвого» положення сила різко зростає. Отже, сила затиску залежить від діаметра деталі.

Зубчасто-рейковий механізм забезпечує стале передавальне відношення в широкому діапазоні кутів повороту важелів і синхронний рух губок. Гвинтовий механізм самогальмівний і застосовується переважно з електроприводом.

За затискними елементами розрізняють плоскі, призматичні, профільні губки і губки з еластичними вставками [2, 10].

Плоскі губки утворюють з циліндричною деталлю дві лінії контакту і не центрують її в напрямку, перпендикулярному до руху губок.

Призматичні губки утворюють чотири лінії контакту, центрують деталь і за рахунок кута призми α дозволяють змінювати співвідношення між силою на губці і нормальними силами в контактах. Від кута α залежать також додаткове переміщення губок для захоплення деталі і ширина захвату в зоні підходу [1]. Призматичні губки є основним типом затискних елементів для деталей типу валів.

Профільні губки виготовляють під форму конкретної деталі; вони забезпечують геометричне замикання, але втрачають універсальність. Еластичні вставки (поліуретан, гума) збільшують коефіцієнт тертя і захищають оброблені поверхні, проте знижують точність базування через податливість.

За кількістю позицій ЗП поділяють на одномісні, двомісні і багатомісні. Двомісний ЗП складається з двох захватів на спільному корпусі, повернутих один відносно одного на 90° або 180°. Для обслуговування верстатів він дозволяє за один підхід робота зняти з патрона готову деталь і встановити заготовку, що скорочує час простою верстата до тривалості повороту ЗП [3, 11]. Багатомісні ЗП використовують для одночасного перенесення кількох дрібних деталей.

За ступенем універсальності розрізняють такі ЗП [3, 11, 25]:

– спеціальні – для однієї деталі;

– переналагоджувані – утримують різні деталі після заміни губок, зокрема із системами швидкої заміни губок;

– універсальні – утримують деталі в діапазоні розмірів без заміни губок за рахунок ходу губок або кута повороту важелів;

– адаптивні – пристосовуються до форми і розмірів деталі за рахунок недоактуованих механізмів або керування за сигналами датчиків.

Для групи деталей одного типу і близьких розмірів найбільш доцільні універсальні ЗП. Вони усувають переналагодження при переході між деталями групи, але їх функціональні характеристики потребують обґрунтованого вибору параметрів.

Окрім ознак рис. 1.1, ЗП класифікують за наявністю сенсорного забезпечення. Це можуть бути ЗП без датчиків, з датчиками кінцевих положень губок або поршня, з датчиками безперервного вимірювання положення губок і з датчиками сили затиску. Датчик положення губок у кутовому ЗП дозволяє визначати фактичний діаметр деталі за кутом повороту важелів і контролювати правильність її захоплення [25, 28].

Порівняльну характеристику ЗП з різною кінематикою руху губок з погляду функціональних можливостей наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Функціональні можливості захватних пристроїв з різною кінематикою руху губок

Тип ЗП	**Рух губок**	**Діапазон діаметрів**	**Положення центра деталі при зміні D**	**Сила затиску при зміні D**	**Складність і маса**	**Типове застосування**
Паралельний з призматичними губками	поступальний по напрямних	обмежений ходом губок	незмінне (самоцентрування)	стала	середні; точні напрямні	деталі вузького діапазону, точне встановлення
Паралельний з плоскими губками	поступальний по напрямних	обмежений ходом губок	не визначене поперек руху губок	стала	середні	призматичні деталі, плоскі поверхні
Кутовий (важільний) з призмами	обертальний разом з важелями	широкий, визначається кутом повороту важелів	зміщується вздовж осі ЗП	змінюється через кут φ і передавальне відношення	малі; прості шарніри	групи деталей, верстатні комплекси
Радіальний	поворот губок до 90°	широкий	зміщується; губки виходять із зони підходу	змінюється	малі	підхід збоку, обмежений простір
Центрувальний трипальцевий	радіальний, три губки під 120°	обмежений ходом	незмінне в площині затиску	стала	високі	короткі деталі, фланці, торцеве захоплення
Адаптивний електромеханічний	паралельний або охоплення	дуже широкий	незмінне в паралельному режимі	програмуєтьс я, мала	високі; електропривод	різнорозмірні легкі деталі

З табл. 1.1 видно, що серед двопальцевих ЗП широкий діапазон діаметрів при великій силі затиску і простій конструкції забезпечують лише кутові (важільні) ЗП. Їх головний недолік – зміщення центра деталі і зміна сили затиску в діапазоні діаметрів – залежить від конструктивних параметрів L, a, α, γ. Саме тому для обслуговування токарного верстата групою валів у роботі обрано важільний ЗП з призматичними губками, а його функціональні можливості досліджуються в розділі 2.

1.2.3. Особливості захватних пристроїв для обслуговування верстатів з ЧПК

Обслуговування токарного верстата з ЧПК роботом – одна з найпоширеніших задач промислової робототехніки. Умови роботи ЗП в такому комплексі суттєво відрізняються від умов складальних чи пакувальних операцій. Нижче розглянуто особливості, які безпосередньо впливають на вимоги до функціональних характеристик ЗП.

Змінність діаметрів утримуваних деталей. Один і той самий ЗП утримує заготовку і готову деталь. Їхні діаметри відрізняються на величину припуску на обробку: для валів середніх розмірів з прокату це 5–8 мм. При обслуговуванні групи деталей до цього додається різниця діаметрів між типорозмірами. Для групи валів, розглянутої в роботі (табл. 2.1), діаметри поверхонь захоплення становлять 50–72 мм для деталей і 55–78 мм для заготовок. Отже, один ЗП повинен працювати в діапазоні 28 мм, що для номінального діаметра близько 78 мм відповідає коефіцієнту універсальності $k_D \approx 0{,}36$. Паралельні ЗП з одним комплектом губок такого діапазону не забезпечують. Кутові ЗП його забезпечують, але при цьому важелі повертаються від номінального положення на кут до 10–15°, тобто деталі утримуються при зміщених вершинах призм.

Точність встановлення деталі в патрон. Заготовка повинна увійти між розкритими кулачками патрона і впертися торцем в упор або торець кулачків. Допустима неспіввісність заготовки і шпинделя визначається радіальним зазором між заготовкою і розкритими кулачками та фасками на заготовці. Похибка фактичного положення деталі складається з трьох частин:

– похибки позиціювання робота: повторюваність сучасних роботів за ISO 9283 становить соті частки міліметра [31];

– похибки положення деталі в ЗП, тобто зміщення її центра при зміні діаметра і його розкиду через допуск на діаметр заготовки;

– похибки форми і розмірів самої заготовки (кривизна, овальність прокату).

Для паралельних і центрувальних ЗП друга складова близька до нуля. Для кутових ЗП вона становить міліметри і є визначальною. Якщо зміщення центра

невідоме або нестабільне, робот або промахується повз кулачки, або змушений підходити зі зниженою швидкістю і пошуковими рухами, що збільшує допоміжний час.

Компенсація зміщення центра в програмі робота. Для кожного типорозміру деталі програма робота повинна містити корекцію положення інструментальної точки (TCP) на величину зміщення центра деталі. Якщо зміщення відоме з розрахунку, корекцію можна задати таблицею для всієї групи деталей. Якщо ж розкид зміщень великий, а залежність від діаметра не визначена, точки встановлення доводиться навчати окремо для кожного типорозміру. Кожне навчання займає десятки хвилин і повторюється при кожній зміні номенклатури. Тому для групової обробки важливе не лише значення зміщення, а й його розкид у межах групи Δ_Σ та стабільність, тобто чутливість до відхилення діаметра заготовки k_Δ.

Взаємодія ЗП і патрона під час затиску. Після встановлення заготовки в патрон кулачки затискаються, поки деталь ще утримується губками ЗП. Кулачки самоцентрувального патрона зміщують деталь до осі шпинделя. Якщо центр деталі в ЗП не збігається з цією віссю, виникають сили, що діють на губки ЗП, важелі і руку робота, а на оброблених поверхнях можуть залишитися сліди губок. Тому ЗП розкривають на початку затиску патрона або встановлюють між фланцем і ЗП податливий компенсатор. Обидва рішення тим простіші, чим менша неспіввісність, тобто чим точніше відоме положення центра деталі в ЗП.

Зміна орієнтації ЗП впродовж циклу. Заготовка береться з накопичувача, як правило, при вертикальній орієнтації ЗП, а встановлюється в патрон при горизонтальній, з віссю деталі вздовж осі шпинделя. Отже, напрямок сили ваги відносно губок змінюється, а при введенні заготовки в патрон з’являється навантаження вздовж осі деталі, яке сприймається лише силами тертя. Швидкісні переміщення робота з прискоренням близько 15 м/с² створюють сили інерції, що в 1,5 раза перевищують силу ваги деталі [1, 7]. Сила затиску повинна бути достатньою для найбільш несприятливого поєднання орієнтації і напрямку руху. Водночас вона не повинна залишати слідів на оброблених поверхнях готової деталі.

Підхід до деталі в накопичувачі. Заготовки в накопичувачі (палеті, лотку, касеті) розміщені з певним кроком, тож сусідні деталі обмежують вільний простір для підходу ЗП. Щоб взяти деталь, губки повинні розкритися настільки, щоб кінці призм обминули деталь із зазором. Необхідне розкриття визначається додатковим переміщенням губок S і шириною захвату $S_ш$, які залежать від кута призми і діаметра деталі [1]. Ширина розкритого ЗП $B_р$ визначає мінімальний вільний проміжок між сусідніми деталями: з кожного боку деталі потрібен простір близько $(B_р - D)/2$. Для деталі діаметром 78 мм це 18,5 мм при параметрах ЗП, вибраних за довідковими рекомендаціями, і 13 мм при параметрах, обґрунтованих у розділі 2. Менший проміжок дозволяє розмістити в накопичувачі більше заготовок і збільшити час автономної роботи комірки.

Тривалість циклу. При двомісному ЗП кожен із захватів за цикл спрацьовує щонайменше двічі (затиск і розтиск), тобто ЗП спрацьовує чотири рази за цикл. Час спрацювання пневматичного ЗП за сталої пропускної здатності пневмоапаратури пропорційний об’єму циліндра, тобто ходу і квадрату діаметра поршня. Хід поршня визначається необхідним кутом повороту важелів θ_Σ від положення для найменшої деталі до розкриття для найбільшої. Отже, функціональні характеристики ЗП безпосередньо впливають на допоміжний час і продуктивність комплексу.

Умови середовища. ЗП працює в зоні дії мастильно-охолоджувальної рідини і стружки. Залишки рідини на поверхні деталі знижують коефіцієнт тертя між губками і деталлю до 0,1 і менше і роблять його нестабільним. Стружка, що потрапила між призмою і деталлю, порушує базування. Тому у верстатних комплексах призми виготовляють з термообробленої сталі зі змінними накладками, передбачають обдування зони захоплення стисненим повітрям, а розрахунок сил затиску виконують за зниженим коефіцієнтом тертя.

Безпека. При аварійній зупинці робота або втраті живлення деталь не повинна випасти з ЗП в робочу зону верстата. Цю вимогу встановлюють стандарти ISO 10218-1/2 [33, 34]. Для пневматичних ЗП вона забезпечується зворотними клапанами в пневмолініях або механізмом збереження сили затиску.

Крім того, ЗП не повинен відкриватися до підтвердження затиску патрона, тому сигнали ЗП і верстата взаємно блокуються в програмі керування комплексом.

Отже, особливості обслуговування верстатів з ЧПК формують такі вимоги до функціональних характеристик ЗП:

– утримування всіх заготовок і деталей групи без заміни губок, тобто достатній діапазон діаметрів;

– малий і розрахунково відомий розкид положення центра деталі, що дозволяє задати корекції TCP таблицею без навчання точок для кожного типорозміру;

– мала чутливість положення центра до відхилення діаметра заготовки;

– мала ширина розкритого ЗП і мале додаткове переміщення губок для підходу в накопичувачі;

– мінімальний кут повороту важелів, а отже, хід приводу і час спрацювання;

– достатня сила затиску для найбільш несприятливих умов руху при зниженому коефіцієнті тертя.

Ці вимоги суперечливі і залежать від тих самих конструктивних параметрів ЗП – кута призм α, кута їх приєднання γ, довжини важеля L і відстані між опорами a. Тому їх узгоджений вибір є задачею розділу 2.

1.2.4. Функціональні можливості захватного пристрою і система їх показників

Під функціональними можливостями ЗП у роботі розуміємо сукупність властивостей, що характеризують здатність ЗП захоплювати, утримувати і звільняти деталі заданої групи з необхідною точністю положення, незалежно від сили затиску. На відміну від силових характеристик, які визначають, чи утримає ЗП деталь, функціональні характеристики визначають, які деталі ЗП може взяти, де саме в ЗП опиниться деталь і які рухи для цього потрібні.

Стандарт ISO 14539 встановлює перелік характеристик, які виробник повинен наводити для захватів, що утримують об’єкт затиском. Серед них є функціональні характеристики (хід губок, повторюваність положення губок, час

спрацювання) [29]. У системі показників якості ЗП, запропонованій у [5], функціональні показники виділено в окрему групу поряд із силовими, точнісними, динамічними і масо-габаритними. Ці переліки розраховані на паралельні ЗП, у яких положення деталі не залежить від її діаметра. Для важільних ЗП систему показників необхідно доповнити характеристиками, що враховують зміну положення деталі і кута повороту важелів у діапазоні діаметрів. Систему показників, сформовану на основі [1, 5, 29], наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Система показників функціональних можливостей важільного захватного пристрою

Група	**Показник**	**Позначення, одиниця**	**Від чого залежить**	**Вимога**
Універсальність	діапазон діаметрів, коефіцієнт універсальності	$D_{min}…D_{max}$, мм; k_D	L, a, α, γ, допустимий кут повороту важеля	охоплює групу деталей
Точність положення	зміщення центра деталі, розкид зміщень, чутливість до діаметра	Δ, $Δ_Σ$, мм; $k_Δ$, мм/мм	a, L, α, положення $D_н$ у діапазоні	мінімум
Умови захоплення	додаткове переміщення важеля, ширина захвату, ширина розкритого ЗП	S, $S_ш$, $B_р$, мм	α, D, L, a	мінімум
Кінематичні	кут повороту важелів від D_{min} до розкриття, хід приводу	$θ_Σ$, град; $s_{шт}$, мм	L, a, α, γ, передавальне відношення механізму	мінімум
Масо-габаритні	довжина важелів, виліт ЗП від фланця, маса	L, мм; $m_{ЗП}$, кг	L, a, тип приводу	мінімум
Силові (пов’язані)	плече сумарної сили, момент на важелі	l_c, мм; M_c, Н·м	L, $ω_н$, α, φ, режим руху	мінімум

Розглянемо показники кожної групи.

Показники універсальності. Діапазон утримуваних діаметрів обмежений найменшим D_{min} і найбільшим D_{max} діаметрами, які ЗП утримує без заміни губок. Для порівняння ЗП різних розмірів зручно використовувати відносну величину – коефіцієнт універсальності. Ступінь універсальності оцінюємо коефіцієнтом

$$k_D = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{D_н}, \tag{1.1}$$

де $D_н$ – номінальний діаметр ЗП, мм. У паралельному ЗП з призматичними губками вершини призм рухаються назустріч одна одній, а центр деталі лежить на осі ЗП. Тому діапазон діаметрів прямо визначається ходом губок $s_г$ (на одну губку):

$$D_{\max} - D_{\min} = 2\, s_{\text{г}} \sin\frac{\alpha}{2}.$$

Наприклад, для групи валів з діапазоном 50–78 мм ($k_D \approx 0{,}36$) при $\alpha = 120°$ необхідний хід губки $s_г \geq 28/(2 \sin 60°) = 16{,}2$ мм. Це більше, ніж у типових пневматичних паралельних ЗП середнього розміру, тому для такої групи потрібні або довгоходові моделі, або змінні губки. У важільному ЗП діапазон визначається допустимим кутом повороту важелів від номінального положення і залежить від L, a, α, γ (п. 2.3). Тому при тому самому приводі він може бути значно ширшим.

Показники точності положення. Положення деталі в ЗП визначаємо положенням її центра вздовж осі ЗП. Зміщення центра Δ(D) відраховується від положення центра деталі номінального діаметра. Для паралельних і центрувальних ЗП $\Delta \equiv 0$, для важільних воно залежить від діаметра нелінійно і несиметрично відносно $D_н$ (п. 1.4.2). Точність положення деталі оцінюємо розкидом зміщень центра в межах діапазону

$$\Delta_\Sigma = \max_D \Delta(D) - \min_D \Delta(D), \qquad (1.2)$$

де Δ(D) – зміщення центра деталі діаметром D відносно положення центра деталі номінального діаметра $D_н$, мм. Саме Δ_Σ, а не найбільше значення Δ, визначає потребу в окремих корекціях ТСР: постійну складову зміщення компенсує одна корекція, а розкид – ні.

Другим точнісним показником є чутливість положення центра до відхилення діаметра:

$$k_\Delta = \max_D \left|\frac{d\Delta}{dD}\right|.$$

Вона характеризує похибку, яку вносить допуск на діаметр заготовки δ_D: додаткове зміщення центра не перевищує $k_\Delta \delta_D$. Наприклад, при $k_\Delta = 0{,}25$ мм/мм і допуску прокату ±0,5 мм центр деталі зміщується на ±0,13 мм. Цю похибку, на відміну від Δ_Σ, неможливо компенсувати таблицею корекцій, бо фактичний діаметр кожної заготовки невідомий. Третім показником є повторюваність положення губок за ISO 14539 [29]. Вона визначається точністю виготовлення і зазорами в шарнірах і для важільних ЗП становить соті частки міліметра, тобто значно менша за Δ_Σ.

Показники умов захоплення. Щоб взяти деталь, губки потрібно розкрити більше, ніж для її утримання, щоб кінці призм обминули деталь. Додаткове переміщення вершини призми і ширина захвату в зоні грані [1]:

$$S = \frac{D}{2}\left[1 - \sin\frac{\alpha}{2}\right]; \qquad S_{\text{ш}} = \frac{D}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha/2)}{\text{tg}(\alpha/2)}.$$

Для деталі D = 78 мм при α = 90° S = 11,4 мм і $S_{\text{ш}}$ = 27,6 мм, а при α = 120° – лише 5,2 і 11,3 мм. Узагальнюючим показником є ширина розкритого ЗП $B_{\text{р}}$ – найбільша відстань між зовнішніми точками призм у положенні підходу до найбільшої деталі групи. Вона визначає вільний простір, необхідний між сусідніми деталями в накопичувачі.

Кінематичні показники. Кут повороту важелів θ_{Σ} – від положення для найменшої деталі групи до розкриття для підходу до найбільшої – визначає необхідний хід приводу. Для клинового механізму з плечем сили клина h відносно осі важеля і кутом клина $\beta_{\text{к}}$ хід штока

$$s_{\text{шт}} = \frac{\theta_{\Sigma}\, h}{\text{tg}\,\beta_{\text{к}}}.$$

Час спрацювання пневматичного ЗП за сталої пропускної здатності пневмоапаратури пропорційний об’єму циліндра. Отже, зменшення θ_{Σ} безпосередньо скорочує допоміжний час циклу.

Масо-габаритні показники. Довжина важелів L визначає виліт ЗП від фланця робота, тобто момент сил ваги та інерції ЗП і деталі відносно зап’ястя, а також масу і жорсткість важелів. Для важільних ЗП довжину важеля доцільно розглядати як окремий показник, оскільки вона одночасно впливає на точність положення, кут повороту і момент на важелі.

Пов’язані силові показники. Функціональні і силові показники пов’язані через геометрію важеля. Сумарна сила затиску призми $P_{\text{с}}$ діє вздовж бісектриси призми з плечем $l_{\text{с}}$ відносно осі опори важеля, і момент, який повинен створити привод на кожному важелі,

$$M_c = P_{\text{р}}\, l_c = K\, P_c\, l_c,$$

де $P_{\text{р}}$ – дійсна сила затиску; K – коефіцієнт запасу. Плече $l_{\text{с}}$ залежить від довжини важеля і кута його нахилу, а $P_{\text{с}}$ – від кута призми і кута зміщення

вершин призм φ, тобто від тих самих параметрів, що й функціональні показники. Тому момент M_c включено до системи показників як характеристику навантаження приводу, яку не можна розглядати окремо від функціональних.

Показники табл. 1.2 суперечливі. Напрямки впливу основних конструктивних параметрів такі [1, 8, 9]:

– збільшення кута призми α зменшує S, $S_ш$, $B_р$ і кут повороту θ_Σ, але збільшує необхідну силу затиску при дії навантаження вздовж осі ЗП і момент на важелі;

– збільшення довжини важеля L зменшує розкид Δ_Σ і кут θ_Σ, але збільшує плече l_c, момент M_c, виліт і масу ЗП;

– збільшення відстані між опорами a збільшує номінальний діаметр і розкид Δ_Σ і мало впливає на інші показники;

– кут приєднання призми γ при заданих L і a визначає номінальний діаметр і плече l_c, а також зазор між важелем і деталлю;

– положення номінального діаметра $D_н$ у діапазоні групи визначає знак і розподіл зміщень центра та кутів φ, а отже – і Δ_Σ, і сили затиску.

Не всі показники рівноцінні для задачі вибору параметрів. Діапазон діаметрів для заданої групи є обмеженням: ЗП або утримує всі деталі групи, або не придатний. Показники S і $S_ш$ входять до ширини $B_р$, а хід приводу пропорційний θ_Σ. Тому як критерії вибору параметрів у розділі 2 прийнято чотири показники – $M_{c,max}$, Δ_Σ, θ_Σ і $B_р$. Решту показників враховано як обмеження або як похідні величини.

Отже, вибір параметрів ЗП є задачею пошуку компромісу між суперечливими показниками. У [1] вона розв’язувалася експертно за однофакторними графіками, а в даній роботі формалізується як багатокритеріальна задача.

1.3. Огляд літературних джерел з функціональних характеристик і вибору параметрів захватних пристроїв

Джерела з тематики роботи можна об’єднати в шість груп: вітчизняні дослідження ЦНТУ (КНТУ); зарубіжні монографії з проєктування захватів;

роботи з проєктування і вибору параметрів ЗП; праці з багатокритеріальної оптимізації; оглядові статті; стандарти. Хронологію ключових джерел наведено на рис. 1.2.

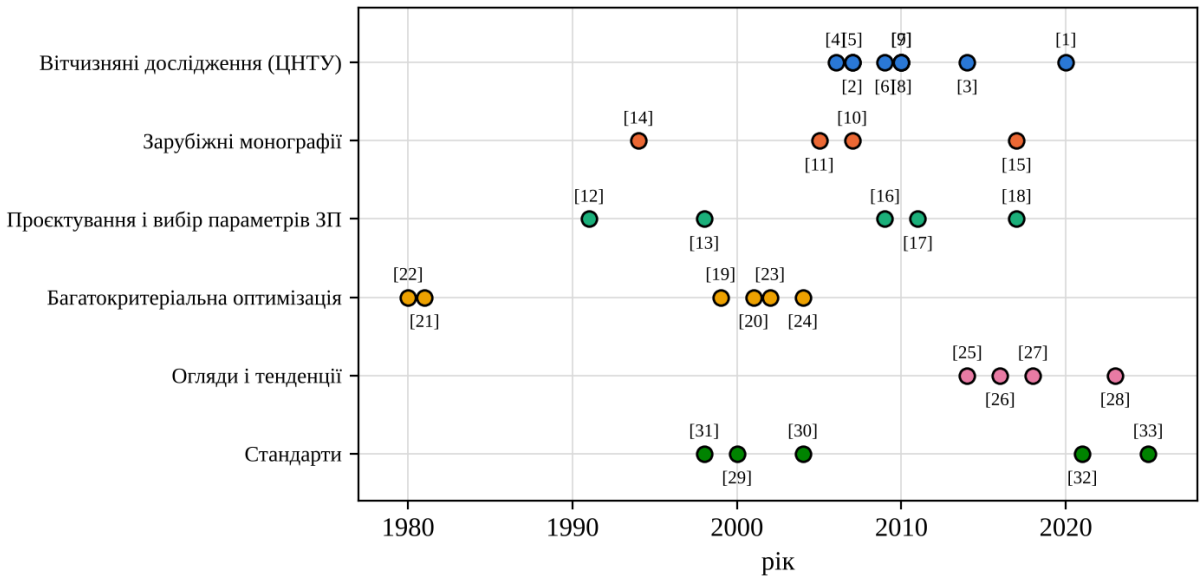

Рис. 1.2. Хронологія основних джерел з тематики роботи за групами (у квадратних дужках – номери джерел у списку)

1.3.1. Вітчизняні дослідження функціональних характеристик ЗП

Систематичні дослідження ЗП промислових роботів виконано в ЦНТУ (КНТУ) [1–9]. У посібнику І. І. Павленка [2] викладено основи розрахунку і проєктування промислових роботів, у посібнику [3] і монографії [1] систематизовано конструкції ЗП та методи їх силового і функціонального розрахунку. У статтях [4, 5] запропоновано конструктивно-силову структуру ЗП і систему показників їх якості, у [6, 7] наведено результати експериментальних досліджень сил затиску.

Безпосередньою основою даної роботи є статті [8, 9] і розділ 6 монографії [1], у яких для важільного ЗП з призматичними губками отримано: формули плечей сил затиску l_1, l_2 і передавального відношення затискних важелів; формули номінального, збільшеного і зменшеного діаметрів утримуваних деталей; граничні умови мінімального діаметра (контакт кінців призм); формули зміщення центра деталі; формули додаткового переміщення S і ширини $S_ш$. На основі графіків побудованих залежностей сформовано рекомендовані інтервали

параметрів. Обмеженням цих результатів є відсутність формалізованих критеріїв вибору і прив’язки до конкретної групи деталей.

1.3.2. Зарубіжні монографії з проєктування захватів

Монографія G. Monkman, S. Hesse, R. Steinmann, H. Schunk [10] містить класифікацію захватів за принципом утримування, рекомендації з вибору кінематики губок і форми затискних елементів, формули сил затиску з коефіцієнтом запасу. Книга A. Wolf, R. Steinmann, H. Schunk [11] розглядає захват як елемент системи «робот – захват – деталь» і приділяє увагу універсальності захватів і швидкій зміні губок. Основи кінематики і статики захоплення викладено в [14, 15]. У цих джерелах самоцентрування і зміщення деталі розглядаються якісно: для паралельних захватів з призматичними губками вказується незмінність положення центра, для кутових – його залежність від діаметра, без кількісних методів оцінки.

1.3.3. Проєктування і вибір параметрів захватних пристроїв

D. T. Pham і S. H. Yeo [12] запропонували стратегію вибору захватів для роботизованого складання на основі бази знань і послідовного відсіювання варіантів за вимогами до деталі і операції. G. Causey і R. Quinn [13] сформулювали рекомендації з проєктування модульних захватів, зокрема щодо самоцентрування і допусків на положення деталі. Ці роботи мають якісний, рекомендаційний характер.

Кількісні оптимізаційні постановки з’явилися в роботах з оптимізації механізмів захватів. R. Saravanan та ін. [16] сформулювали задачу оптимізації розмірів механізму захвату з кількома цільовими функціями (різниця між найбільшою і найменшою силами затиску в діапазоні розмірів об’єкта, передавальне відношення сили) і обмеженнями на геометрію, розв’язавши її еволюційними алгоритмами. R. Datta і K. Deb [17] застосували для цієї задачі багатокритеріальний генетичний алгоритм NSGA-II [23] з подальшим локальним уточненням і показали, що аналіз фронту Парето дозволяє виявити закономірності («принципи проєктування»), спільні для оптимальних рішень. Огляд M. Honarpardaz та ін. [18] систематизує методи автоматизованого

проєктування пальців промислових захватів і вказує, що більшість методів оптимізує форму пальців під конкретну деталь, тоді як задача вибору параметрів для групи деталей розглядається рідко.

1.3.4. Методи багатокритеріальної оптимізації

Загальні положення багатокритеріальної оптимізації викладено в монографіях K. Miettinen [19] і K. Deb [20], огляд методів для інженерних задач – у [24]. Розрізняють апріорні методи (адитивна згортка з ваговими коефіцієнтами, лексикографічне впорядкування, метод ε-обмежень), апостеріорні методи (побудова множини Парето з подальшим вибором особою, що приймає рішення) та інтерактивні методи. Для призначення вагових коефіцієнтів використовують експертні оцінки і метод аналізу ієрархій T. Saaty [22], для ранжування варіантів – метод TOPSIS [21]. Еволюційні алгоритми, зокрема NSGA-II [23], ефективні при великій кількості змінних; при чотирьох-п’яти змінних і швидкому обчисленні критеріїв достатньо повного перебору на сітці, який гарантує знаходження всієї дискретної множини Парето.

1.3.5. Оглядові роботи і нормативна база

Ключова доповідь CIRP [25] систематизує фази захоплення і методи забезпечення гнучкості захватів, у тому числі за рахунок широкого ходу губок і змінних губок. Огляди [26, 28] фіксують поширення адаптивних і електромеханічних захватів з програмованим ходом, а статистичний огляд L. Birglen і T. Schlicht [27] показує, що серед серійних промислових захватів переважають паралельні двопальцеві пневматичні моделі.

Нормативну базу становлять ISO 8373 (терміни) [32], ISO 14539 (характеристики захватів) [29], ISO 9409-1 (механічний інтерфейс) [30], ISO 9283 (критерії точності і повторюваності роботів) [31] і ISO 10218-1/2 (безпека) [33, 34]. Стандарт ISO 9283 визначає методи оцінки точності позиціювання робота; похибка положення деталі в ЗП додається до цієї похибки, тому для кутових ЗП її необхідно оцінювати окремо. Методик вибору параметрів ЗП стандарти не містять.

1.3.6. Узагальнення результатів огляду

Систематизацію джерел наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3. Систематизація основних літературних джерел з тематики роботи

Група джерел	Джерела	Основний внесок	Обмеження щодо теми роботи
Вітчизняні дослідження	[1–9]	розрахункові схеми і формули функціональних характеристик важільних ЗП, рекомендовані інтервали параметрів	рекомендації отримано експертно, без критеріїв вибору і прив’язки до групи деталей
Зарубіжні монографії	[10, 11, 14, 15]	класифікація, кінематика і статика захоплення, рекомендації з проєктування	зміщення центра деталі в кутових ЗП оцінюється якісно
Проєктування і вибір ЗП	[12, 13, 16–18]	бази знань для вибору, оптимізація механізмів захватів	оптимізується переважно силова характеристика або форма пальців під одну деталь
Багатокритеріальна оптимізація	[19–24]	згортка критеріїв, множина Парето, еволюційні алгоритми	загальні методи, не адаптовані до ЗП
Огляди і стандарти	[25–34]	тенденції, характеристики серійних ЗП, терміни, інтерфейси, точність	не містять методик вибору параметрів ЗП

Аналіз джерел дозволяє виділити невирішені питання, що визначають завдання дослідження:

1. Розрахункові залежності функціональних характеристик важільних ЗП [1] не зведено в єдину модель зі знаковим кутом повороту важеля, придатну для програмного розрахунку за всіма діаметрами групи деталей.

2. Відсутні формалізовані критерії і обмеження, за якими можна порівнювати варіанти параметрів ЗП; рекомендації [1] отримано однофакторним аналізом.

3. Не досліджено, як положення номінального діаметра в діапазоні групи деталей впливає на розкид положення центра деталі і на інші функціональні показники.

4. Методи багатокритеріальної оптимізації, застосовані до механізмів захватів [16, 17], не використовувались для вибору параметрів важільних ЗП з призматичними губками за функціональними критеріями.

Розв’язанню цих питань присвячено дослідну частину роботи (розділ 2).

1.4. Огляд конструктивних схем захватних пристроїв промислових роботів

1.4.1. Важільні захватні пристрої з різними проміжними механізмами

Важільний ЗП з призматичними затискними елементами складається з корпусу з приєднувальним фланцем, приводу, проміжного механізму, двох затискних важелів і закріплених на них затискних призм [1, 4]. Привод (як правило, пневмоциліндр двосторонньої дії) розміщено вздовж осі ЗП. Його шток через проміжний механізм повертає затискні важелі довжиною L навколо осей опор, розміщених на відстані a одна від одної. Типові конструкції наведено на рис. 1.3 [1].

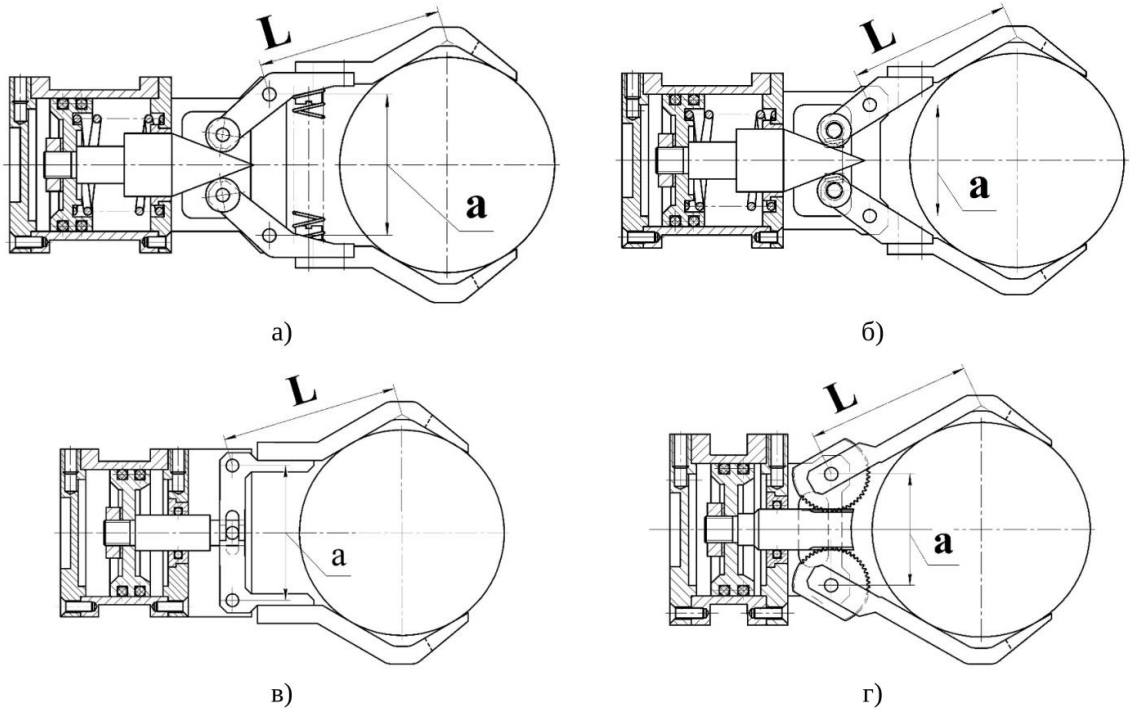

Рис. 1.3. Типові конструкції важільних захватних пристроїв [1]: а), б) з клиновими механізмами; в) з важільним механізмом; г) із зубчасто-рейковим механізмом

Конструкції відрізняються лише проміжним механізмом:

– у конструкціях з клиновим механізмом (рис. 1.3, а, б) клин на штоку діє на ролики або виступи коротких плечей важелів;

– у конструкції з важільним механізмом (рис. 1.3, в) шток повертає важелі через шарнірні тяги;

– у конструкції із зубчасто-рейковим механізмом (рис. 1.3, г) рейка штока входить у зачеплення із зубчастими секторами важелів.

В усіх конструкціях шток діє на обидва важелі одночасно і симетрично. Це забезпечує синхронний рух призм і самоцентрування деталі відносно осі ЗП. Розкриття важелів виконується зворотним ходом штока або пружинами.

Проміжний механізм характеризується двома передавальними відношеннями. Силове відношення зв'язує силу на штоку Q з моментом M на кожному важелі, кінематичне – хід штока s з кутом повороту важеля θ. Без урахування втрат на тертя добуток цих відношень сталий ($Q \cdot s = 2M \cdot \theta$): механізм, що підсилює силу, у стільки ж разів зменшує кут повороту важелів за той самий хід штока. Розглянемо співвідношення для кожного механізму.

Клиновий механізм (рис. 1.3, а, б). Клин з кутом $\beta_к$ при переміщенні штока на s відводить ролик кожного важеля в поперечному напрямку на $s \cdot \operatorname{tg} \beta_к$. Якщо ролик розміщено на плечі h відносно осі опори, важіль повертається на кут $\theta \approx s \cdot \operatorname{tg} \beta_к / h$. Сила, з якою клин діє на ролик кожного важеля, і момент на важелі:

$$N = \frac{Q}{2\operatorname{tg}(\beta_к + \rho)}; \qquad M = N\,h = \frac{Q\,h}{2\operatorname{tg}(\beta_к + \rho)},$$

де ρ – зведений кут тертя на поверхнях клина. При $\beta_к = 15°$ і $\rho \approx 3°$ (ролики на підшипниках) підсилення N/Q = 1,54. Для повороту важелів на 20° при h = 30 мм потрібен хід штока близько 39 мм. Оскільки кут клина сталий, передавальні відношення клинового механізму не залежать від кута повороту важелів, тобто від діаметра деталі. Якщо кут клина менший за кут тертя, механізм стає самогальмівним: деталь утримується і при падінні тиску в циліндрі, але ЗП потребує примусового розкриття. Конструкція компактна, а клин і ролики розміщуються всередині корпусу і захищені від стружки. Недолік – малий кут повороту важелів за хід штока, тому для широкого діапазону діаметрів потрібен довший циліндр. У конструкції рис. 1.3, б клин діє безпосередньо на профільовані виступи важелів без роликів. Вона простіша і коротша, але тертя ковзання збільшує втрати і знос.

Важільний (важільно-шарнірний) механізм (рис. 1.3, в). Шток переміщує спільний шарнір двох тяг, які з'єднані з короткими плечима затискних важелів. Сила в кожній тязі, нахиленій під кутом $\theta_т$ до осі штока, і момент на важелі:

$$S = \frac{Q}{2\cos\theta_т}; \qquad M = S\, l_т(\theta),$$

де $l_т(\theta)$ – плече сили тяги відносно осі опори важеля, яке змінюється з поворотом важеля. Коли тяги наближаються до положення, перпендикулярного до осі штока, сила в тягах і момент на важелях різко зростають (ефект «мертвого» положення). Тому силове передавальне відношення суттєво залежить від діаметра деталі: при однаковому тиску деталі різних діаметрів затискаються з різною силою. Механізм простий у виготовленні, має середній хід і малі втрати на тертя в шарнірах. Проте при широкому діапазоні діаметрів силу приводу доводиться розраховувати за найменш сприятливим положенням тяг.

Зубчасто-рейковий механізм (рис. 1.3, г). Рейка на штоку входить у зачеплення із зубчастими секторами радіуса $r_з$, виконаними на важелях. Кут повороту важеля і момент на ньому:

$$\theta = \frac{s}{r_з}; \qquad M = \frac{Q\, r_з\, \eta_з}{2},$$

де $\eta_з$ – ККД зубчастого зачеплення (0,95–0,97). Обидва передавальні відношення сталі в усьому діапазоні кутів повороту, а зачеплення забезпечує жорстку синхронізацію важелів. Механізм дозволяє отримати великі кути повороту важелів при помірному ході штока. Тому він доцільний для ЗП з широким діапазоном діаметрів, але дає менше підсилення сили, ніж клиновий, і потребує захисту зачеплення від стружки.

Гвинтовий механізм у важільних ЗП застосовується разом з електроприводом: гвинт з кроком $p_г$ перетворює момент двигуна на силу на гайці $Q = 2\pi M_{дв}\eta / p_г$, яка далі передається на важелі клином або тягами. Такий механізм самогальмівний і дозволяє програмувати положення і силу губок, але має більшу масу і менший ККД.

Для чотирьох конструкцій рис. 1.3 у монографії [1] (табл. 6.4) рекомендовано такі співвідношення довжини важеля L і відстані між опорами a до номінального діаметра:

– № 1 (клиновий з роликами): $a = (0{,}6…0{,}7)D_н$, $L = (0{,}95…1{,}2)D_н$;

– № 2 (клиновий без роликів): $a = (0{,}5…0{,}6)D_н$, $L = (0{,}9…1{,}0)D_н$;

– № 3 (важільний): $a = (0{,}6…0{,}7)D_н$, $L = (0{,}9…1{,}1)D_н$;

– № 4 (зубчасто-рейковий): $a = (0{,}65…0{,}75)D_н$, $L = (0{,}9…1{,}0)D_н$.

У [1] цей параметр позначено як «α». Проте значення, задані в частках діаметра, свідчать, що мова йде про лінійний розмір a, а не про кут призми. Відмінності в рекомендованих значеннях пов’язані з розмірами проміжного механізму: клин з роликами і зубчасті сектори потребують більшої відстані між опорами, ніж безроликовий клин.

Для всіх розглянутих конструкцій геометрія затискної частини однакова. Функціональні характеристики – діапазон діаметрів, зміщення центра деталі, умови захоплення і необхідний кут повороту важелів – визначаються параметрами L, a, α, γ і не залежать від типу проміжного механізму. Тип механізму впливає на дві речі: передавальне відношення між силою приводу і моментом на важелі та співвідношення між ходом штока і кутом повороту важелів. Клиновий механізм забезпечує велике і стале підсилення сили при малому куті повороту, важільний – змінне підсилення, що залежить від діаметра деталі, зубчасто-рейковий – стале передавальне відношення в широкому діапазоні кутів [1, 9].

Звідси випливає порядок проєктування важільного ЗП. Спочатку за функціональними критеріями вибирають параметри затискної частини L, a, α, γ і визначають необхідний кут повороту важелів θ_Σ і момент на важелі M_c. Потім, з урахуванням компоновки, вибирають тип проміжного механізму і за його передавальними відношеннями визначають силу і хід приводу. Для групи валів, що розглядається в роботі, обрано клиновий механізм з роликами (рис. 1.3, а). Він компактний, має велике і стале підсилення сили, а його основний недолік – малий кут повороту важелів за хід штока – частково компенсується зменшенням θ_Σ за рахунок раціонального вибору параметрів затискної частини (розділ 2).

1.4.2. Самоцентрування і зміщення центра деталі в захватних пристроях різних схем

Самоцентруванням називають властивість ЗП встановлювати деталь так, що її вісь займає однозначне положення відносно корпусу ЗП незалежно від діаметра деталі [10, 13]. Для деталей типу валів самоцентрування забезпечується призматичними губками, що рухаються симетрично відносно осі ЗП. Однак повною мірою ця властивість реалізується лише в схемах, де губки не повертаються в процесі затиску. Розглянемо, як положення центра деталі залежить від схеми ЗП.

Паралельні ЗП з призматичними губками. Вершини двох однакових призм рухаються поступально назустріч одна одній, а їх бісектриси лежать на одній прямій, перпендикулярній до осі ЗП. Центр деталі радіуса r розміщений на цій прямій на відстані x = r/sin(α/2) від вершини кожної призми. Отже, діаметр деталі і положення вершин пов'язані залежністю

$$D = 2\,x \sin\frac{\alpha}{2}, \qquad y_O = \text{const},$$

де x – відстань від вершини призми до осі ЗП; y_O – положення центра деталі вздовж осі ЗП. Центр деталі будь-якого діаметра залишається на осі ЗП і на незмінній відстані від фланця, тобто зміщення центра дорівнює нулю. Таку саму властивість мають трипальцеві центрувальні ЗП, у яких три губки рухаються радіально під кутом 120° і центрують деталь у площині затиску. Точність положення деталі в цих схемах обмежується лише повторюваністю губок (соті частки міліметра [29]), зазорами в напрямних і пружними деформаціями губок.

Паралельні ЗП з плоскими губками. Плоскі губки центрують деталь лише в напрямку руху губок. Положення деталі вздовж осі ЗП визначається не губками, а упором або положенням деталі в накопичувачі в момент захоплення. Тому для деталей типу валів така схема без додаткових упорів самоцентрування не забезпечує.

Важільні (кутові) ЗП. Вершина призми закріплена на важелі і при зміні діаметра деталі рухається по дузі кола радіуса L з центром на осі опори важеля. Одночасно бісектриса призми повертається разом із важелем на кут φ від

положення для номінального діаметра. Центр деталі лежить на повернутій бісектрисі, тому його відстань від осі опор важелів [1]

$$y_O(\varphi) = L\cos(\omega_н + \varphi) + \left[\frac{a}{2} + L\sin(\omega_н + \varphi)\right]\operatorname{tg}\varphi,$$

де $\omega_н = 90° - \alpha/2 - \gamma$ – кут нахилу важеля при утриманні деталі номінального діаметра. Зміщення центра $\Delta = y_O(\varphi) - y_O(0)$ дорівнює нулю лише для деталі $D_н$. Для деталі більшого діаметра ($\varphi > 0$) центр зміщується від приводу, для меншого ($\varphi < 0$) – до приводу. Радіальні ЗП є різновидом кутових і мають таку саму властивість.

Для оцінки інтенсивності зміщення продиференціюємо $y_O(\varphi)$ і діаметр деталі $D(\varphi)$ за кутом φ у точці $\varphi = 0$. Перший доданок дає $-L \sin \omega_н$, другий – $(a/2 + L \sin \omega_н)$, тобто $dy_O/d\varphi = a/2$. Похідна діаметра $dD/d\varphi = 2L \cos \omega_н \sin(\alpha/2)$. Отже, поблизу номінального діаметра

$$\Delta \approx k_{\Delta 0}(D - D_н), \qquad k_{\Delta 0} = \frac{a}{4L\cos\omega_н \sin(\alpha/2)}.$$

Ця наближена залежність пояснює вплив конструктивних параметрів на зміщення центра. Коефіцієнт $k_{\Delta 0}$ прямо пропорційний відстані між опорами важелів a і обернено пропорційний довжині важеля L. Кут призми впливає слабше, через $\sin(\alpha/2)$, який при $\alpha = 90…150°$ змінюється лише в 1,37 раза. Отже, головним засобом зменшення зміщення є зменшення відстані між опорами, а другим – збільшення довжини важеля. Якби опори важелів збігалися з віссю ЗП ($a = 0$), центр деталі в першому наближенні не зміщувався б. Однак a обмежене знизу розмірами приводу і проміжного механізму.

Залежності зміщення центра від відхилення діаметра від номінального, розраховані за формулами [1] (див. п. 2.4), наведено на рис. 1.4.

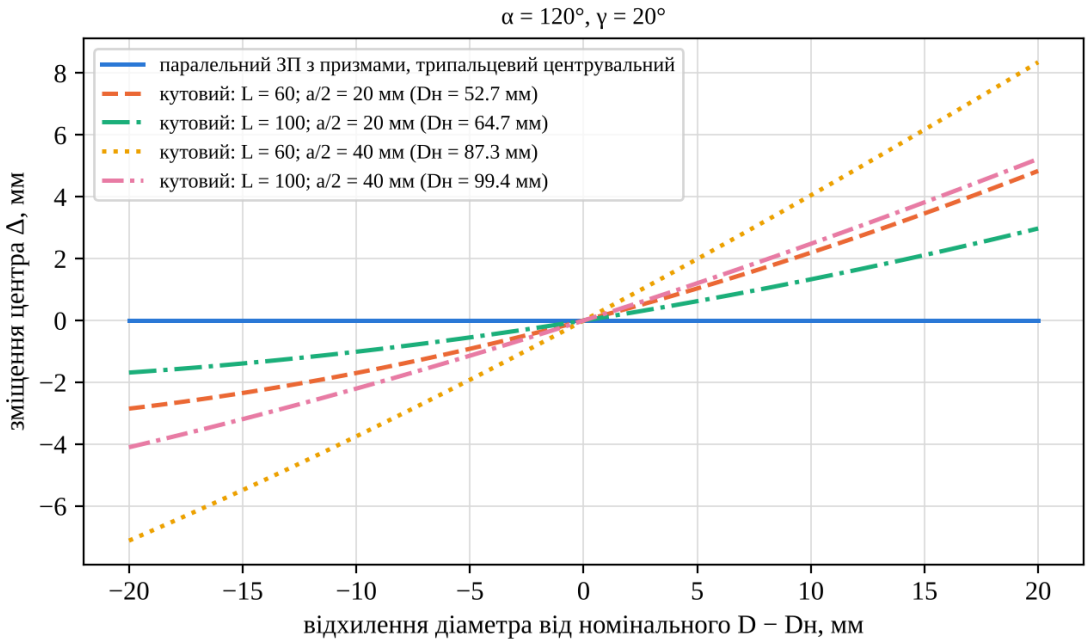

Рис. 1.4. Зміщення центра деталі в захватних пристроях різних схем

Для кутових ЗП при відхиленні діаметра на ±20 мм зміщення центра становить від −1,7…+3,0 мм (L = 100 мм, a/2 = 20 мм) до −7,1…+8,4 мм (L = 60 мм, a/2 = 40 мм). Наближена формула дає для цих варіантів $k_{\Delta 0}$ = 0,117 і 0,391 мм/мм, тобто ±2,3 і ±7,8 мм при ±20 мм, що збігається із середнім нахилом кривих рис. 1.4. Отже, найсильніше на зміщення впливає відстань між опорами важелів, слабше – довжина важеля, що узгоджується з висновками [1].

Зміщення несиметричне відносно $D_н$: для деталей більшого діаметра воно зростає інтенсивніше, ніж для меншого. Причина – другий порядок малості за φ, який у наближеній формулі не врахований. Через цю несиметрію розкид зміщень Δ_Σ у заданому діапазоні діаметрів залежить від того, де в діапазоні розміщено номінальний діаметр. Для варіанта L = 100 мм, a/2 = 20 мм і діапазону 20 мм розкид становить:

– 3,0 мм, якщо $D_н$ на нижній межі діапазону (усі деталі утримуються при $\varphi \geq 0$);

– 2,3 мм, якщо $D_н$ посередині діапазону;

– 1,7 мм, якщо $D_н$ на верхній межі (усі деталі утримуються при $\varphi \leq 0$).

Для варіанта L = 60 мм, a/2 = 40 мм ці значення становлять 8,4; 7,8 і 7,1 мм. Отже, розміщення $D_н$ на верхній межі діапазону зменшує розкид у 1,2–1,8 раза без зміни будь-яких інших параметрів ЗП.

Практичні наслідки зміщення центра для обслуговування верстатів такі. Різниця діаметрів заготовки і готової деталі на величину припуску (5–8 мм) змінює положення центра на 0,6–0,9 мм при $k_{\Delta 0} = 0{,}12$ і на 2–3 мм при $k_{\Delta 0} = 0{,}39$. Для групи деталей з діапазоном 20–30 мм розкид досягає кількох міліметрів, що перевищує типові зазори між заготовкою і розкритими кулачками патрона і потребує корекції ТСР для кожного типорозміру. Чутливість k_{Δ} визначає також похибку від допуску на діаметр заготовки, яку корекцією усунути неможливо.

Таким чином, паралельні і центрувальні ЗП мають ідеальне самоцентрування, але обмежений діапазон діаметрів. Кутові ЗП мають широкий діапазон, але зміщують центр деталі. Величина цього зміщення визначається передусім відношенням a/L і положенням $D_н$ у діапазоні групи деталей. Обидва фактори необхідно включати до змінних задачі вибору параметрів ЗП, яка розв’язується в розділі 2.

1.4.3. Затискні елементи і вплив кута призми

Затискні елементи – губки, призми, накладки – безпосередньо контактують з деталлю. Від них залежать центрування деталі, необхідна сила затиску, умови захоплення і стан оброблених поверхонь [1, 10]. Для деталей типу тіл обертання застосовують такі види затискних елементів.

Плоскі губки утворюють з циліндричною деталлю дві лінії контакту. Вони не центрують деталь у напрямку, перпендикулярному до руху губок, і утримують її від зсуву вздовж губок лише тертям. Тому для валів їх застосовують рідко.

Призматичні губки (призми) утворюють чотири лінії контакту – по дві на кожній призмі – і центрують деталь у площині затиску. Деталь утримується одночасно силовим замиканням (тертям у контактах) і геометричним замиканням (охопленням гранями). Призми є основним видом затискних елементів для валів і втулок.

Профільні губки повторюють форму конкретної деталі, наприклад ступені вала чи галтелі. Вони дають найбільшу площу контакту і найнадійніше утримування, але придатні лише для однієї деталі.

Губки з еластичними накладками (поліуретан, гума) збільшують коефіцієнт тертя і захищають оброблені поверхні. Проте через податливість накладок знижується точність положення деталі, а самі накладки зношуються і чутливі до мастильно-охолоджувальної рідини.

Призми для верстатних комплексів виготовляють з конструкційних сталей з термообробкою робочих граней або зі змінними загартованими накладками. Це дозволяє відновлювати ЗП після зносу без заміни важелів. Для широкого діапазону діаметрів застосовують симетричні призми з довгими гранями. Для деталей великих діаметрів або вузького діапазону застосовують зрізані призми: вершину і кінці граней прибирають, що зменшує ширину захвату і масу [1].

Основним параметром призми є кут α між гранями. Від нього залежать усі функціональні і силові характеристики затиску. Розглянемо ці залежності окремо.

Умови захоплення. Щоб призма підійшла до деталі, кінці її граней повинні обминути деталь. Для цього вершину призми потрібно відвести від положення затиску на додаткову величину S, а ширина захвату в зоні граней становить $S_ш$ [1]:

$$S = \frac{D}{2}\left[1 - \sin\frac{\alpha}{2}\right]; \qquad S_ш = \frac{D}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha/2)}{\mathrm{tg}(\alpha/2)}.$$

Обидві величини швидко зменшуються зі збільшенням α: чим «відкритіша» призма, тим менше її потрібно відводити від деталі і тим менше місця вона займає збоку від неї.

Довжина граней. Точка дотику деталі до грані розміщена на відстані від вершини призми

$$l_д = \frac{D}{2\,\mathrm{tg}(\alpha/2)}.$$

Щоб деталь найбільшого діаметра дотикалася до граней, а не до їх кінців, довжина грані повинна перевищувати $l_д(D_{max})$ із запасом. Водночас при найменшому діаметрі кінці граней протилежних призм не повинні стикатися. Отже, довжина граней обмежує діапазон діаметрів з обох боків. При малому куті α грані довгі ($l_д$ = 0,5D при α = 90°), і ця умова стає суттєвим обмеженням.

Сили затиску. Сумарна сила затиску призми P_c спрямована вздовж її бісектриси, а нормальні сили на гранях P_i пов'язані з нею залежністю $P_c = (P_1 + P_2)\sin(\alpha/2)$ [1]. Тому вплив кута призми на необхідну силу залежить від напрямку навантаження.

Якщо деталь утримується від зсуву вздовж своєї осі лише тертям у чотирьох контактах, сума нормальних сил повинна дорівнювати Q_z/f. Тоді необхідна сумарна сила кожної призми

$$P_c = \frac{Q_z}{2f}\sin\frac{\alpha}{2},$$

тобто пропорційна $\sin(\alpha/2)$. Призма діє як клин: при тій самій силі на важелі нормальні сили в контактах у $1/\sin(\alpha/2)$ раза більші, ніж у плоских губок ($\alpha = 180°$). При $\alpha = 90°$ необхідна сила на 29 % менша, ніж для плоских губок, при $\alpha = 120°$ – на 13 %, а при $\alpha = 150°$ виграш майже зникає (3 %).

Якщо навантаження діє вздовж осі ЗП від приводу (виривання деталі), його сприймають нижні грані призм, нахилені до напрямку навантаження. Необхідна сумарна сила призми

$$P_c = \frac{Q_x}{2}\cdot\frac{\sin(\alpha/2)}{\cos(\alpha/2)+f\sin(\alpha/2)},$$

швидко зростає зі збільшенням α, бо при $\alpha \to 180°$ грані стають паралельними до напрямку навантаження і утримують деталь лише тертям. Поперечне навантаження в площині затиску передається на призму практично без підсилення і від кута α майже не залежить [1].

Значення цих характеристик для різних α наведено в табл. 1.4 у частках діаметра деталі D; коефіцієнти сили розраховано при f = 0,1.

Таблиця 1.4. Вплив кута призми на функціональні і силові характеристики (у частках D)

α, град	**S/D**	**$S_ш$/D**	**Довжина грані до точки дотику, частки D**	**Коефіцієнт сили від осьового навантаження sin(α/2)**	**Коефіцієнт сили від виривання sin(α/2)/[cos(α/2)+f sin(α/2)]**
90	0,146	0,354	0,500	0,707	0,909
105	0,103	0,234	0,384	0,793	1,153
120	0,067	0,144	0,289	0,866	1,476
135	0,038	0,079	0,207	0,924	1,945
150	0,017	0,035	0,134	0,966	2,718

Зі збільшенням α від 90° до 150° додаткове переміщення S зменшується у 8,6 раза, ширина $S_ш$ – у 10 разів, довжина грані до точки дотику – у 3,7 раза. Водночас коефіцієнт сили від виривання деталі вздовж осі ЗП зростає в 3 рази, а коефіцієнт сили від осьового навантаження – в 1,37 раза.

Контактні напруження. Сили затиску діють по лініях контакту граней з циліндричною поверхнею деталі, тому їх треба перевіряти за контактними напруженнями, щоб не залишити слідів на оброблених поверхнях. Для контакту циліндра радіуса R = D/2 з плоскою гранню довжиною b найбільший тиск за Герцом

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{q\,E^*}{\pi R}}, \qquad q = \frac{P_i}{b}, \qquad E^* = \frac{E}{2\left(1-\nu^2\right)},$$

де q – сила на одиницю довжини контакту, Н/мм; E, ν – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалів (сталь – сталь: $E = 2{,}1\cdot 10^5$ МПа, ν = 0,3).

Для прикладу візьмемо сумарну силу призми 1386 Н при α = 125° (найважча заготовка групи валів, розділ 2). Нормальна сила на кожній грані становить 1386/(2 sin 62,5°) ≈ 781 Н. При ширині призми b = 20 мм і D = 78 мм найбільший контактний тиск $p_{max} \approx 192$ МПа. Це значно менше границі текучості конструкційних сталей, тобто пластичних слідів не виникає. Проте при проковзуванні або наявності стружки сліди можливі. Зменшення α підвищує нормальні сили на гранях при тій самій сумарній силі, тому для деталей з точними поверхнями контактні напруження обмежують мінімальний кут призми.

Таким чином, кут призми є ключовим параметром компромісу між функціональними і силовими характеристиками. Малі кути (90–110°) зменшують необхідну силу затиску при дії навантаження вздовж осі ЗП, але потребують великого розкриття губок, довгих граней і великого кута повороту важелів. Великі кути (130–150°) покращують умови захоплення і зменшують габарити, але збільшують необхідну силу. У [1] для умов захоплення рекомендовано α = 120…150°, а для різних орієнтацій ЗП із силових міркувань – α = 90…130°. Обґрунтований вибір кута призми для конкретної групи деталей можливий лише разом з іншими параметрами ЗП. Він виконується в розділі 2.

1.4.4. Вибір схеми ЗП для дослідження

Схему ЗП вибираємо з урахуванням умов роботизованої комірки, що розглядається в роботі. Робот обслуговує токарний верстат з ЧПК групою з шести ступінчастих валів зі сталі 40Х. Діаметри поверхонь захоплення становлять 50–72 мм для готових деталей і 55–78 мм для заготовок, маса – від 1,5 до 8,4 кг (п. 2.1). З аналізу, виконаного в п. 1.2–1.4, випливають такі вимоги до ЗП:

– утримування всіх заготовок і деталей групи в діапазоні 28 мм без заміни губок ($k_D \approx 0{,}36$);

– дійсна сила затиску до 1,4 кН на призму при прискоренні 15 м/с² і коефіцієнті тертя 0,1 (деталь з залишками мастильно-охолоджувальної рідини);

– малий і розрахунково відомий розкид положення центра деталі для встановлення в патрон з корекцією ТСР;

– малі хід приводу, час спрацювання і ширина розкритого ЗП;

– двомісне виконання для заміни деталі в патроні за один підхід робота;

– стійкість до мастильно-охолоджувальної рідини і стружки, утримування деталі при падінні тиску.

Розглянуто такі варіанти схеми ЗП.

Паралельний пневматичний ЗП з призматичними губками. Схема забезпечує ідеальне самоцентрування і сталу силу затиску. Однак для діапазону 28 мм при куті призми 120° хід кожної губки повинен бути не менше $28/(2 \sin 60°) = 16{,}2$ мм. Сумарна сила затиску двох губок має становити близько 2,8 кН. Серійні ЗП середніх розмірів з коротким ходом таких параметрів не мають: наприклад, SCHUNK PGN-plus-P 100-1 розвиває 870 Н при ході 10 мм на губку [39]. Довгоходові паралельні ЗП потрібної сили мають значно більші масу і габарити. Альтернатива – два комплекти змінних губок на піддіапазони 50–64 і 64–78 мм, але це повертає переналагодження, якого потрібно уникнути.

Центрувальний трипальцевий ЗП. Схема також забезпечує самоцентрування, але хід губок обмежений, конструкція важча за двопальцеву, а для довгих валів захоплення трьома губками за циліндричну поверхню незручне: третя губка заважає підходу до деталі в накопичувачі.

Адаптивний електромеханічний ЗП. Схема має великий хід і програмоване положення губок, але сила затиску серійних моделей становить 125–235 Н [40], що на порядок менше необхідної. Крім того, такі ЗП мають більші вартість і час спрацювання.

Важільні ЗП з різними проміжними механізмами. Усі вони забезпечують необхідний діапазон діаметрів за рахунок повороту важелів і мають однакову геометрію затискної частини (п. 1.4.1). Відрізняються вони приводом. Для порівняння приймемо момент на важелі $M_c \approx 96$ Н·м і кут повороту важелів близько 20°. Ці значення отримано в розділі 2 для параметрів затискної частини, вибраних для групи валів.

– Клиновий механізм з роликами (рис. 1.3, а): при куті клина 15° і плечі ролика 30 мм необхідна сила на штоку близько 2,1 кН, що забезпечує пневмоциліндр Ø80 мм при тиску 0,5 МПа, з ходом 40 мм. Передавальне відношення стале, механізм компактний і закритий від стружки.

– Зубчасто-рейковий механізм (рис. 1.3, г): при радіусі зубчастих секторів 25–40 мм необхідна сила на штоку становить 5–8 кН, тобто потрібен пневмоциліндр Ø125–160 мм. Хід при цьому малий (9–14 мм), а зачеплення потребує захисту від стружки.

– Важільно-шарнірний механізм (рис. 1.3, в): сила на штоку залежить від кута тяг, тобто від діаметра деталі. Привод довелося б розраховувати за найменш сприятливим положенням тяг у діапазоні 28 мм, що завищує його розміри для решти деталей.

Отже, у широкому діапазоні діаметрів клиновий механізм з роликами забезпечує найменший діаметр пневмоциліндра при прийнятному ході і сталому передавальному відношенні.

Вибір типу приводу. Пневматичний привод обрано з таких міркувань:

– стиснене повітря є в усіх механічних цехах;

– пневмоциліндр має найбільшу питому силу при найменших масі і вартості;

– час спрацювання становить десяті частки секунди;

– пневмоапаратура стійка до мастильно-охолоджувальної рідини.

Недолік пневмоприводу – неможливість регулювати положення губок – для важільного ЗП несуттєвий: діаметр деталі визначається кутом повороту важелів, а не положенням штока.

Таким чином, для дослідження обрано важільний ЗП з клиновим проміжним механізмом з роликами (рис. 1.3, а) і пневматичним приводом. У двомісному виконанні два однакові ЗП розміщені на спільному корпусі під кутом 90° і приєднуються до фланця робота через інтерфейс ISO 9409-1. Кожен ЗП включає:

– пневмоциліндр двосторонньої дії зі зворотним клапаном для утримання деталі при падінні тиску;

– клин на штоку, що діє на ролики коротких плечей двох затискних важелів;

– важелі зі змінними призмами з термообробленими гранями;

– магнітний датчик положення поршня, за сигналом якого контролюються захоплення деталі і її діаметр.

Схема забезпечує широкий діапазон діаметрів без змінних губок, компактна і має високе стале підсилення сили. Її основний недолік – зміщення центра деталі при зміні діаметра і пов’язана з ним потреба в більшому куті повороту важелів – не усувається вибором механізму. Він залежить від параметрів затискної частини: кута призм α, кута їх приєднання γ, довжини важелів L, відстані між опорами a і положення номінального діаметра $D_н$ у діапазоні групи. Обґрунтований вибір цих параметрів, а за ними – сили і ходу приводу, є задачею розділу 2.

1.5. Приклади готових промислових рішень захватних пристроїв

Номенклатура серійних захватів представлена паралельними пневматичними ЗП (SCHUNK PGN-plus-P, Festo HGPT, Zimmer GPP), кутовими і радіальними ЗП (Festo DHWS, DHRS), трипальцевими центрувальними ЗП (SCHUNK PZN-plus, Festo DHDS) і електромеханічними адаптивними ЗП (Robotiq 2F-85, 2F-140) [25–28]. Функціональні характеристики типових представників наведено в табл. 1.5 за каталожними даними [39, 40].

Таблиця 1.5. Функціональні характеристики серійних захватних пристроїв

Показник	**SCHUNK PGN-plus-P 100-1**	**Robotiq 2F-85**	**Robotiq 2F-140**
Кінематика губок	паралельна	адаптивна (паралельна / охоплення)	адаптивна (паралельна / охоплення)
Привод	пневматичний	електромеханічний	електромеханічний
Сумарний хід губок, мм	20	85	140
Сила затиску F_Σ, Н	870	20–235	10–125
Маса ЗП, кг	0,9	0,9	1,0
Повторюваність, мм	0,01	0,05	0,08
Зміщення центра при зміні D	відсутнє	відсутнє в паралельному режимі	відсутнє в паралельному режимі
Діапазон D з одним комплектом губок, мм	≤ 20 (визначається ходом)	0–85	0–140

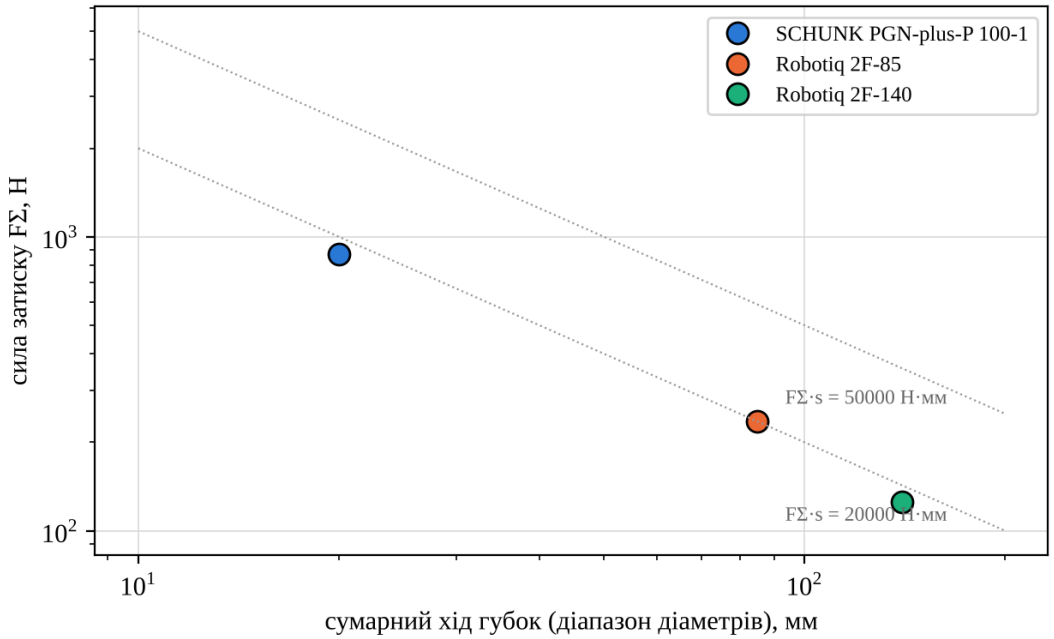

Рис. 1.5. Співвідношення сили затиску і ходу губок серійних захватних пристроїв

Як видно з рис. 1.5, для серійних ЗП добуток сили на хід губок обмежений: пневматичний паралельний ЗП має велику силу при малому ході, адаптивні електромеханічні ЗП – великий хід при малій силі. Для групи валів масою до 8,4 кг, яка потребує сил затиску понад 1 кН і діапазону діаметрів 28 мм, паралельний ЗП потребує змінних губок, а адаптивний не забезпечує необхідної сили. Важільний пневматичний ЗП поєднує широкий діапазон і велику силу, але потребує обґрунтованого вибору параметрів для обмеження зміщення центра деталі.

1.6. Аналіз існуючих методів вибору параметрів захватних пристроїв

Проєктування ЗП відбувається в кілька етапів. Спочатку вибирають тип ЗП і схему проміжного механізму, потім параметри затискної частини (кут призм, розміри важелів, номінальний діаметр), і вже після цього розраховують привод [1, 10]. Найменш формалізованим є другий етап. Саме параметри затискної частини визначають функціональні можливості ЗП, а їх вплив на показники суперечливий (п. 1.2.4). Методи, що застосовуються на цьому етапі, можна об'єднати в чотири групи: довідкові, однофакторний аналіз, однокритеріальна оптимізація і багатокритеріальна оптимізація.

1.6.1. Довідкові і рекомендаційні методи

Найпоширенішим у практиці є вибір параметрів за довідковими рекомендаціями і каталогами. Так, у [1] для важільних ЗП рекомендовано α = 90…130° залежно від орієнтації ЗП і напрямку руху, γ = 5…15°, L = (0,9…1,2)$D_н$, a = (0,5…0,75)$D_н$. Аналогічні рекомендації щодо форми губок, кута призм і запасу ходу містять довідники з проєктування захватів [10, 11] і настанови з проєктування модульних захватів [13]. Для вибору типу захвату D. T. Pham і S. H. Yeo запропонували систему на основі бази знань, яка послідовно відсіює варіанти за вимогами до деталі й операції [12].

Для вибору серійного ЗП виробники пропонують каталожні методики, що дозволяють перевірити допустиму масу деталі за силою затиску [39, 40]:

$$m_{\text{доп}} = \frac{\mu F_{\Sigma}}{S_з(g+a)}, \tag{1.3}$$

де μ – коефіцієнт тертя; F_{Σ} – сила затиску, Н; $S_з$ – коефіцієнт запасу; g, a – прискорення вільного падіння і руху робота, м/с². Наприклад, для ЗП з силою затиску 870 Н при μ = 0,1 і $S_з$ = 2 допустима маса деталі становить 4,43 кг, якщо не враховувати прискорення. При a = 15 м/с² вона зменшується до 1,75 кг.

Довідкові методи прості й не потребують розрахунків, але мають суттєві обмеження. Рекомендації сформовано для типових умов і не враховують конкретну групу деталей. Різні рекомендації можуть суперечити одна одній. Каталожні методики перевіряють лише силову придатність ЗП і не дозволяють

порівняти варіанти за функціональними показниками – діапазоном діаметрів, зміщенням центра деталі, кутом повороту важелів.

1.6.2. Однофакторний параметричний аналіз

Параметричний аналіз полягає в побудові залежностей показників від одного параметра при фіксованих інших [1, 8, 9]. Саме так у розділі 6 монографії [1] побудовано залежності плечей сил, діаметрів утримуваних деталей, зміщення центра і додаткового переміщення губок від L, a, α, γ. Метод наочно показує напрямок і інтенсивність впливу кожного параметра і дозволяє встановити якісні закономірності.

Однак при чотирьох взаємозалежних параметрах і кількох суперечливих показниках він не гарантує знаходження найкращого поєднання, бо рекомендований інтервал одного параметра залежить від значень інших. Це видно і з результатів [1]:

– за умовами захоплення рекомендовано α = 120…150°, а за силовими міркуваннями для різних орієнтацій ЗП – α = 90…130°, тож інтервали перетинаються лише частково;

– в аналізі номінального діаметра рекомендовано L = (1,2…1,6)$D_н$, а в рекомендаціях для типових конструкцій – L = (0,9…1,2)$D_н$.

Узгодити такі рекомендації в межах однофакторного аналізу можна лише експертно. Крім того, при однофакторному аналізі складно врахувати обмеження, що діють одночасно на кілька параметрів, наприклад умову відсутності контакту важеля з деталлю.

1.6.3. Однокритеріальна оптимізація

Однокритеріальна постановка зводить задачу до мінімізації одного показника (наприклад, необхідної сили приводу) при обмеженнях на інші [16]:

$$f(\mathbf{x}) \to \min, \qquad g_j(\mathbf{x}) \le 0, \quad j = 1, \dots, m, \qquad \mathbf{x} \in \left[\mathbf{x}^{\min}; \mathbf{x}^{\max}\right],$$

де x – вектор параметрів ЗП; f – цільова функція; g_j – функції обмежень. Такі задачі розв’язують градієнтними методами, методами прямого пошуку або

генетичними алгоритмами. R. Saravanan та ін. застосували їх до оптимізації розмірів механізму захвату з обмеженнями на геометрію і сили [16].

Різновидом є метод ε-обмежень. Один критерій мінімізують, а решту переводять в обмеження $f_i(x) \leq \varepsilon_i$ з призначеними граничними значеннями [24]. Недолік однокритеріальної постановки – залежність результату від граничних значень обмежень. Наприклад, допустимий розкид положення центра деталі чи допустимий кут повороту важелів самі по собі є суб'єктивними. Крім того, результат – одна точка, з якої не видно, чим доводиться поступатися для поліпшення того чи іншого показника.

1.6.4. Багатокритеріальна оптимізація

У багатокритеріальній постановці мінімізується вектор критеріїв $F(x) = (f_1(x), \ldots, f_k(x))$ на множині допустимих варіантів X. Варіант x^1 домінує варіант x^2, якщо [19, 20]

$$f_i(x^1) \leq f_i(x^2)\ \forall i = 1, \ldots, k \quad \text{і} \quad \exists j\colon\ f_j(x^1) < f_j(x^2). \tag{1.4}$$

Множину недомінованих варіантів називають множиною Парето, а її образ у просторі критеріїв – фронтом Парето (рис. 1.6). Жоден варіант фронту не можна покращити за одним критерієм, не погіршивши за іншим. Тому фронт Парето дає повну картину компромісів між показниками. Точку, в якій усі критерії одночасно досягали б своїх найменших значень, називають ідеальною (утопічною); як правило, вона недосяжна.

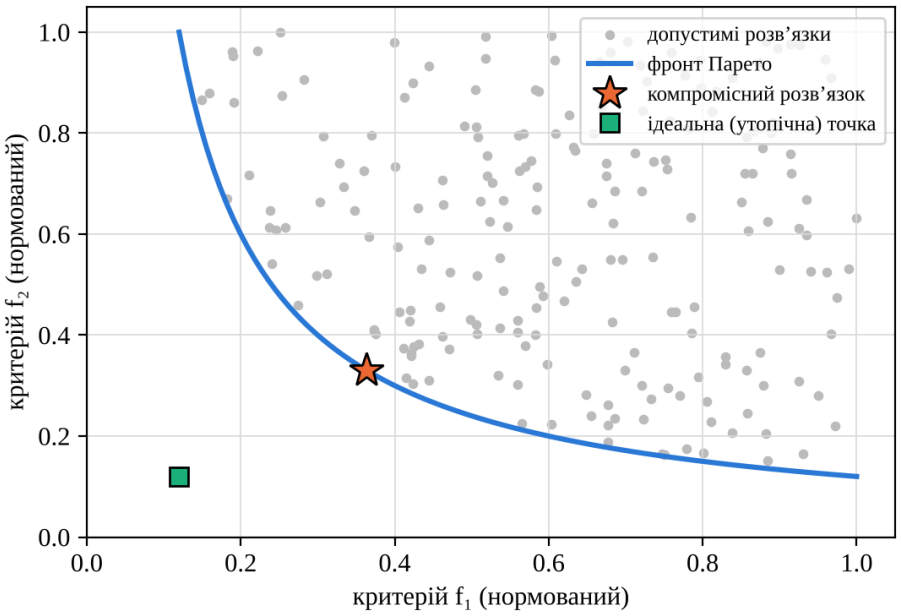

Рис. 1.6. Фронт Парето і вибір компромісного розв'язку для двох критеріїв

Методи багатокритеріальної оптимізації поділяють на апріорні, апостеріорні та інтерактивні [19, 24]. В апріорних методах переваги особи, що приймає рішення, задаються до розв'язання, наприклад ваговими коефіцієнтами. В апостеріорних спочатку будується множина Парето, а вибір з неї робиться потім. В інтерактивних переваги уточнюються в процесі розв'язання.

Найпоширенішим способом вибору одного варіанта є адитивна згортка. Для неї критерії, що мають різні одиниці вимірювання, спочатку нормують

$$\tilde{k}_i = \frac{f_i - f_i^{\min}}{f_i^{\max} - f_i^{\min}}, \tag{1.5}$$

і мінімізують адитивну згортку з ваговими коефіцієнтами

$$J = \sum_{i=1}^{k} w_i \tilde{k}_i \to \min, \qquad \sum_{i=1}^{k} w_i = 1, \tag{1.6}$$

де $f_i^{\min}$, $f_i^{\max}$ – найменше і найбільше значення і-го критерію на множині допустимих варіантів; w_i – ваговий коефіцієнт. Мінімум згортки (1.6) завжди належить множині Парето, а аналіз його зміщення при зміні вагових коефіцієнтів показує стійкість рішення [24]. Недолік згортки в тому, що на неопуклих ділянках фронту Парето деякі компромісні варіанти не можна отримати за жодних вагових коефіцієнтів. Тому згортку доцільно поєднувати з явним виділенням множини Парето.

Вагові коефіцієнти призначають експертно або методом аналізу ієрархій T. Saaty. За цим методом експерт попарно порівнює важливість критеріїв, а ваги визначаються як компоненти власного вектора матриці порівнянь із перевіркою її узгодженості [22]. Альтернативою згортці є метод TOPSIS [21]. Він ранжує варіанти за відносною близькістю до ідеальної точки і віддаленістю від найгіршої:

$$C_j = \frac{d_j^-}{d_j^+ + d_j^-},$$

де d_j^+, d_j^- – зважені евклідові відстані j-го варіанта до ідеальної і найгіршої точок у просторі нормованих критеріїв.

Для побудови множини Парето при великій кількості змінних застосовують еволюційні алгоритми, зокрема NSGA-II. Він ранжує популяцію за рівнями недомінованості і підтримує різноманітність розв'язків уздовж фронту [23]. R. Datta і K. Deb застосували його до проєктування механізмів захватів і показали, що спільні властивості Парето-оптимальних рішень можна сформулювати як правила проєктування [17]. При невеликій кількості змінних і швидкому обчисленні критеріїв замість еволюційного алгоритму можна використати повний перебір на сітці. Кількість варіантів

$$N = \prod_{i=1}^{n} n_i,$$

де n_i – кількість значень і-ї змінної на сітці. Для чотирьох змінних по 15–25 значень це близько 10^5 варіантів, обчислення яких займає секунди. Повний перебір гарантує знаходження всієї дискретної множини Парето і не залежить від налаштувань алгоритму.

1.6.5. Порівняння методів

Таблиця 1.6. Порівняльна характеристика методів вибору параметрів захватних пристроїв

Метод	Що враховує	Обмеження	Призначення
Довідкові рекомендації [1], каталоги [39, 40]	досвід, типові умови	не враховує конкретну групу деталей; суб'єктивність	попередній вибір
Бази знань, експертні системи [12]	вимоги до деталі й операції	якісний результат, без числових параметрів	вибір типу ЗП
Однофакторний аналіз [1, 8, 9]	напрямок впливу кожного параметра	не враховує взаємодію параметрів	дослідження закономірностей

Метод	Що враховує	Обмеження	Призначення
Однокритеріальна оптимізація [16]	один показник і обмеження	залежність від призначених обмежень	силовий розрахунок
Багатокритеріальна: згортка, TOPSIS [19–22]	усі показники з ваговими коефіцієнтами	залежність від вагових коефіцієнтів	вибір одного варіанта
Багатокритеріальна: множина Парето [17, 20, 23]	усі показники одночасно, множина компромісів	потребує моделі і програмної реалізації	обґрунтований вибір параметрів

Для задачі даної роботи прийнято багатокритеріальний підхід. Модель функціональних характеристик [1] обчислюється швидко, а кількість змінних невелика (кут призм, кут їх приєднання, довжина важеля, номінальний діаметр). Тому методика вибору параметрів поєднує кілька кроків:

– повний перебір варіантів на сітці з перевіркою геометричних обмежень;

– виділення множини Парето за (1.4);

– вибір компромісного варіанта мінімізацією згортки (1.6) нормованих за (1.5) критеріїв;

– аналіз стійкості рішення до вагових коефіцієнтів.

Такий підхід поєднує переваги апостеріорних методів (повна картина компромісів) і апріорних (однозначний результат) і дозволяє сформулювати закономірності, спільні для найкращих варіантів, як рекомендації з проєктування.

1.7. Перспективні напрямки досліджень

Аналіз джерел [17, 18, 25–28] показує, що розвиток захватної техніки для верстатних комплексів іде у двох взаємопов’язаних напрямках. Перший – розширення функціональних можливостей ЗП: універсальність, точність положення деталі, швидкодія. Другий – підвищення рівня інформаційного забезпечення ЗП і його інтеграції в систему керування комплексом. На цій основі можна виділити такі перспективні напрямки досліджень.

Автоматизоване проєктування ЗП під групу деталей. Огляд [18] показує, що більшість методів автоматизованого проєктування захватів оптимізує форму пальців або губок під одну конкретну деталь. Задача проєктування для групи деталей, яка оброблюється в одній комірці, розглядається значно рідше. Водночас саме вона характерна для дрібно- і середньосерійного виробництва. Перспективним є поєднання параметричних моделей функціональних

характеристик ЗП з автоматичним формуванням тривимірної моделі губок і важелів. Тоді конструкцію можна отримувати безпосередньо з результатів оптимізації, а змінні губки виготовляти, зокрема, адитивними методами.

Розширення багатокритеріальної постановки. У роботах [16, 17] показано ефективність еволюційних алгоритмів, зокрема NSGA-II [23], для оптимізації механізмів захватів. Перспективним є включення до задачі вибору параметрів не лише геометрії затискної частини, а й параметрів проміжного механізму, приводу, маси і жорсткості важелів. Кількість змінних при цьому зростає, і повний перебір стає неефективним. Окремий напрям – робастна оптимізація, у якій критерії обчислюються з урахуванням допусків на розміри деталей і ЗП та розкиду коефіцієнта тертя. Ще один напрям – аналіз множини Парето з метою виявлення загальних правил проєктування, спільних для оптимальних рішень [17].

Цифрові моделі ЗП в системах офлайн-програмування роботів. Сучасні системи офлайн-програмування дозволяють перевіряти траєкторії робота і зіткнення в комірці до її запуску. Вбудовування в них розрахункової моделі функціональних характеристик ЗП дозволить автоматично формувати таблиці корекцій TCP для всіх деталей групи. Так само можна буде перевіряти підхід розкритого ЗП до деталей у накопичувачі і розраховувати хід і час спрацювання приводу. Для цього потрібна модель зміщення центра деталі, придатна для програмної реалізації. Саме таку модель розроблено в даній роботі.

Сенсорне забезпечення ЗП і компенсація зміщення центра. Огляди [25, 26, 28] фіксують поширення захватів з датчиками положення губок, сили і наявності деталі. Для важільних ЗП кут повороту важелів однозначно пов’язаний з діаметром деталі. Отже, за сигналом датчика положення поршня або кута повороту важеля можна визначити фактичний діаметр кожної заготовки і в реальному часі розрахувати корекцію положення TCP. Це усуває похибку, зумовлену допуском на діаметр заготовки, яку не можна компенсувати таблицею корекцій. Таке рішення поєднує широкий діапазон важільних ЗП з точністю, наближеною до паралельних.

Керування силою затиску. Поширюються системи, у яких сила затиску змінюється залежно від фази руху робота або регулюється за сигналом тензометричних датчиків сили із зворотним зв’язком через мікроконтролер [25, 28]. У важільних ЗП необхідна сила залежить від кута зміщення вершин призм, тобто від діаметра деталі. Тому поєднання функціональної моделі ЗП з керуванням силою дозволить призначати силу з урахуванням діаметра конкретної деталі. Результат – зменшення навантаження на привод і ризику пошкодження оброблених поверхонь.

Мехатронні важільні ЗП. Електромеханічні ЗП з серводвигуном дозволяють програмувати хід і швидкість губок [26, 28]. У поєднанні з важільною кінематикою вони могли б забезпечити широкий діапазон діаметрів, відкриття губок лише на необхідну величину для кожної деталі і контроль діаметра без додаткових датчиків. Обмеженням поки що є менша питома сила затиску порівняно з пневматичними ЗП, тому дослідження співвідношення сили, ходу і маси таких ЗП є актуальним.

Експериментальна перевірка і уточнення моделей. Моделі функціональних характеристик [1] побудовано для жорстких ланок і ідеальної геометрії. Потрібна їх експериментальна перевірка на макетах ЗП, а також урахування пружних деформацій важелів під дією сил затиску, зазорів у шарнірах і зносу граней призм. Ці фактори впливають на фактичне положення деталі. Для цього можна використати методики експериментальних досліджень сил затиску, розроблені в ЦНТУ [6, 7].

Нормування функціональних характеристик. Стандарт ISO 14539 [29] регламентує подання характеристик захватів, але не містить показників, що описують зміщення центра деталі в діапазоні діаметрів. Для важільних і радіальних ЗП доцільно доповнити каталожні дані залежністю зміщення центра від діаметра або щонайменше розкидом зміщень у робочому діапазоні. Тоді користувач зможе порівнювати такі ЗП з паралельними без власних розрахунків.

Розроблені в даній роботі розрахункова модель функціональних характеристик важільного ЗП, багатокритеріальна постановка задачі вибору його параметрів і програма розрахунку безпосередньо стосуються першого, другого і

третього з наведених напрямків. Вони також є основою для подальших досліджень з компенсації зміщення центра деталі за сигналами датчиків і з керування силою затиску з урахуванням діаметра деталі.

1.8. Висновки

1. Функціональні можливості важільних ЗП – діапазон діаметрів, зміщення центра деталі, умови захоплення і кут повороту важелів – визначаються тими самими параметрами L, a, α, γ, що й силові характеристики, і є взаємно суперечливими.

2. У монографії [1] отримано розрахункові залежності цих характеристик і рекомендовані інтервали параметрів, однак рекомендації сформовано експертно за однофакторними графіками, без критеріїв вибору і прив’язки до групи деталей.

3. Порівняння схем показує, що зміщення центра деталі в кутових ЗП при відхиленні діаметра на ±20 мм досягає −7,1…+8,4 мм і найсильніше залежить від відстані між опорами важелів; для паралельних ЗП воно відсутнє, але їх хід губок недостатній для групи деталей без змінних губок.

4. Методи багатокритеріальної оптимізації з виділенням фронту Парето і згорткою нормованих критеріїв дозволяють формалізувати вибір параметрів ЗП; їх застосування до важільних ЗП з призматичними губками за функціональними критеріями є завданням розділу 2.

2. ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

2.1. Об’єкт дослідження та вихідні дані

Об’єктом застосування результатів є роботизована комірка на базі токарного верстата з ЧПК HAAS ST-20Y [41] і промислового робота FANUC M-20iD/25 з номінальною вантажопідйомністю 25 кг [42], яка обробляє групу з шести ступінчастих валів зі сталі 40Х. Робот бере заготовку з накопичувача, встановлює її в патрон верстата, а після обробки знімає готову деталь, тому один ЗП утримує як заготовки, так і деталі. Характеристики групи наведено в табл. 2.1; маса готової деталі визначена з коефіцієнтом заповнення ступінчастого вала 0,82 відносно циліндра найбільшого діаметра, густина сталі 7820 кг/м³.

Таблиця 2.1. Група деталей, що обслуговується захватним пристроєм

Деталь	Діаметр поверхні захоплення деталі D, мм	Діаметр заготовки $D_з$, мм	Довжина деталі, мм	Маса деталі, кг	Маса заготовки, кг
Вал 1	50	55	120	1,51	2,32
Вал 2	55	60	140	2,13	3,21
Вал 3	60	65	160	2,90	4,28
Вал 4	63	70	180	3,60	5,57
Вал 5	68	75	200	4,66	7,08
Вал 6	72	78	220	5,74	8,41

Отже, ЗП повинен утримувати деталі діаметром від D_{min} = 50 мм до D_{max} = 78 мм (коефіцієнт універсальності за (1.1) $k_D \approx 0{,}36$) масою від 1,51 до 8,41 кг. Прискорення центра мас деталі при швидкісних переміщеннях робота прийнято a = 15 м/с² (I/G = 1,53); коефіцієнт тертя між сталевими призмами і деталлю зі слідами мастильно-охолоджувальної рідини f = 0,1; коефіцієнт запасу $K = K_1K_2K_3 = 1{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}2 = 2{,}16$ [1]. Зазор між призмою і деталлю при підході δ = 3 мм з кожного боку.

2.2. Розрахункова схема затискного важеля і система показників

Розрахункову схему лівого затискного важеля наведено на рис. 2.1 (правий важіль симетричний). Опора E важеля розміщена на відстані a/2 від осі симетрії ЗП; вершина A затискної призми з кутом α з’єднана з опорою важелем довжиною L; грань AB призми утворює з віссю важеля кут γ (кут приєднання призми). При

утриманні деталі номінального діаметра $D_н$ бісектриса призми перпендикулярна до осі ЗП, а важіль відхилений від осі ЗП на кут [1]

$$\omega_н = 90^\circ - \frac{\alpha}{2} - \gamma. \quad (2.1)$$

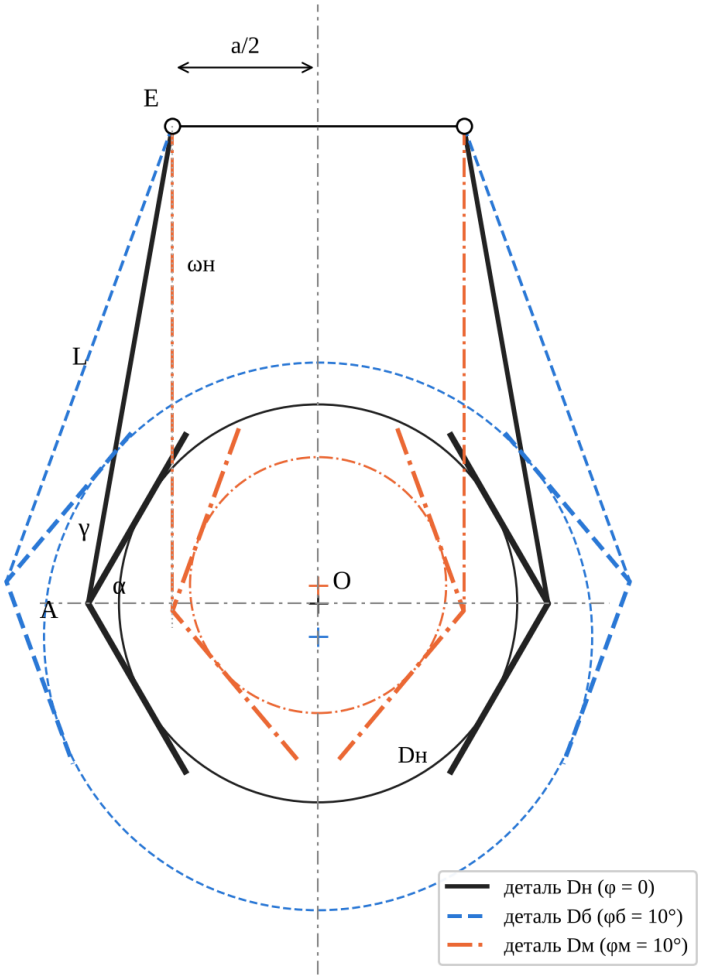

Рис. 2.1. Розрахункова схема важільного захватного пристрою (α = 120°, γ = 20°, L = 100 мм, a/2 = 30 мм) у положеннях для деталей $D_н$, $D_б$ і $D_м$

Відстань від вершини призми до осі ЗП дорівнює a/2 + L sin $\omega_н$, а центр деталі лежить на бісектрисі призми, тому номінальний діаметр

$$D_н = 2\left(\frac{a}{2} + L\sin\omega_н\right)\sin\frac{\alpha}{2}. \quad (2.2)$$

При проєктуванні зручніше задавати $D_н$ і визначати з (2.2) відстань між опорами:

$$\frac{a}{2} = \frac{D_н}{2\sin(\alpha/2)} - L\sin\omega_н. \quad (2.3)$$

Плечі сил затиску P_1, P_2, що діють на грані призми, відносно осі опори важеля [1]:

$$l_1 = L\cos\left(180^\circ - \alpha - \gamma\right) + \frac{D}{2}\,\mathrm{tg}\left(90^\circ - \frac{\alpha}{2}\right); \qquad l_2 = L\cos\gamma - \frac{D}{2}\,\mathrm{tg}\left(90^\circ - \frac{\alpha}{2}\right). \quad (2.4)$$

Сумарна сила затиску призми P_c діє вздовж бісектриси призми через вершину A і центр деталі O [1]. При утриманні деталі $D_н$ її плече відносно осі важеля

$$l_c = L\cos\omega_н. \quad (2.5)$$

Систему показників (критеріїв) і обмежень, що використовуються далі, наведено в табл. 2.2; формули для їх обчислення отримано в п. 2.3–2.6.

Таблиця 2.2. Показники і обмеження для оцінки варіантів захватного пристрою

Позначення	Зміст	Вимога
$M_{c,max}$, Н·м	найбільший момент дійсної сумарної сили затиску на важелі для всіх деталей групи і розрахункових випадків руху	мінімум
Δ_Σ, мм	розкид положення центра деталі в межах групи (1.2)	мінімум
θ_Σ, град	кут повороту важелів від положення для D_{min} до розкриття для підходу до D_{max}	мінімум
$B_р$, мм	ширина розкритого ЗП (найбільша відстань між зовнішніми точками призм)	мінімум
$a/2 \geq 15$ мм	розміщення приводу і опор важелів	обмеження
$\lvert\varphi\rvert \leq 25°$	допустимий кут повороту важеля від номінального положення	обмеження
$\alpha/2 \pm \varphi \leq 82°$	працездатність граней призм при утриманні	обмеження
зазор ≥ 1 мм	відсутність контакту важеля з деталлю при D_{min} і D_{max}	обмеження
кінці граней	кінці граней протилежних призм не перетинають вісь ЗП при D_{min}	обмеження

2.3. Діаметр утримуваної деталі і межі діапазону

Деталь діаметром, відмінним від номінального, утримується при повороті важеля на кут φ від номінального положення. Разом із важелем на кут φ повертається і бісектриса призми, тому центр деталі зміщується з осі бісектриси номінального положення. У [1] формули для деталей більшого ($D_б$, кут $\varphi_б$) і меншого ($D_м$, кут $\varphi_м$) діаметрів записано окремо. Вводячи знаковий кут φ (φ > 0 – деталь більшого, φ < 0 – меншого діаметра), їх можна об'єднати:

$$D(\varphi) = \frac{2[a/2 + L\sin(\omega_н + \varphi)]\sin(\alpha/2)}{\cos\varphi}. \quad (2.6)$$

При φ = 0 формула (2.6) переходить у (2.2). Коефіцієнти збільшення і зменшення діаметра [1]:

$$k_{\text{б}} = \frac{D_{\text{б}}}{D_{\text{н}}}; \qquad k_{\text{м}} = \frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{м}}}. \tag{2.7}$$

Для розрахунку групи деталей потрібна обернена задача – визначення кута φ за заданим діаметром D. Рівняння (2.6) розв'язується числово методом поділу відрізка навпіл на інтервалі $\varphi \in [-35°; 35°]$ з похибкою за діаметром не більше 0,01 мм; при цьому перевіряється монотонність D(φ) на робочому інтервалі кутів. Залежності D(φ) для варіантів параметрів з [1] і прийнятого в роботі ЗП наведено на рис. 2.2.

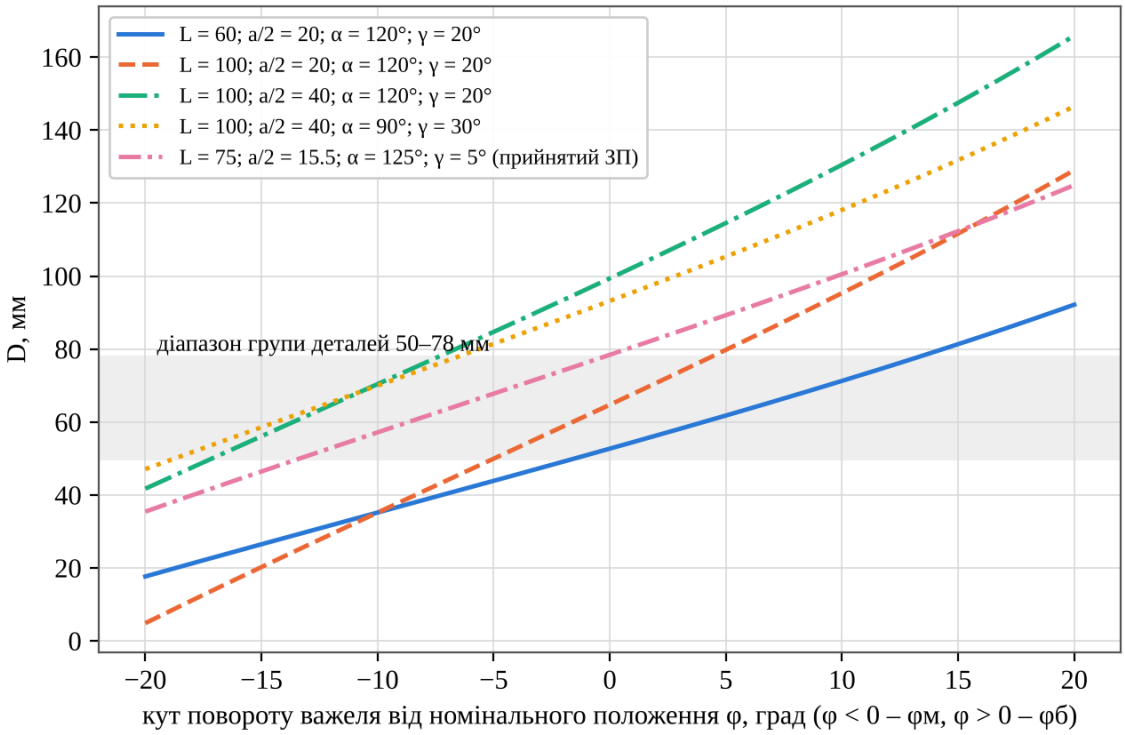

Рис. 2.2. Залежності діаметра утримуваної деталі від кута повороту затискного важеля

Діапазон діаметрів обмежується такими умовами. По-перше, кутом повороту важеля $|\varphi| \le 25°$, який визначається ходом приводу. По-друге, довжиною грані призми: точка дотику деталі до грані розміщена на відстані D/(2 tg(α/2)) від вершини, тому довжину грані призначаємо з запасом

$$s_{\text{п}} = 1{,}15\,\frac{D_{\max}}{2\,\text{tg}(\alpha/2)} + 2, \tag{2.8}$$

де $s_{\text{п}}$ – довжина грані, мм. По-третє, при найменшому діаметрі кінці граней B і C протилежних призм не повинні перетинати вісь симетрії ЗП (умова [1], рис. 6.15). По-четверте, при $D_{\min}$ і $D_{\max}$ важіль не повинен торкатися деталі: найменша

відстань від центра деталі до відрізка EA має перевищувати її радіус щонайменше на 1 мм. Остання умова в [1] не розглядалася, але, як показано далі, саме вона обмежує область раціональних параметрів.

Для перевірки моделі розраховано коефіцієнти $k_б$ при $\varphi_б = 12°$ для п'яти варіантів, наведених у [1] (рис. 6.14). Результати (табл. 2.3) збігаються з опублікованими з точністю до одиниці третього знака.

Таблиця 2.3. Перевірка розрахункової моделі за даними монографії [1]

L, мм	a/2, мм	α, град	γ, град	$D_н$, мм	$k_б$ за [1]	$k_б$ за (2.6), (2.7)
60	20	120	20	52,7	1,427	1,428
80	20	120	20	58,7	1,506	1,507
100	20	120	20	64,7	1,571	1,572
100	40	120	20	99,4	1,38	1,380
100	40	90	30	93,2	1,326	1,325

2.4. Точність положення деталі у захватному пристрої

Положення центра деталі будемо визначати відстанню y_O від осі опор важелів уздовж осі ЗП (рис. 2.1). Вершина призми при повороті важеля розміщена на відстані $L\cos(\omega_н + \varphi)$ від осі опор, а центр деталі лежить на повернутій бісектрисі, тому

$$y_O(\varphi) = L\cos(\omega_н + \varphi) + \left[\frac{a}{2} + L\sin(\omega_н + \varphi)\right]\operatorname{tg}\varphi, \tag{2.9}$$

а зміщення центра деталі відносно положення для $D_н$

$$\Delta(\varphi) = y_O(\varphi) - y_O(0). \tag{2.10}$$

Додатне Δ означає зміщення від приводу, від'ємне – до приводу. Для $\varphi > 0$ формула (2.10) збігається з формулою $\Delta_б$ [1]. Для $\varphi < 0$ у [1] надруковано $\Delta_м = L(\cos\omega_н - \cos\omega_м) + (a/2 + L\sin\omega_н)\operatorname{tg}\varphi_м$, тобто у другому доданку стоїть $\sin\omega_н$ замість $\sin\omega_м$. Розрахунок за надрукованою формулою для L = 100 мм, a/2 = 40 мм, $\varphi_м = 20°$ дає +20,9 мм, тоді як графік рис. 6.20 [1] показує −8,2 мм, що збігається з (2.10). Отже, графіки в [1] побудовано правильно, а у формулі допущено друкарську помилку, яку виправлено в (2.9), (2.10).

Чутливість положення центра до відхилення діаметра (наприклад, у межах допуску на прокат) оцінюємо коефіцієнтом

$$k_\Delta = \max_D \left|\frac{\Delta(D+\delta_D) - \Delta(D)}{\delta_D}\right|, \tag{2.11}$$

де δ_D = 0,5 мм – приріст діаметра. Залежності Δ(D) при сталому $D_н$ = 78,4 мм для різних L і a/2 наведено на рис. 2.3.

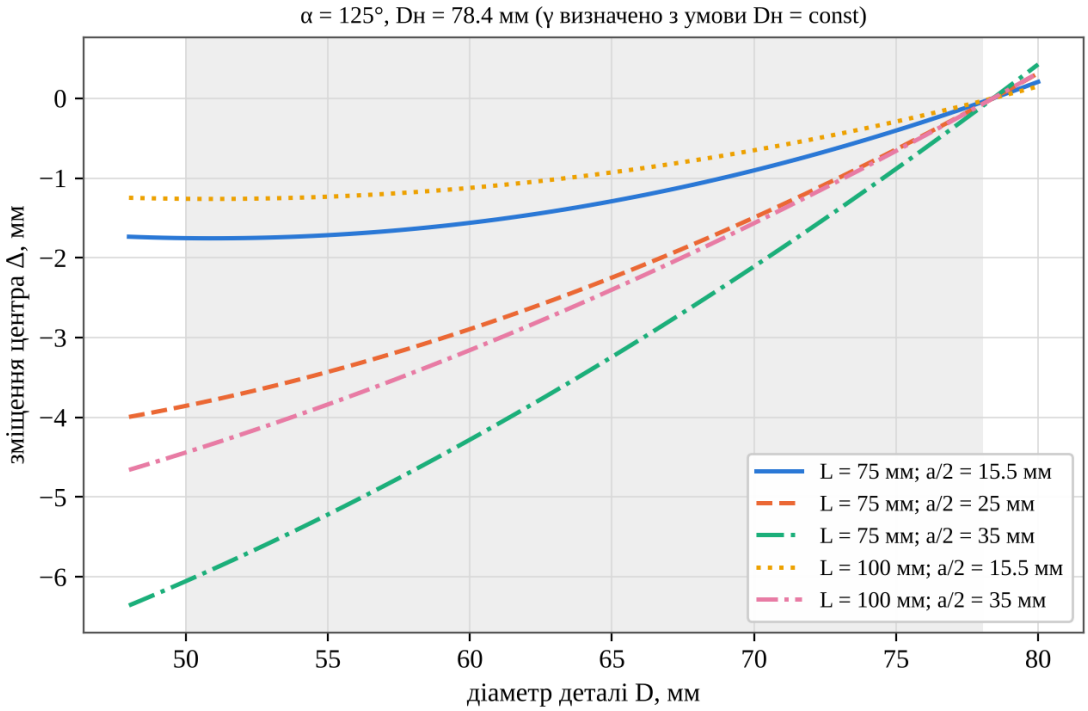

Рис. 2.3. Залежності зміщення центра деталі від її діаметра

При $D_н$, розміщеному на верхній межі діапазону, усі деталі групи утримуються при φ ≤ 0, і зміщення центра має один знак. Збільшення a/2 з 15,5 до 35 мм при L = 75 мм збільшує розкид Δ_Σ з 1,70 до 5,9 мм, тобто в 3,5 раза; збільшення L з 75 до 100 мм при a/2 = 15,5 мм зменшує його до 1,2 мм. Це підтверджує висновок [1] про визначальний вплив відстані між опорами на точність положення деталі.

2.5. Умови захоплення деталі

Для захоплення деталі призма повинна підійти до неї з розкритими важелями. Додаткове переміщення вершини призми, необхідне для того, щоб кінець грані обминув деталь, і ширина захвату в зоні грані [1]:

$$S = \frac{D}{2}\left[1 - \sin\frac{\alpha}{2}\right]; \qquad S_{ш} = \frac{D}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha/2)}{\mathrm{tg}(\alpha/2)}. \tag{2.12}$$

Залежності (2.12) наведено на рис. 2.4. При зміні α від 90° до 120° S зменшується у 2,19 раза, від 120° до 150° – у 3,94 раза, що відповідає висновку [1] («приблизно в два» і «майже в чотири» рази).

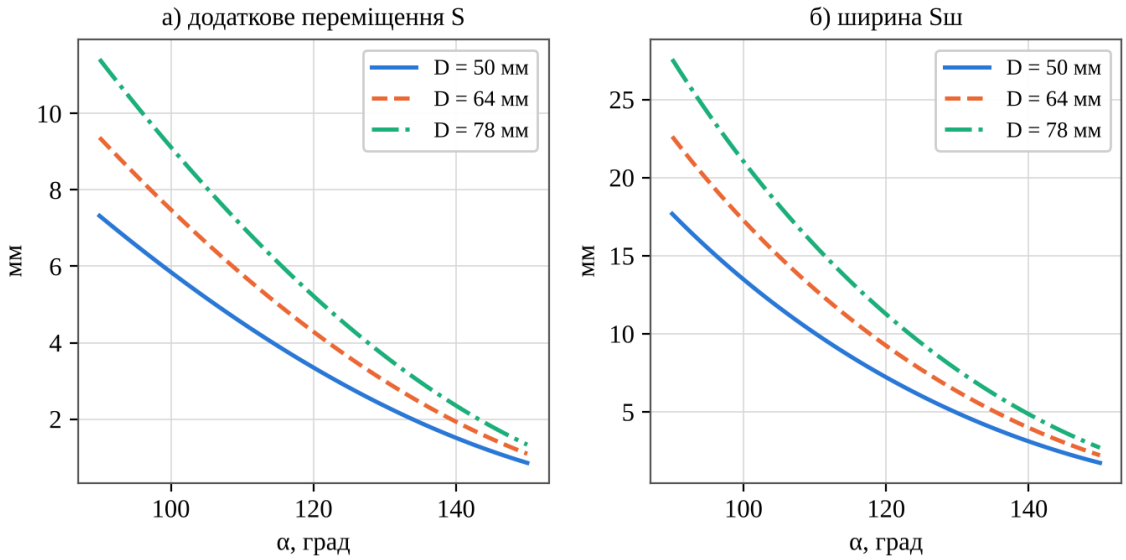

Рис. 2.4. Залежності додаткового переміщення S і ширини $S_ш$ від кута призми

Для групи деталей найбільше розкриття потрібне для D_{max}. Розкриття задаємо умовним діаметром

$$D_р = D_{max} + 2S(D_{max}) + 2\delta, \tag{2.13}$$

кут $\varphi_р$, що йому відповідає, знаходимо з (2.6), а необхідний кут повороту важелів у циклі

$$\theta_\Sigma = \varphi_р - \varphi_{min}, \tag{2.14}$$

де φ_{min} – кут для D_{min}. Кут θ_Σ через передавальне відношення проміжного механізму визначає хід приводу і час спрацювання ЗП. Ширину розкритого ЗП $B_р$ визначаємо як подвоєну найбільшу відстань точок A, B, C від осі ЗП при $\varphi = \varphi_р$; вона узагальнює показник $S_ш$ [1] і характеризує вільний простір, необхідний для підходу до деталі в накопичувачі.

2.6. Силові характеристики і момент на затискному важелі

Сили затиску визначаємо за узагальненими залежностями [1] через проєкції зовнішнього навантаження на осі ЗП: Q_x – вздовж осі ЗП (виривання деталі), Q_y – поперечна в площині затиску, Q_z – вздовж осі деталі. Проєкції для схем орієнтації (а – ЗП вертикальний, деталь горизонтальна; б – ЗП горизонтальний, деталь горизонтальна; в – ЗП горизонтальний, деталь вертикальна) і напрямків руху робота (X – горизонтальний, Y – вертикальний, Z

– уздовж осі деталі або поворот) наведено в табл. 2.4; знак сили інерції I приймається найбільш несприятливим.

Таблиця 2.4. Проєкції навантаження на осі захватного пристрою (Q_x; Q_y; Q_z)

Схема	Рух X	Рух Y	Рух Z
а	G; I; 0	G ± I; 0; 0	G; 0; I
б	±I; G; 0	0; G ± I; 0	0; G; I
в	±I; 0; G	0; 0; G ± I	0; I; G

Сила на гранях призми, що протидіють виривуванню (для $Q_x < 0$ у формулі замість $\alpha/2 + \varphi$ використовується $\alpha/2 - \varphi$, бо деталь притискається до граней з боку приводу):

$$P_{\text{в}} = \frac{|Q_x|}{2\left[\cos\left(\frac{\alpha}{2}+\varphi\right)+f^{*}\sin\left(\frac{\alpha}{2}+\varphi\right)\right]}, \qquad (2.15)$$

де $f^{*} = f$ при $Q_z = 0$ і $f^{*} = 0$ при $Q_z > 0$ (тертя використовується для утримання вздовж осі деталі). Сумарні сили затиску призм [1]:

$$P_{c1} = \left(P_{\text{в}} + \frac{Q_z}{2f}\right)\sin\frac{\alpha}{2}; \qquad P_{c2} = P_{c1} + \left|Q_y\right|\cos\varphi. \qquad (2.16)$$

Дійсна сила затиску найбільш навантаженої призми $P_p = K \cdot \max(P_{c1}, P_{c2})$. Залежності $P_p(\varphi)$ для найважчої заготовки (8,41 кг) і $\alpha = 125°$ наведено на рис. 2.5.

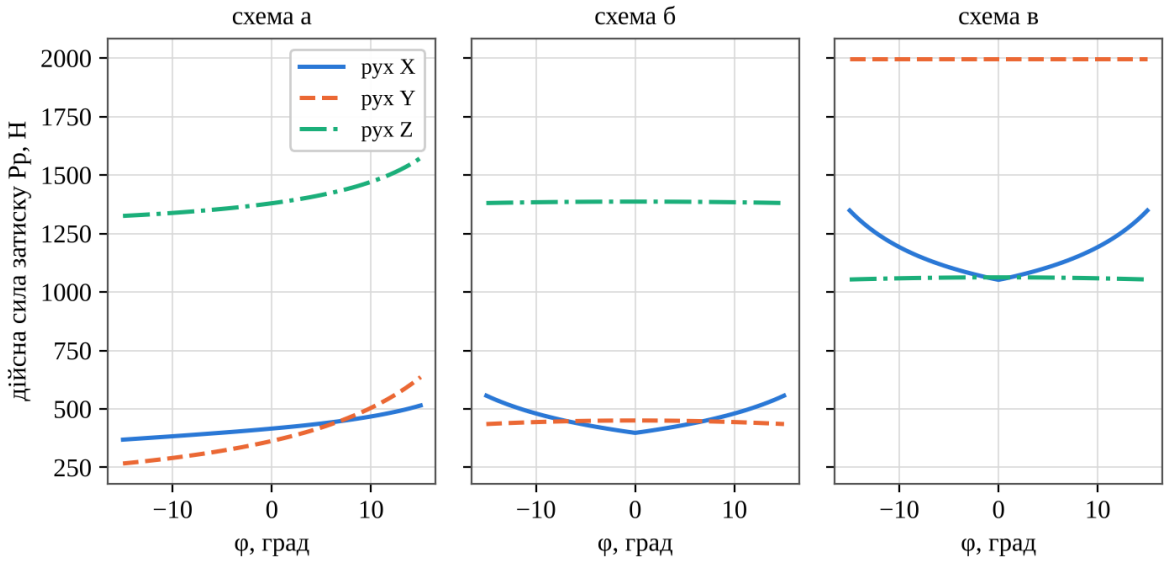

Рис. 2.5. Залежності дійсної сили затиску від кута φ для схем орієнтації ЗП і напрямків руху (m = 8,41 кг, a = 15 м/с², α = 125°, f = 0,1)

Для схем а і б, що реалізуються при завантаженні токарного верстата, найбільші сили виникають при русі вздовж осі деталі (Z), коли деталь

утримується від зсуву лише силами тертя: $P_р = 1386$ Н проти 361–451 Н при русі X і Y. У схемі б кут φ на силу при русі Z практично не впливає, у схемі а при $|\varphi| \le 15°$ вона змінюється від −4 до +14 %; при русі X у схемі а вплив φ також суттєвий: зміщення вершин призм до приводу ($\varphi > 0$) збільшує силу, від приводу ($\varphi < 0$) – зменшує.

Для приведення сили до приводу потрібне плече сумарної сили відносно осі важеля при неномінальному діаметрі. Покажемо, що воно не залежить від φ. Сила $P_с$ діє вздовж бісектриси призми, тобто вздовж прямої, жорстко пов'язаної з важелем. При повороті важеля на кут φ ця пряма повертається разом із ним навколо осі опори E, а відстань від точки E до прямої при повороті навколо самої точки E не змінюється. Отже, для будь-якого діаметра деталі

$$l_c(\varphi) = l_c(0) = L\cos\omega_н = L\cos\left(90^\circ - \frac{\alpha}{2} - \gamma\right), \qquad (2.17)$$

і момент дійсної сумарної сили затиску на важелі

$$M_c = P_р\, l_c. \qquad (2.18)$$

Цей результат пояснює, чому в табл. 6.1 [1] для схем з $\varphi \neq 0$ плече l_c записано без кута φ (у рядку 4 при цьому допущено знакову помилку: $\cos(90 + \alpha/2 - \gamma)$ замість $\cos(90 - \alpha/2 - \gamma)$). Практичне значення (2.17) полягає в тому, що передавальне відношення затискного важеля для сумарної сили стале в усьому діапазоні діаметрів, а момент на важелі змінюється лише через зміну $P_р$.

2.7. Програмна реалізація моделі та аналіз даних монографії

Залежності (2.1)–(2.18) реалізовано програмно мовою Python (бібліотеки NumPy, Matplotlib) для дослідження і мовою C++ для інженерного розрахунку (додаток А). Обидві реалізації дають ідентичні результати. Окрім перевірки за табл. 2.3 і рис. 6.20 [1], розрахунок дозволив перевірити дані підрозділу 6.7 [1], використаного як основа дослідження. Виявлені неузгодженості наведено в табл. 2.5.

Таблиця 2.5. Неузгодженості в розділі 6 монографії [1], виявлені при перевірці

Місце	Зміст	Виправлення
Формула $\Delta_м$, п. 6.5	$\sin\omega_н$ замість $\sin\omega_м$ у другому доданку	формули (2.9), (2.10)
Формула $\omega_н$, п. 6.4	$90 - a/2 - \gamma$ замість $90 - \alpha/2 - \gamma$	формула (2.1)
Табл. 6.1, рядок 4	$l_c = L\cos(90 + \alpha/2 - \gamma)$	$l_c = L\cos(90 - \alpha/2 - \gamma)$, (2.17)

Місце	Зміст	Виправлення
Рис. 6.25, 6.26	позначка «Δ×10»: при $\varphi_б = 20°$ графік дає 21, що відповідає $\Delta_б = 20{,}9$ мм без множника	зміщення відкладено в мм без множника
Рис. 6.24	одиниця M_c – Н·м; при $M_c = P_c l_c = 73$ Н · 90,6 мм = 6614 Н·мм крива дає 119/0,018 = 6611	M_c у Н·мм (або 6,6 Н·м)
Рис. 6.24, легенда	однакові умови для кривих 1 і 2; криві 11, 12 відсутні на рисунку; D побудовано при $\omega_н = 10°$, а l_c – при $\gamma = 20°$	умови кожної кривої вказувати явно
Табл. 6.4	параметр «α» зі значеннями $(0{,}5…0{,}75)D_н$	відстань між опорами a
Висновок 4, п. 6.7	зміщення 1,2–4,5 мм при 4°: за рис. 6.20 – 1,5–3,0 мм	уточнено за (2.10)

Виявлені неузгодженості не змінюють якісних висновків [1], але їх необхідно враховувати при використанні формул і графіків для розрахунку конкретних ЗП.

2.8. Комплексний вплив кута затискних призм

Для оцінки впливу кожного параметра при фіксованому номінальному діаметрі ($D_н = 78{,}4$ мм) змінювався один параметр, а кут γ визначався з умови $D_н$ = const за (2.2). Залежності чотирьох критеріїв від кута α (L = 75 мм, a/2 = 15,5 мм) наведено на рис. 2.6; хрестиками позначено варіанти, що порушують обмеження табл. 2.2.

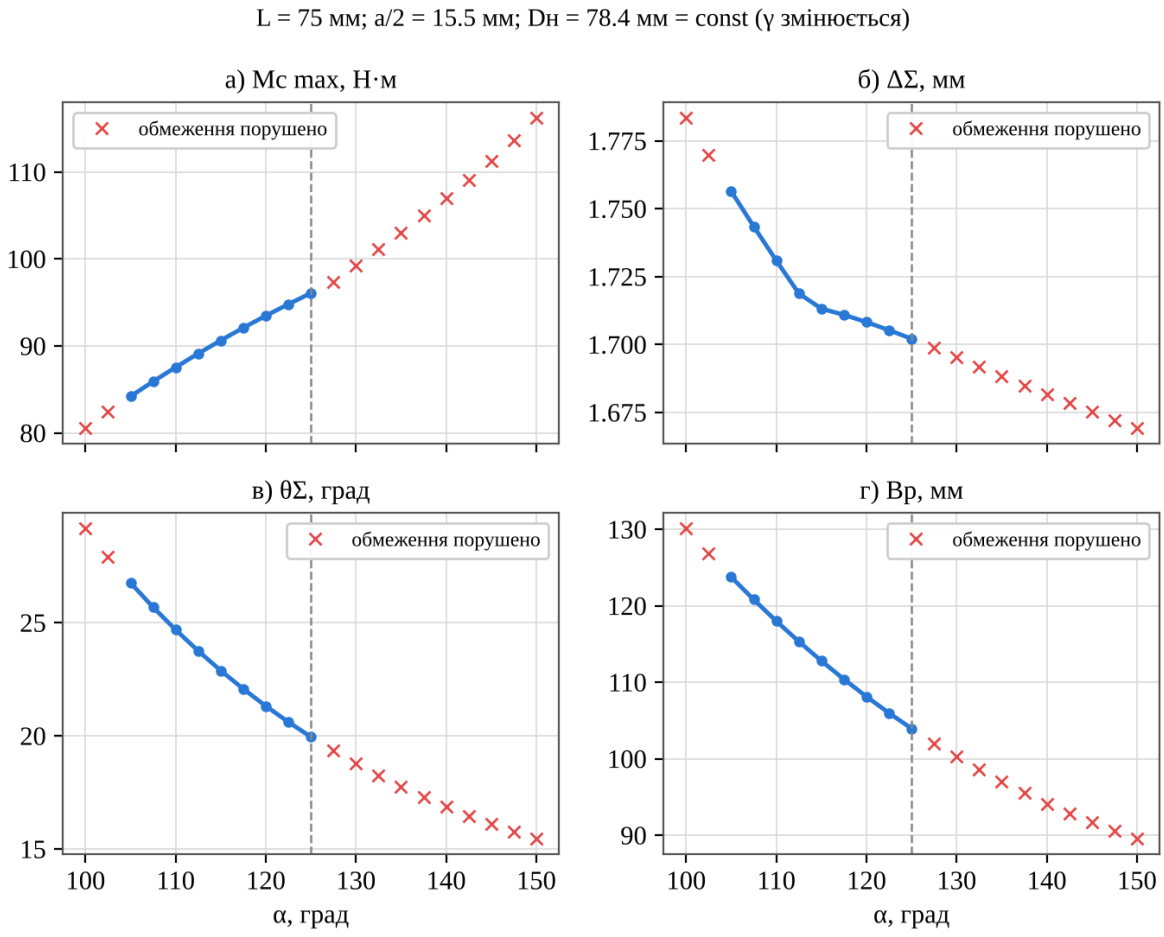

Рис. 2.6. Комплексний вплив кута затискних призм на критерії ЗП

Зі збільшенням α від 105° до 125° момент на важелі зростає з 84,2 до 96,1 Н·м (на 14 %), а кут повороту важелів зменшується з 26,8 до 19,9° (на 26 %), ширина розкритого ЗП – зі 123,7 до 103,9 мм (на 16 %); розкид Δ_Σ практично сталий (1,76–1,70 мм). При α < 105° кінці граней протилежних призм перетинаються при D_{min} = 50 мм, а при α > 125° для збереження $D_н$ кут γ зменшується до 4° і менше, важіль наближається до деталі і зазор між ними стає меншим за 1 мм. Отже, при заданих L і a область допустимих кутів призми обмежена з двох боків, а оптимальне значення лежить на межі, де найкращі функціональні показники ще досяжні.

2.9. Вплив відстані між опорами і довжини важеля

Після кута призм (п. 2.8) розглянемо два лінійні параметри затискної частини: відстань між опорами затискних важелів a і довжину важеля L. Методика аналізу та сама, що й у п. 2.8. Змінюється один параметр, номінальний діаметр залишається сталим ($D_н$ = 78,4 мм), а кут приєднання призм γ щоразу визначається з умови $D_н$ = const за (2.2). Тому кожен графік показує вплив параметра за незмінного положення діапазону діаметрів групи відносно номінального положення важелів. Для кожного значення параметра обчислюються чотири критерії: момент на важелі $M_{c,max}$, розкид положення центра деталі Δ_Σ, кут повороту важелів θ_Σ і ширина розкритого ЗП B_p.

Залежності критеріїв від відстані a/2 (α = 125°, L = 75 мм) і довжини L (α = 125°, a/2 = 15,5 мм) наведено на рис. 2.7 і 2.8. На обох рисунках:

– кожна з чотирьох панелей відповідає одному критерію;

– суцільна лінія з маркерами – варіанти, що задовольняють усі обмеження табл. 2.2;

– хрестики – варіанти, що порушують хоча б одне обмеження;

– вертикальна штрихова лінія – значення параметра, прийняте для ЗП групи валів (п. 2.13).

2.9.1. Вплив відстані між опорами затискних важелів

Відстань a/2 змінювалася від 15 до 40 мм. Щоб номінальний діаметр залишався сталим, кут приєднання призм при цьому зростав з 4,6 до 24,3°, а кут

нахилу важеля в номінальному положенні $\omega_н$ зменшувався з 22,9 до 3,2°. Інакше кажучи, зі збільшенням a/2 важелі стають ближчими до паралельних осі ЗП, а призми повертаються всередину. Значення a/2 = 15 мм позначено хрестиком: при ньому кут γ малий, і при найменшій деталі (D = 50 мм) зазор між важелем і деталлю стає меншим за 1 мм.

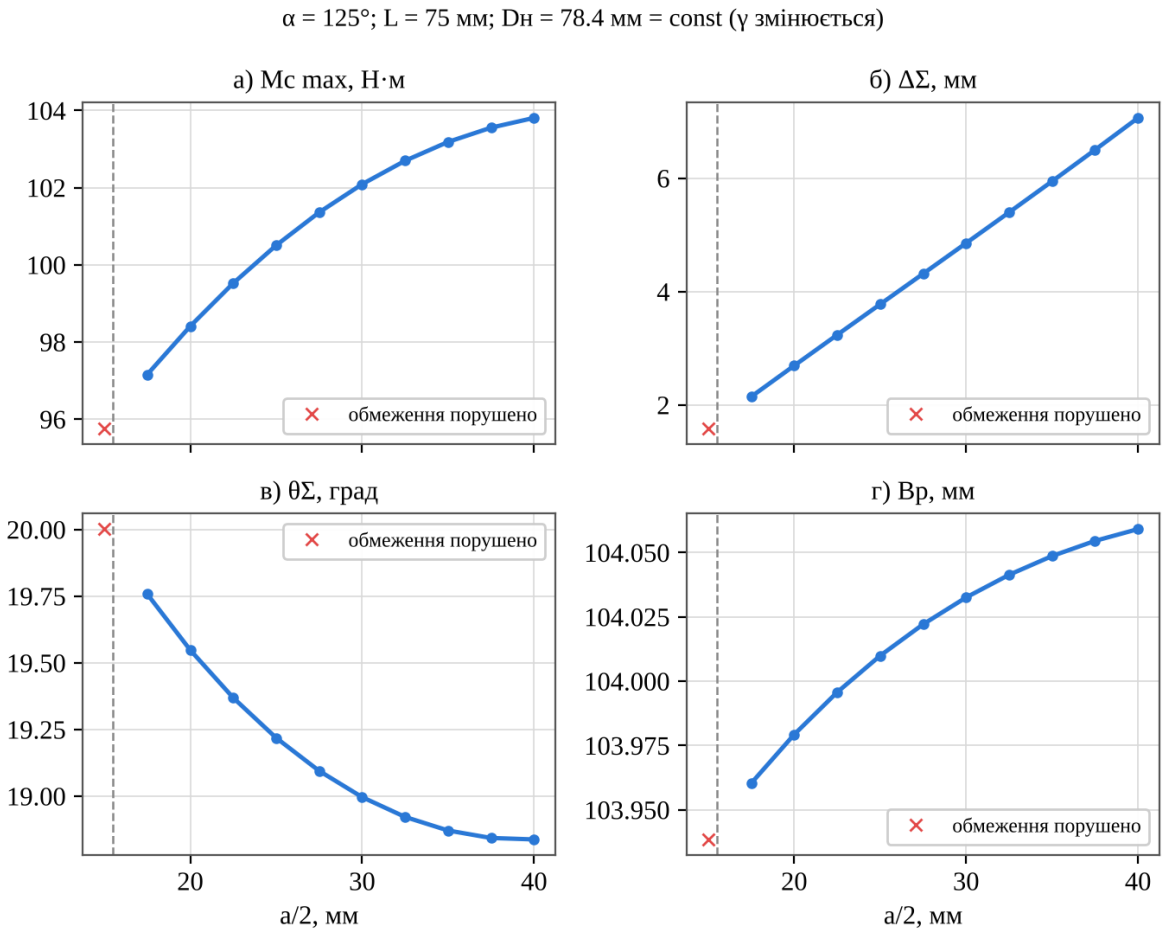

Рис. 2.7. Вплив відстані між опорами затискних важелів на критерії ЗП

Момент на важелі (рис. 2.7, а) зростає з 97,2 до 103,8 Н·м, тобто лише на 6,8 % при збільшенні a/2 більш ніж удвічі. Найбільша сила затиску майже не залежить від a/2, бо найважча заготовка утримується практично в номінальному положенні важелів. Тому момент змінюється лише через плече сумарної сили $l_c = L \cos \omega_н$ (2.17). При сталих L і $D_н$ збільшення a/2 зменшує кут $\omega_н$, і плече зростає з 70,1 до 74,9 мм, наближаючись до довжини важеля. Звідси й характер кривої: зростання сповільнюється, коли $\omega_н$ наближається до нуля.

Розкид положення центра деталі (рис. 2.7, б) зростає майже лінійно – з 2,15 до 7,06 мм, тобто в 3,3 раза. Це найсильніший вплив серед усіх критеріїв.

Лінійність пояснюється наближеною залежністю п. 1.4.2: коефіцієнт чутливості $k_{\Delta 0} = a/(4L \cos \omega_н \sin(\alpha/2))$ прямо пропорційний a. Розрахунок дає $k_{\Delta 0} = 0{,}141$ мм/мм при $a/2 = 17{,}5$ мм і 0,301 мм/мм при $a/2 = 40$ мм, що збігається з чутливістю k_Δ, обчисленою чисельно (0,140 і 0,301 мм/мм). Отже, кожні 2,5 мм збільшення a/2 додають до розкиду приблизно 0,54 мм.

Кут повороту важелів (рис. 2.7, в) зменшується з 19,8 до 18,8°, тобто лише на 4,7 %. Швидкість зміни діаметра деталі при повороті важеля пропорційна $L \cos(\omega_н + \varphi)$. Зі зменшенням $\omega_н$ вона дещо зростає, і для того самого діапазону діаметрів потрібен трохи менший кут. Цей ефект слабкий і не компенсує збільшення розкиду.

Ширина розкритого ЗП (рис. 2.7, г) практично стала: 103,96–104,06 мм, зміна на 0,1 %. У положенні розкриття призми охоплюють умовний діаметр $D_р$, і положення їх зовнішніх точок визначається цим діаметром і кутом призми, а не тим, де розміщені опори важелів.

Отже, відстань між опорами впливає переважно на точність положення деталі і майже не впливає на решту критеріїв. Тому її слід призначати мінімальною за умовами розміщення приводу і проміжного механізму, а також за умовою зазору між важелем і деталлю. Цей висновок узгоджується з [1], де відстань між опорами визнано параметром, що найсильніше впливає на зміщення центра деталі.

2.9.2. Вплив довжини затискного важеля

Довжина важеля змінювалася від 55 до 120 мм при $a/2 = 15{,}5$ мм. Для збереження $D_н$ кут γ при цьому зростав з −4,0 до 13,7°, а кут $\omega_н$ зменшувався з 31,5 до 13,8°. Варіанти з $L = 55…70$ мм позначено хрестиками. Короткий важіль для досягнення того самого номінального діаметра має бути сильно нахилений ($\omega_н = 24…31°$). При найменшій деталі він наближається до неї, і зазор стає

меншим за 1 мм. При L = 55 мм кут γ навіть від'ємний, тобто призма повернута назовні від важеля, що конструктивно небажано.

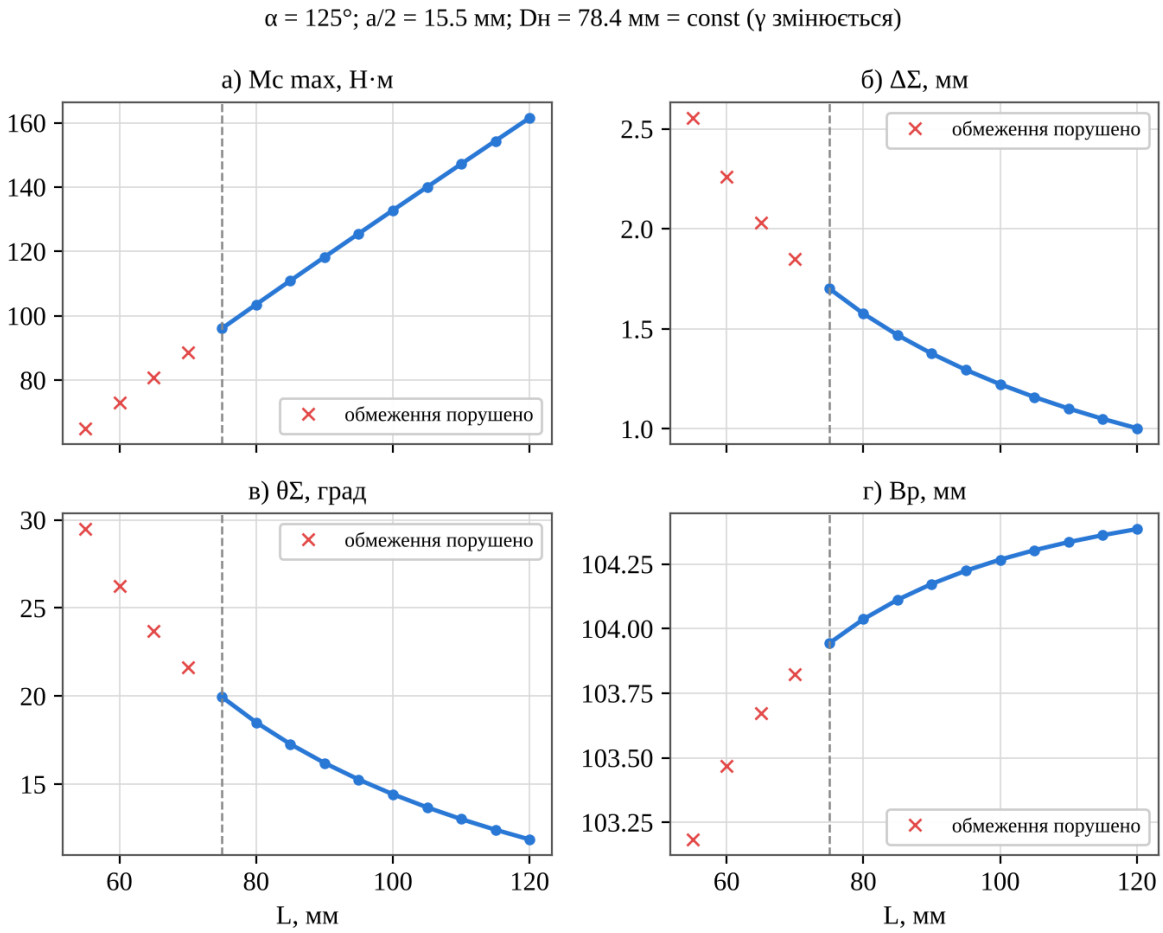

Рис. 2.8. Вплив довжини затискного важеля на критерії ЗП

Момент на важелі (рис. 2.8, а) зростає практично лінійно – з 96,1 Н·м при L = 75 мм до 161,5 Н·м при L = 120 мм, тобто на 68 %. Причина – пропорційне зростання плеча сумарної сили: l_c збільшується з 69,3 до 116,5 мм, також на 68 %. Найбільша сила затиску при цьому практично не змінюється, бо найважча заготовка утримується поблизу номінального положення.

Розкид положення центра деталі (рис. 2.8, б) зменшується з 1,70 до 1,00 мм (на 41 %), а чутливість k_Δ – з 0,125 до 0,075 мм/мм. Довгий важіль описує дугу більшого радіуса, тому для того самого діапазону діаметрів він повертається на менший кут, і бісектриса призми менше відхиляється від початкового положення. Це відповідає оберненій пропорційності $k_{\Delta 0}$ довжині важеля. Темп зменшення сповільнюється: перші 25 мм збільшення L (з 75 до 100 мм) зменшують розкид на 0,48 мм, наступні 20 мм – лише на 0,22 мм.

Кут повороту важелів (рис. 2.8, в) зменшується з 19,95 до 11,87° (на 40 %), майже обернено пропорційно L. Важливо, що добуток моменту на кут повороту залишається практично сталим. Для L = 75, 100 і 120 мм він становить 1916, 1916 і 1917 Н·м·град. Згідно з п. 1.4.1, добуток сили на штоку на його хід пропорційний добутку моменту на кут повороту. Отже, робота, яку виконує привод за хід, і об'єм пневмоциліндра від довжини важеля майже не залежать. Довжина важеля перерозподіляє цю роботу між силою і ходом: короткий важіль потребує більшого ходу при меншій силі, довгий – більшої сили при меншому ході. Тому вибір L визначається не об'ємом приводу, а такими чинниками:

– точність положення деталі;

– навантаження на шарніри і міцність важелів, пропорційні M_c;

– виліт і маса ЗП;

– компоновка проміжного механізму.

Ширина розкритого ЗП (рис. 2.8, г) практично не змінюється: 103,2–104,4 мм. Як і у випадку a/2, вона визначається геометрією призм у положенні розкриття.

Таким чином, довжина важеля – головний параметр компромісу. Її збільшення покращує точність положення деталі і зменшує кут повороту, але пропорційно збільшує момент на важелі, навантаження на шарніри і виліт ЗП. Нижню межу L визначає умова зазору між важелем і деталлю ($L \geq 75$ мм при a/2 = 15,5 мм). Верхню межу визначає допустимий момент, тобто міцність і маса важелів.

2.9.3. Порівняння впливу параметрів

Порівняємо зміни критеріїв, віднесені до однакової відносної зміни параметра. Збільшення a/2 на 10 % від прийнятого значення збільшує розкид Δ_Σ на 20 %, а момент – лише на 0,9 %. Збільшення L на 10 % зменшує розкид на 10,7 % і кут повороту на 10,4 %, але збільшує момент на 11,6 %. Отже, відстань між опорами – «дешевий» засіб керування точністю: її зменшення майже нічого не коштує за іншими критеріями. Довжина важеля – «дорогий»: кожне покращення точності і кінематики оплачується пропорційним зростанням моменту. Звідси

раціональна послідовність призначення параметрів. Спочатку a/2 зменшують до найменшого конструктивно допустимого значення. Потім довжину важеля вибирають з компромісу між Δ_Σ, θ_Σ і $M_{c,max}$, тобто за багатокритеріальною постановкою п. 2.10.

2.10. Багатокритеріальна постановка задачі вибору параметрів

Результати п. 2.8, 2.9 показують, що найкращі значення окремих критеріїв досягаються при різних параметрах, а рекомендований інтервал одного параметра залежить від значень інших. Зокрема:

– збільшення кута призм з 105° до 125° зменшує кут повороту важелів на 26 % і ширину розкритого ЗП на 16 %, але збільшує момент на важелі на 14 %;

– збільшення довжини важеля з 75 до 140 мм зменшує розкид положення центра деталі з 1,70 до 1,00 мм, але збільшує момент на 68 %;

– зменшення відстані між опорами зменшує розкид положення центра в кілька разів, але обмежене розмірами приводу і умовою зазору між важелем і деталлю.

Жоден параметр не покращує всі критерії одночасно, а однофакторний аналіз не дозволяє знайти найкраще поєднання параметрів (п. 1.6.2). Тому задачу формулюємо як багатокритеріальну.

Змінні проєктування. Вектор змінних проєктування

$$\mathbf{x} = (\alpha,\ \gamma,\ L,\ D_{\text{н}}), \tag{2.19}$$

відстань a/2 визначається через x за (2.3). Замість a/2 як незалежна змінна обрано номінальний діаметр $D_{\text{н}}$. Через нього безпосередньо задається положення діапазону діаметрів групи відносно номінального положення важелів, а відстань між опорами однозначно визначається з умови утримання деталі $D_{\text{н}}$.

Включення номінального діаметра $D_{\text{н}}$ до змінних є принциповою відмінністю від [1]. У монографії $D_{\text{н}}$ вважається заданим, тоді як для групи деталей його положення в діапазоні є параметром проєктування. Як показано в п. 1.4.2, від нього суттєво залежить розкид положення центра деталі.

Межі змінних прийнято так, щоб охопити всі рекомендації [1] із запасом:

– кут призм α = 90…150° – від найменшого кута, рекомендованого за силовими міркуваннями, до найбільшого за умовами захоплення;

– кут приєднання призм γ = 0…35° – ширше за рекомендовані 5…15°;

– довжина важеля L = 50…140 мм, тобто (0,64…1,8)D_{max};

– номінальний діаметр $D_н$ = 50…78 мм – увесь діапазон діаметрів групи.

Критерії. Вектор критеріїв

$$\mathbf{F}(\mathbf{x}) = \left(M_{c,\max},\ \Delta_\Sigma,\ \theta_\Sigma,\ B_\text{p}\right) \to \min, \qquad \mathbf{x} \in X, \tag{2.20}$$

де X – множина варіантів, що задовольняють обмеження табл. 2.2, а $M_{c,max}$ – найбільше значення (2.18) для всіх 12 діаметрів захоплення (табл. 2.1) і шести розрахункових випадків схем а, б (табл. 2.4):

$$M_{c,\max} = \max_{j=1..12}\ \max_{\text{s}\in\{\text{а,б}\},\,\text{r}\in\{X,Y,Z\}} K\,P_c(D_j, m_j, \text{s}, \text{r})\,l_c. \tag{2.21}$$

Решту критеріїв визначаємо за результатами п. 2.4, 2.5. Розкид положення центра деталі – різниця найбільшого і найменшого зміщень (2.10) для всіх діаметрів групи. Кут повороту важелів – від положення для найменшої деталі до розкриття для підходу до найбільшої. Ширина розкритого ЗП – подвоєна найбільша відстань вершини A і кінців граней B, C від осі ЗП в положенні розкриття:

$$\Delta_\Sigma = \max_j \Delta\left(\varphi_j\right) - \min_j \Delta\left(\varphi_j\right); \qquad \theta_\Sigma = \varphi_\text{p} - \min_j \varphi_j; \qquad B_\text{p} = 2\max(|x_A|, |x_B|, |x_C|)_{\varphi=\varphi_\text{p}},$$

де φ_j – кут повороту важеля для j-го діаметра, знайдений з (2.6); φ_p – кут розкриття для умовного діаметра (2.13).

Кожен критерій відображає окрему вимогу до ЗП:

– $M_{c,max}$ – навантаження приводу, а через нього – розміри пневмоциліндра і масу ЗП;

– Δ_Σ – точність встановлення деталей групи в патрон і можливість обійтися таблицею корекцій ТСР;

– θ_Σ – хід приводу і час спрацювання;

– B_p – вільний простір, необхідний для підходу до деталі в накопичувачі.

Критерії мають різні одиниці вимірювання і різні діапазони значень. На множині допустимих варіантів $M_{c,max}$ змінюється від 53 до 250 Н·м, Δ_Σ – від 0,84 до 16,0 мм, θ_Σ – від 7,7 до 39,8°, B_p – від 88,8 до 146,3 мм. Тому для порівняння варіантів критерії нормуються.

Обмеження. Множина допустимих варіантів X задається обмеженнями табл. 2.2, які у формалізованому вигляді записуються так:

$$g_1 = 15 - a/2 \le 0; \qquad g_2 = \max\left(\left|\varphi_j\right|, \varphi_\text{p}\right) - 25^\circ \le 0;$$

$$g_3 = \alpha/2 + \max_j\left|\varphi_j\right| - 82^\circ \le 0; \qquad g_4 = 1 - \min\left(\delta_\text{з}(\varphi_\text{min}), \delta_\text{з}(\varphi_\text{max})\right) \le 0;$$

$$g_5 = 1 + \max(x_B, x_C)_{\varphi=\varphi_\text{min}} \le 0,$$

де $\delta_з(\varphi)$ – зазор між важелем і деталлю, мм, що дорівнює найменшій відстані від центра деталі до відрізка EA за мінусом радіуса деталі; x_B, x_C – координати кінців граней лівої призми відносно осі ЗП, мм. Окрім того, вимагається, щоб для кожного діаметра групи і для діаметра розкриття рівняння (2.6) мало розв'язок і щоб функція $D(\varphi)$ монотонно зростала на робочому інтервалі кутів.

Обмеження g_1 відображає розміщення приводу і опор важелів. Обмеження g_2 – допустимий хід приводу, g_3 – працездатність граней призм. Обмеження g_4 – відсутність контакту важеля з деталлю, g_5 – відсутність зіткнення кінців протилежних призм при найменшому діаметрі.

Метод розв'язання. Змінні задано на сітці: α = 90…150° з кроком 2,5° (25 значень), γ = 0…35° з кроком 2,5° (15), L = 50…140 мм з кроком 5 мм (19), $D_н$ = 50…78 мм з кроком 2 мм (15). Разом це 106 875 варіантів. Кроки сітки відповідають технологічній точності призначення параметрів: кути призм і їх приєднання задаються з точністю до одиниць градусів, а довжина важеля – до кількох міліметрів.

Для кожного варіанта:

– визначається a/2 за (2.3);

– для 12 діаметрів групи і діаметра розкриття розв'язується рівняння (2.6) методом поділу відрізка навпіл;

– обчислюються критерії і перевіряються обмеження.

Потім на множині допустимих варіантів виділяється множина Парето за (1.4), критерії нормуються за (1.5) і обчислюється згортка (1.6). Нормування виконується за найменшим і найбільшим значеннями кожного критерію на множині допустимих, а не всіх варіантів. Тому нормовані критерії змінюються від 0 до 1 і порівнянні між собою.

Вагові коефіцієнти. Вагові коефіцієнти прийнято експертно з урахуванням задачі обслуговування токарного верстата:

– $w_M = 0{,}35$ – силове навантаження приводу і маса ЗП;

– $w_\Delta = 0{,}30$ – точність встановлення в патрон;

– $w_\theta = 0{,}20$ – хід приводу, час спрацювання;

– $w_B = 0{,}15$ – простір для підходу.

Найбільші ваги надано моменту на важелі і розкиду положення центра деталі. Перший визначає розміри і масу ЗП, отже – навантаження на робота. Другий визначає, чи можна встановлювати всі деталі групи в патрон з розрахунковими корекціями, без навчання точок. Кут повороту важелів і ширина розкритого ЗП впливають на тривалість циклу і компоновку накопичувача, але допускають компенсацію іншими засобами: довшим ходом циліндра, більшим кроком розміщення заготовок. Оскільки вагові коефіцієнти суб’єктивні, стійкість отриманого рішення до їх зміни перевіряється окремо (п. 2.11).

Алгоритм розв’язання задачі наведено на рис. 2.9. Розрахунок реалізовано мовою Python для дослідження і мовою C++ для інженерного застосування (додаток А). Повний перебір сітки займає близько 13 с у реалізації на Python і близько 2 с у реалізації на C++. Обидві реалізації дають однакові результати.

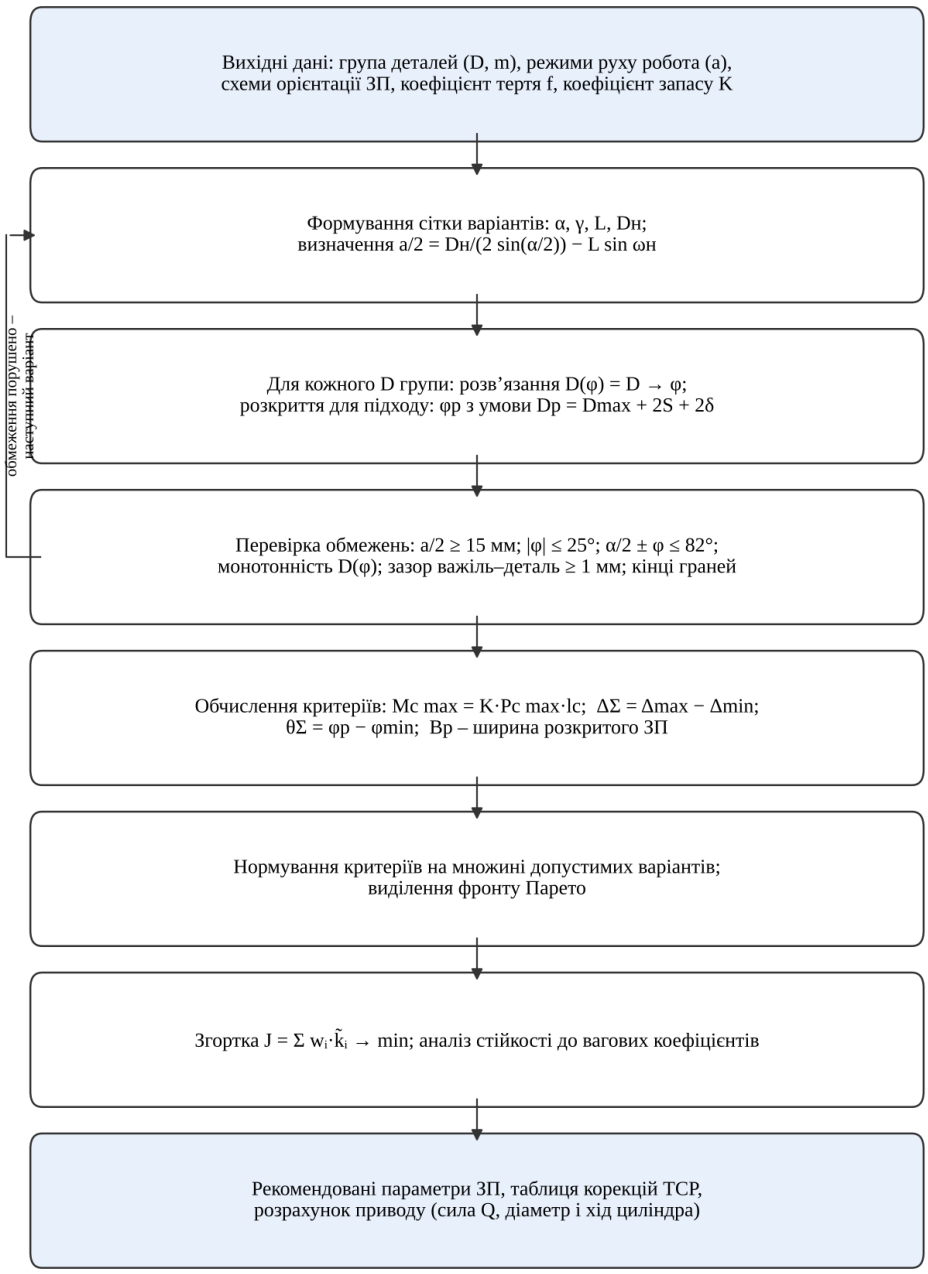

Рис. 2.9. Алгоритм багатокритеріального вибору параметрів захватного пристрою

2.11. Множина Парето і рекомендовані параметри

З 106 875 варіантів сітки обмеження задовольняють 45 651 (42,7 %), з них 5934 належать множині Парето. Проєкцію множини допустимих варіантів на площину критеріїв $M_{c,max} – \Delta_{\Sigma}$ наведено на рис. 2.10.

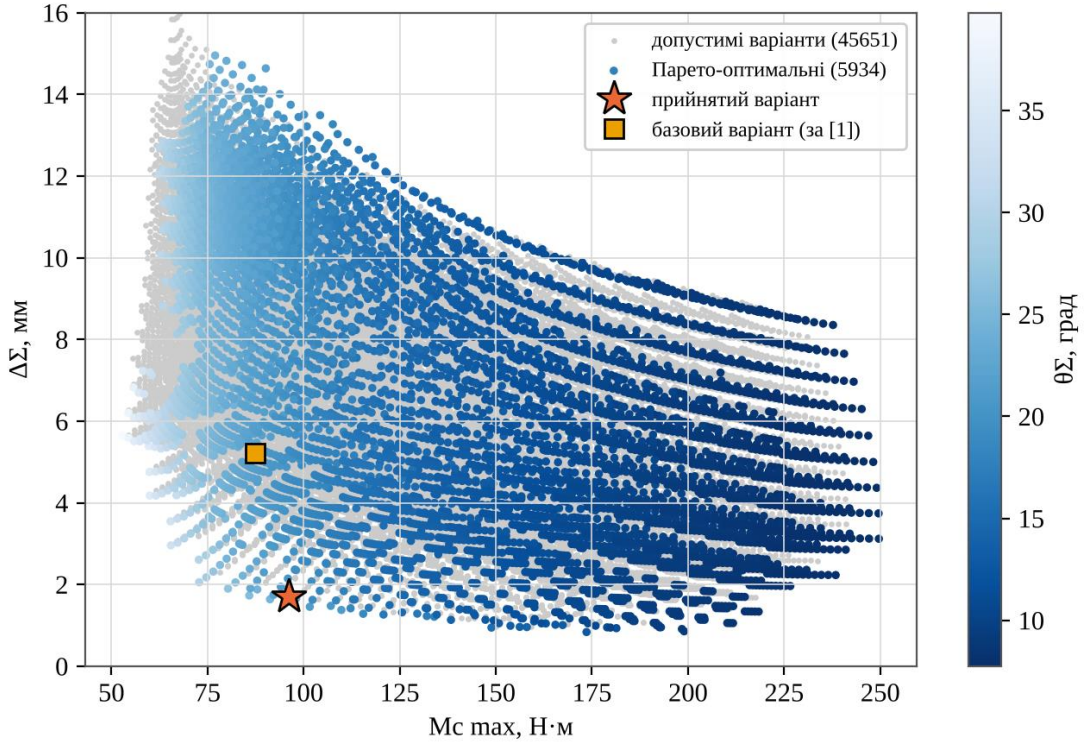

Рис. 2.10. Допустимі і Парето-оптимальні варіанти ЗП у площині критеріїв $M_{c,max} - \Delta_\Sigma$

Фронт Парето в цій площині має характерну форму: зменшення розкиду Δ_Σ нижче 2 мм можливе лише при моменті понад 80 Н·м, а Парето-оптимальні варіанти з найменшим моментом (до 60 Н·м) мають Δ_Σ = 4,2–7,2 мм. Базовий варіант, вибраний за рекомендаціями [1] (α = 110°, L = 70 мм, a = 0,65$D_н$, $D_н$ = 64 мм у середині діапазону), лежить усередині множини допустимих варіантів і не є Парето-оптимальним. П’ять найкращих варіантів за згорткою (1.6) наведено в табл. 2.6.

Таблиця 2.6. Найкращі варіанти захватного пристрою за згорткою критеріїв (w = 0,35; 0,30; 0,20; 0,15)

α, град	γ, град	L, мм	$D_н$, мм	a/2, мм	$M_{c,max}$, Н·м	Δ_Σ, мм	θ_Σ, град	$B_р$, мм	J
125,0	5,0	75	78,0	15,27	96,06	1,70	19,94	103,9	0,209
127,5	7,5	85	78,0	16,16	112,86	1,64	16,69	102,2	0,213
127,5	7,5	85	76,0	15,05	113,28	1,63	16,66	102,0	0,213
130,0	7,5	90	78,0	15,97	122,35	1,50	15,22	100,4	0,213
130,0	7,5	85	78,0	17,47	115,55	1,88	16,14	100,3	0,214

Усі найкращі варіанти мають спільні ознаки: номінальний діаметр на верхній межі діапазону (76–78 мм), відстань a/2 поблизу мінімально допустимої (15–17,5 мм), кут призм 125–130° і малий кут приєднання (5–7,5°). Значення

згортки відрізняються менше ніж на 3 %, тобто існує область практично рівноцінних рішень. Стійкість рішення до вагових коефіцієнтів перевірено зміною w_M від 0 до 0,9 при пропорційному перерозподілі решти ваг (рис. 2.11).

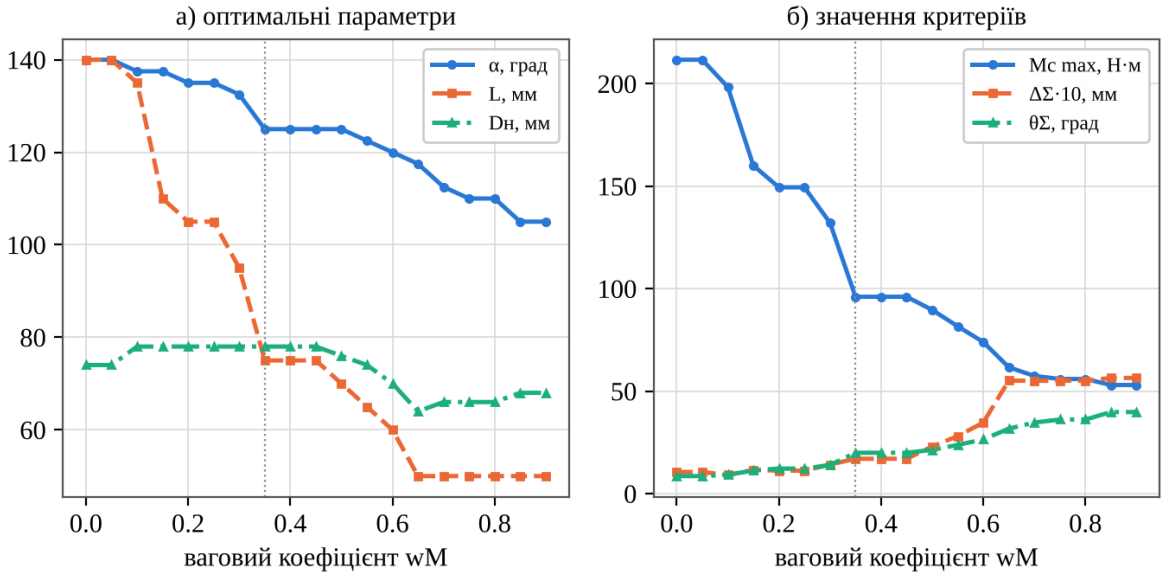

Рис. 2.11. Вплив вагового коефіцієнта моменту w_M на оптимальні параметри і критерії

Оптимальне рішення не змінюється в інтервалі $w_M = 0{,}35…0{,}45$. При $w_M \le 0{,}30$ пріоритет функціональних критеріїв зсуває оптимум до $\alpha = 132{,}5…140°$ і $L = 95…140$ мм ($\Delta_\Sigma = 0{,}9–1{,}4$ мм, $M_{c,max} = 132–212$ Н·м); при $w_M \ge 0{,}55$ – до $\alpha \le 122{,}5°$, коротких важелів і $D_н = 64–74$ мм, що збільшує Δ_Σ до 2,8–5,6 мм. Ознака «$D_н$ на верхній межі діапазону» зберігається при $w_M \le 0{,}45$, тобто в усьому діапазоні збалансованих ваг.

Для порівняння з табл. 6.3 [1] задачу розв’язано окремо для кожної схеми орієнтації і напрямку руху (у критерії $M_{c,max}$ враховувався лише відповідний розрахунковий випадок). Інтервали параметрів для 1 % найкращих варіантів (10-й і 90-й процентилі) наведено в табл. 2.7.

Таблиця 2.7. Рекомендовані параметри ЗП за [1] і за результатами багатокритеріального вибору

Орієнтація	Рух	α, град		γ, град		φ, град	
		[1]	робота	[1]	робота	[1]	робота
а) ЗП вертикальний	X	105–115	122,5–137,5	5–15	7,5–12,5	+5…−10	+4…−12
	Y	90–100	120–135	5–10	7,5–17,5	+5…−10	+2…−11
	Z	110–120	122,5–137,5	5–15	7,5–10	+2…−8	+5…−12
б) ЗП горизонтальний	X	105–110	122,5–137,5	5–10	7,5–12,5	+5…−10	+3…−12
	Y	115–125	130–142,5	5–15	7,5–12,5	+5…−5	+12…−11

Орієнтація	Рух	α, град		γ, град		φ, град	
		[1]	робота	[1]	робота	[1]	робота
	Z	120–130	126,2–140	5–15	7,5–10	+2…−8	+11…−12
в) деталь вертикальна	X	90–100	122,5–137,5	5–10	7,5–12,5	+5…−5	+4…−12
	Y	90–110	125–140	5–15	7,5–10	+5…−5	+11…−12
	Z	100–120	127,5–140	5–15	7,5–10	+5…−5	+11…−12

Порівняно з [1] рекомендовані кути призм зміщуються в бік більших значень (120–142,5° проти 90–130°), бо в багатокритеріальній постановці враховано функціональні критерії θ_Σ і B_p, які зменшуються зі збільшенням α. Кути γ = 7,5–12,5° (для руху Y у схемі а – до 17,5°) узгоджуються з [1]. Робочий інтервал кутів φ для групи деталей несиметричний: деталі утримуються переважно при φ < 0 (до −12,5°), тобто при зміщенні вершин призм від приводу, що відповідає розміщенню $D_н$ на верхній межі діапазону. Відмінності між схемами і напрямками руху менші, ніж у [1], оскільки функціональні критерії не залежать від режиму руху.

2.12. Рекомендації щодо співвідношень розмірів захватного пристрою

Для 1 % найкращих варіантів (456 варіантів) визначено співвідношення розмірів, віднесені до номінального діаметра (табл. 2.8), і порівняно їх з рекомендаціями табл. 6.4 [1] для клинових конструкцій.

Таблиця 2.8. Рекомендовані співвідношення розмірів захватного пристрою

Параметр	За табл. 6.4 [1] (конструкції № 1, 2)	За результатами роботи (10–90-й процентилі)	Медіана
$L/D_н$	0,9–1,2	0,93–1,29	1,09
$a/D_н$	0,5–0,7	0,43–0,61	0,51
α, град	90–130 (за табл. 6.3)	125–137,5	132,5
γ, град	5–15	7,5–10	7,5
$D_н/D_{max}$	не регламентується	0,85–1,00	0,95

Співвідношення $L/D_н$ збігається з [1]; відстань між опорами за результатами роботи дещо менша (0,43–0,61 проти 0,5–0,7), що зменшує розкид положення центра деталі. Новою рекомендацією є призначення номінального діаметра в межах $D_н = (0{,}85…1{,}0)D_{max}$.

2.13. Числовий приклад проєктування захватного пристрою для групи валів

За результатами п. 2.11 приймаємо параметри з округленням до технологічних значень: α = 125°, γ = 5°, L = 75 мм, a/2 = 15,5 мм (a = 31 мм). За

(2.1) $\omega_н = 90 - 62{,}5 - 5 = 22{,}5°$; за (2.2) $D_н = 2(15{,}5 + 75 \sin 22{,}5°)\sin 62{,}5° = 78{,}4$ мм; плече сумарної сили за (2.17) $l_c = 75 \cos 22{,}5° = 69{,}3$ мм; довжина грані призми за (2.8) $s_п = 25{,}3$ мм, приймаємо 26 мм. Положення важелів для D_{min}, D_{max} і при розкритті наведено на рис. 2.12, результати розрахунку для деталей групи – у табл. 2.9.

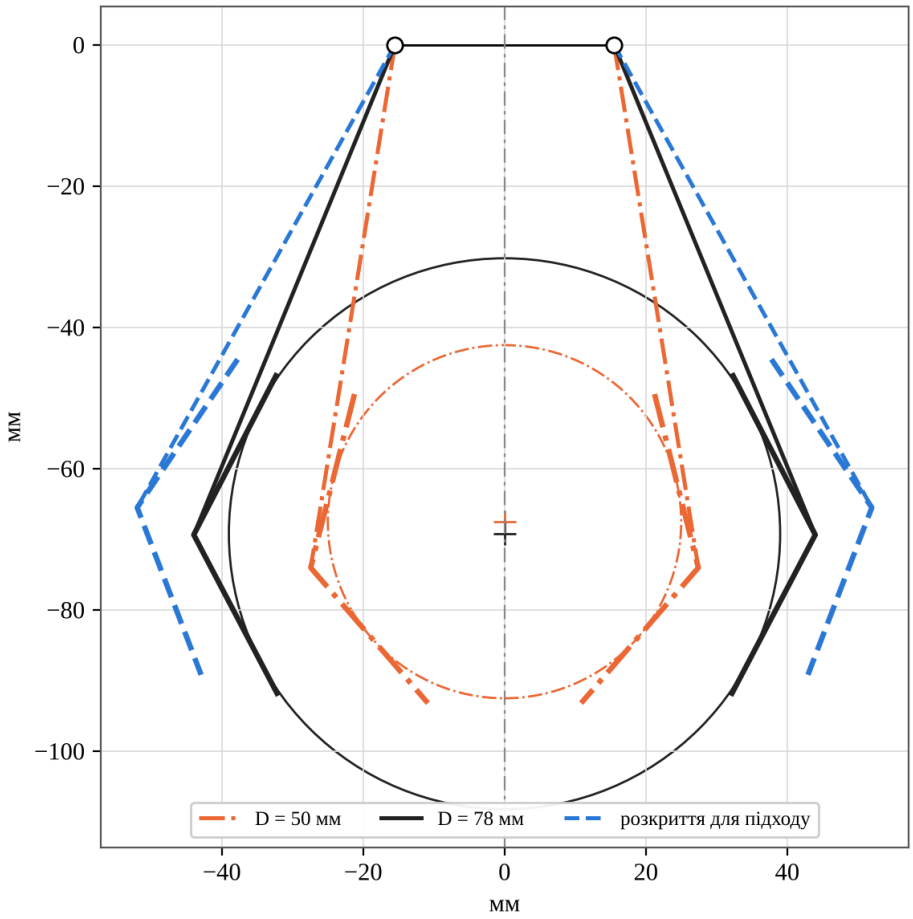

Рис. 2.12. Положення затискних важелів прийнятого ЗП для деталей D = 50 мм і D = 78 мм та при розкритті для підходу

Таблиця 2.9. Результати розрахунку прийнятого ЗП для деталей групи

Об’єкт	D, мм	m, кг	φ, град	Δ, мм	Корекція ТСР, мм	$P_р$, Н	M_c, Н·м
заг. 1	55	2,32	−11,02	−1,72	1,72	382,0	26,47
дет. 1	50	1,51	−13,35	−1,75	1,75	248,3	17,20
заг. 2	60	3,21	−8,66	−1,56	1,56	527,9	36,58
дет. 2	55	2,13	−11,02	−1,72	1,72	350,8	24,31
заг. 3	65	4,28	−6,30	−1,29	1,29	705,4	48,88
дет. 3	60	2,90	−8,66	−1,56	1,56	477,6	33,09
заг. 4	70	5,57	−3,95	−0,90	0,90	917,7	63,59
дет. 4	63	3,60	−7,25	−1,41	1,41	592,7	41,07
заг. 5	75	7,08	−1,60	−0,40	0,40	1167,7	80,91
дет. 5	68	4,66	−4,89	−1,07	1,07	767,6	53,19
заг. 6	78	8,41	−0,19	−0,05	0,05	1386,3	96,06
дет. 6	72	5,74	−3,00	−0,72	0,72	946,9	65,61

Усі деталі утримуються при φ = −13,35…−0,19°, зміщення центра становить −1,75…−0,05 мм (до приводу), розкид Δ_Σ = 1,70 мм. Корекцію ТСР для кожного типорозміру задаємо в програмі робота з протилежним знаком; оскільки вона обчислюється за формулою (2.10), повторне навчання точок встановлення при переході до іншої деталі групи не потрібне. Чутливість k_Δ = 0,125 мм/мм означає, що відхилення діаметра заготовки на ±1 мм змінює положення центра лише на ±0,13 мм. Порівняння зміщень з базовим варіантом наведено на рис. 2.13.

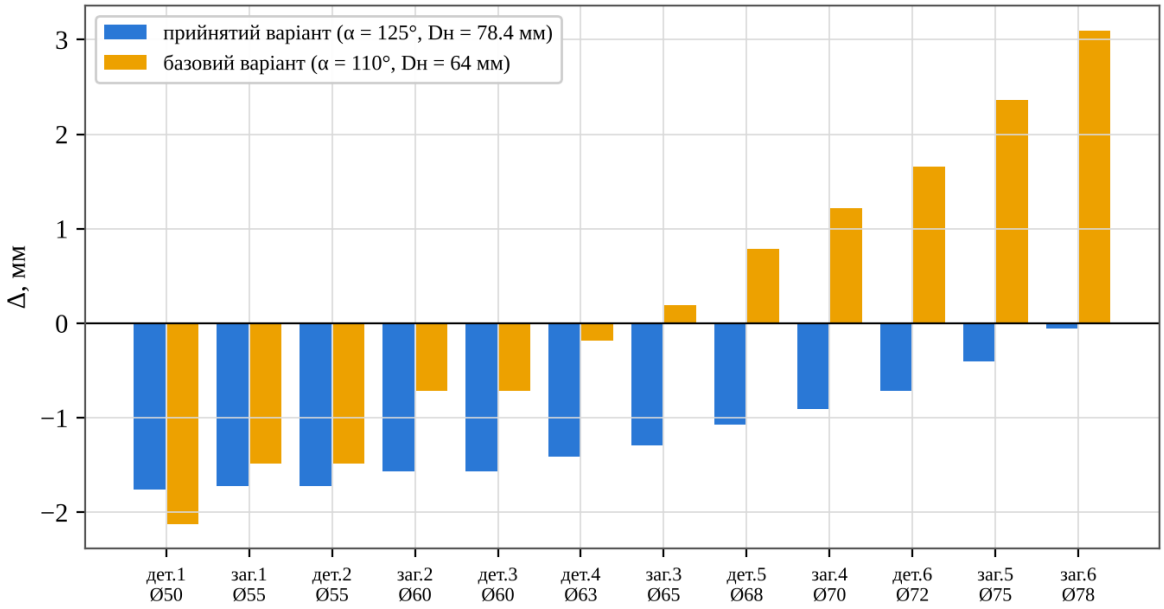

Рис. 2.13. Зміщення центра деталей групи в прийнятому і базовому варіантах ЗП

Найбільш навантажена – заготовка вала 6 (8,41 кг) при русі вздовж осі деталі: $P_р$ = 1386 Н, $M_{c,max}$ = 96,1 Н·м. Для клинового механізму (рис. 1.3, а) з плечем сили клина відносно осі важеля h = 30 мм, кутом клина $\beta_к$ = 15° і кутом тертя на роликах ρ = 2,9° ($f_р$ = 0,05) сила на ролику, сила приводу і діаметр пневмоциліндра:

$$N = \frac{M_{c,\max}}{h}; \qquad Q = 2N\,\mathrm{tg}(\beta_к + \rho); \qquad d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi p\,\eta_ц}}, \tag{2.22}$$

де p = 0,5 МПа – робочий тиск; $\eta_ц$ = 0,85 – ККД циліндра. Отримуємо N = 96,06/0,030 = 3202 Н; Q = 2·3202·tg 17,9° = 2064 Н; d = 78,6 мм, приймаємо пневмоциліндр діаметром 80 мм за ISO 15552 [35]. Необхідний хід штока

$$s_{\text{шт}} = \frac{\theta_\Sigma h}{\operatorname{tg}\beta_{\text{к}}} = \frac{0{,}3482 \cdot 30}{0{,}2679} = 39{,}0 \text{ мм}, \qquad (2.23)$$

приймаємо стандартний хід 40 мм. Порівняння прийнятого і базового варіантів наведено в табл. 2.10.

Таблиця 2.10. Порівняння прийнятого і базового варіантів захватного пристрою

Показник	Базовий (за [1])	Прийнятий	Зміна
α, град / γ, град	110 / 19,9	125 / 5	–
L, мм / a/2, мм	70 / 20,8	75 / 15,5	–
$D_н$, мм	64,0	78,4	–
Робочий інтервал φ, град	−7,35…+7,07	−13,35…−0,19	–
Розкид положення центра Δ_Σ, мм	5,22	1,70	−67 % (у 3,1 раза)
Чутливість k_Δ, мм/мм	0,255	0,125	−51 %
Кут повороту важелів θ_Σ, град	23,8	19,9	−16 %
Ширина розкритого ЗП $B_р$, мм	114,9	103,9	−10 %
Момент на важелі $M_{c,max}$, Н·м	87,3	96,1	+10 %
Сила приводу Q, Н	1876	2064	+10 %
Діаметр / хід пневмоциліндра, мм	80 / 50	80 / 40	хід −20 %

Отже, прийнятий варіант за рахунок збільшення моменту на важелі на 10 % (при тому самому діаметрі пневмоциліндра) зменшує розкид положення центра деталі в 3,1 раза, кут повороту важелів на 16 % і хід штока на 20 %.

Чутливість критеріїв прийнятого варіанта до зміни параметрів на ±5 % (з перерахунком $D_н$ за (2.2)) наведено на рис. 2.14.

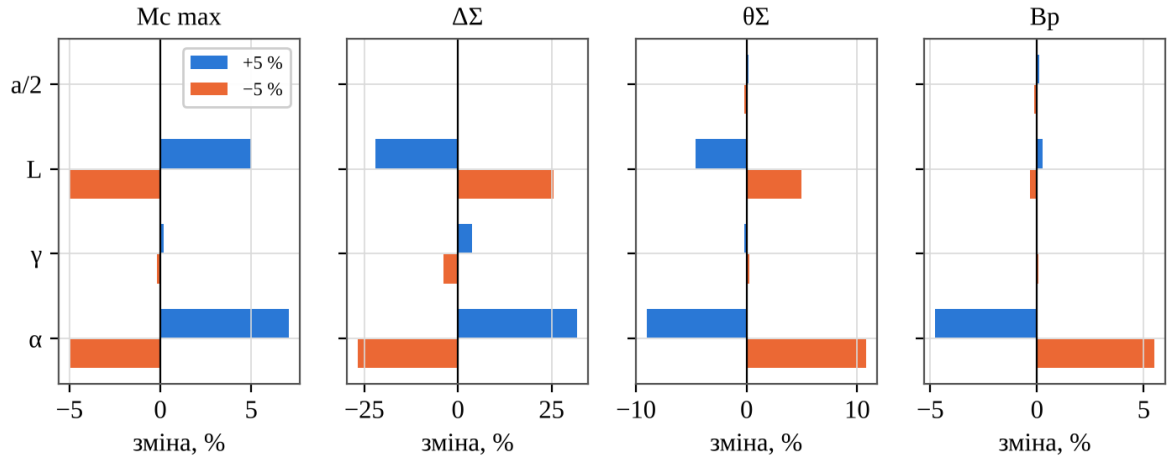

Рис. 2.14. Чутливість критеріїв прийнятого ЗП до зміни параметрів на ±5 %

Найчутливішим є розкид Δ_Σ: зміна α на ±5 % змінює його на +32/−27 %, зміна L – на −22/+26 %. Момент $M_{c,max}$ змінюється пропорційно L і α (±5–7 %), вплив γ і a/2 при перерахунку $D_н$ незначний (до 4 %). Збільшення α і зменшення γ на 5 % порушують умову зазору між важелем і деталлю, а зменшення a/2 –

умову $a/2 \geq 15$ мм, тобто при виготовленні допуск на кут призм слід призначати в мінусовий бік.

2.14. Висновки

1. Розрахункові залежності [1] зведено в єдину модель (2.6), (2.9), (2.10) зі знаковим кутом повороту важеля і доповнено умовою зазору між важелем і деталлю; модель відтворює дані монографії ($k_б$ – з точністю 0,001, зміщення центра – за рис. 6.20).

2. Доведено, що плече сумарної сили затиску відносно осі важеля не залежить від діаметра деталі: $l_c = L \cos \omega_н$ (2.17), тому передавальне відношення затискного важеля стале в усьому діапазоні.

3. Виявлено і виправлено вісім неузгодженостей у розділі 6 [1], зокрема помилку у формулі $\Delta_м$, масштаб «×10» на рис. 6.25, 6.26 і одиниці M_c на рис. 6.24.

4. Сформульовано багатокритеріальну задачу (2.19)–(2.21) вибору параметрів ЗП для групи деталей; з 106 875 варіантів 45 651 допустимі, 5934 належать множині Парето. Оптимальне рішення стійке в інтервалі вагових коефіцієнтів $w_M = 0{,}35…0{,}45$.

5. Встановлено, що номінальний діаметр доцільно призначати в межах $(0{,}85…1{,}0)D_{max}$, а відстань між опорами – мінімальною; рекомендовано $\alpha = 125–137{,}5°$, $\gamma = 7{,}5–10°$, $L = (0{,}93…1{,}29)D_н$, $a = (0{,}43…0{,}61)D_н$.

6. Для групи валів діаметром 50–78 мм прийнято ЗП з $\alpha = 125°$, $\gamma = 5°$, $L = 75$ мм, $a = 31$ мм; порівняно з базовим варіантом розкид положення центра деталі зменшено з 5,22 до 1,70 мм, кут повороту важелів – з 23,8 до 19,9°, хід пневмоциліндра Ø80 мм – з 50 до 40 мм при збільшенні моменту на важелі на 10 %.

3. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МЕТОДИКИ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ЗАХВАТНОГО ПРИСТРОЮ

3.1. Мета та задачі економічного аналізу

Проведемо оцінку доцільності впровадження розробленої методики багатокритеріального вибору параметрів ЗП на прикладі роботизованої комірки, що обслуговує токарний верстат з ЧПК групою валів (п. 2.1).

Завдання економічного аналізу полягає в:

– порівнянні варіантів виконання ЗП;

– визначенні витрат на науково-дослідну роботу (НДР) і виготовлення ЗП;

– розрахунку річного економічного ефекту;

– оцінці ефективності інвестицій на основі визначення показників чистої приведеної вартості, індексу прибутковості, внутрішньої норми доходності, терміну окупності інвестицій [45].

Розрахунки виконано в цінах і ставках 2026 р.

3.2. Порівняльний аналіз варіантів виконання захватного пристрою

В попередньому розділі роботи розглянуто два варіанти важільного ЗП з клиновим механізмом для групи валів (табл. 2.10). У базовому варіанті параметри вибрано за довідковими рекомендаціями [1] з номінальним діаметром у середині діапазону; розкид положення центра деталей 5,22 мм потребує окремо навчених точок встановлення в патрон для різних типорозмірів. Запропонований варіант – параметри вибрано за розробленою методикою; розкид 1,70 мм компенсується розрахунковою таблицею корекцій TCP (табл. 2.9), що дозволяє здійснювати перехід між типорозмірами без повторного навчання точок. Порівняльні характкристики базового і запропонованого варіантів наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Порівняльна характеристика варіантів захватного пристрою

Показник	Базовий варіант	Запропонований варіант
Метод вибору параметрів	довідкові рекомендації [1]	багатокритеріальний вибір (п. 2.10)
Розкид положення центра деталі Δ_Σ, мм	5,22	1,70
Корекція положення деталі при зміні типорозміру	навчання точок встановлення	розрахункова таблиця корекцій ТСР
Час переналагодження комірки, хв	30	10
Пневмоциліндр (діаметр × хід), мм	80 × 50	80 × 40
Ширина розкритого ЗП $B_р$, мм	114,9	103,9
Час спрацювання ЗП за цикл, с	базовий	на 0,2 с менше
Збої встановлення деталі в патрон, разів/рік	8	2

3.3. Розрахунок витрат на розробку і виготовлення

3.3.1. Кошторис науково-дослідної роботи

Основна заробітна плата НДР розрахована за місячними посадовими окладами виконавців 2026 р. і нормативним фондом робочого часу $F_м$ = 174 год./міс. Для її визначення скористаємося формулою:

$$З_о = \sum_{i=1}^{n} C_{г(i)} \cdot T_{(i)} \qquad (3.1)$$

де n – кількість виконавців НДР, осіб;

$C_{г(i)}$ – годинна ставка виконавця, грн/год.:

$$C_{г(i)} = \frac{О_м}{F_м}, \qquad (3.2)$$

$О_м$ – місячний окдад і-го виконавця, грн/міс.;

$T_{(i)}$ – трудомісткість робіт i-го виконавця, год.

Розрахунок наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2. Розрахунок основної заробітної плати виконавців НДР

Виконавець	Оклад, грн/міс	$C_г$, грн/год (ф. 3.2)	t_i, год	$C_г \cdot t_i$, грн
Науковий керівник (к.т.н., доцент)	30000	172,41	50	172,41 × 50 = 8620,69
Інженер-дослідник (здобувач)	20000	114,94	340	114,94 × 340 = 39080,46
Інженер-конструктор (консультант)	26000	149,43	30	149,43 × 30 = 4482,76
Разом $З_о$			420	**52 183,91**

Кошторис НДР наведено в табл. 3.3. Додаткова заробітна плата прийнята в розмірі 10% від основної, єдиний соціальний внесок – 22% від суми основної і додаткової заробітної плати [37], накладні витрати – 25% від основної заробітної

плати. Амортизацію комп'ютерної техніки (КТ) вартістю 45000,0 грн і строком корисного використання 5 років розраховано з урахуванням річного фонду роботи F_p = 2000 год. пропорційно часу використання КТ в НДР – 400 год. Вартість електроенергії розраховується виходячи з потужності комп'ютерної техніки – 0,45 кВт і ціни 1 кВт год – 12,00 грн/кВт·год.

Вартість матеріалів, які використовуються в НДР складають 3000,00 грн, у тому числі:

– PLA-пластик для макетів призм – 2 кг × 650 грн/кг = 1300,00 грн;

– друк пояснювальної записки і креслень – 400 арк. × 3 грн = 1200,00 грн;

– канцелярські товари – 500,00 грн.

Таблиця 3.3. Кошторис витрат на НДР

Стаття витрат	**Розрахунок, джерело інформації**	**Сума, грн**
Основна заробітна плата	табл. 3.2	52183,91
Додаткова заробітна плата (10%)	$52183{,}91 \cdot 0{,}1$	5218,39
Єдиний соціальний внесок (22%)	$(52183{,}91 + 5218{,}39) \cdot 0{,}22$	12628,51
Матеріали та комплектуючі для макета	$2 \cdot 650 + 400 \cdot 3 + 500{,}00$	3000,00
Амортизація комп'ютерної техніки	$\frac{45000 \cdot 400}{5 \cdot 2000}$	1800,00
Електроенергія	$0{,}45 \cdot 400 \cdot 12{,}00$	2160,00
Накладні витрати (25%)	$52183{,}91 \cdot 0{,}25$	13045,98
Всього		**90036,78**

3.3.2. Калькуляція собівартості захватного пристрою

Собівартість виготовлення ЗП визначається за формулою:

$$C_{виг.ЗП} = M_{\text{о}} + П_{\text{н}} + T_{\text{в}} - B_{\text{зв}} + B_{мо} + B_{ск}, \qquad (3.3)$$

де $M_{\text{о}}$ – відповідно витрати на основні матеріали, грн;

$П_{\text{н}}$ – покупні комплектуючі вироби (в обох варіантах використовуються однакові покупні вироби. Пневмоциліндр серії ISO 15552 Ø80 мм з ходом 40 і 50 мм має однакову ціну), грн;

$T_{\text{в}}$ – транспортно-заготівельні витрати, грн;

$B_{\text{зв}}$ – зворотні відходи, які реалізуються (віднімаються), грн;

$B_{мо}$, $B_{ск}$ – відповідно витрати на механічну обробку, складальні роботи та налагодження в процесі виготовлення ЗП, грн. Визначаються за формулами:

$$B_{мо} = t_{мо} \cdot C_{мо}, \qquad (3.4)$$

$$B_{ск} = t_{ск} \cdot C_{ск}, \qquad (3.5)$$

де $t_{мо}$, $t_{ск}$ – відповідно трудомісткість механічних, складальних і налагоджувальних робіт, нормо-год.;

$C_{мо}$, $C_{ск}$ – відповідно собівартість однієї нормо-години на механічних ($C_{мо}$=520 грн/год.) та складальних і налагоджувальних ($C_{скл}$=480 грн/год.) роботах (включають витрати на заробітну плату основну і додаткову, ЄСВ та накладні витрати).

В базовому варіанті:

$$B_{мо.б} = 18,5 \cdot 520 = 9620,00 \text{ грн}, \qquad B_{ск.б} = 5,0 \cdot 480 = 2400,00 \text{ грн}.$$

В запропонованому варіанті:

$$B_{мо.з} = 17,0 \cdot 520 = 8840,00 \text{ грн}, \qquad B_{ск.з} = 5,0 \cdot 480 = 2400,00 \text{ грн}.$$

Розрахунок витрат на основні матеріали та покупні комплектуючі вироби зведено до табл. 3.4.

Таблиця 3.4. Матеріальні витрати на виготовлення захватного пристрою

Стаття, найменування	Одиниця	Ціна, грн	Базовий варіант		Запропонований варіант	
			К-сть	Сума, грн	К-сть	Сума, грн
1. Матеріали						
Сталь 40Х (важелі, призми, клин, осі)	кг	95,00	5,2	494,00	4,7	446,5
Сплав Д16Т (корпус)	кг	380,00	1,6	566,67	1,4	389,59
Всього матеріалів				**1102,00**		**978,50**
2. Покупні вироби						
Пневмоциліндр ISO 15552 Ø80 мм	шт.	11010,25	1	11010,25	–	11010,25
Розподільник 5/2 з електромагнітним керуванням	шт.	4800,00	1	4800,00	1	4800,00
Датчики положення поршня	шт.	1350,00	2	2700,00	2	2700,00
Дроселі, фітинги, шланги, глушники, комплект	компл	2200,00	1	2200,00	1	2200,00
Ролики (підшипники) клинового механізму	шт.	380,00	4	1520,00	4	1520,00
Кріпильні вироби, комплект	компл	650,00	1	650,00	1	650,00
Всього покупних виробів				**22880,25**		**22880,25**

Калькуляцію виробництва ЗП наведено в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Калькуляція собівартості виготовлення ЗП

№ з/п	Стаття калькуляції	Позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Сума за варіантами, грн	
				базовий	запропонований
1.	Матеріали основні	$М_о$	табл. 3.4	1102,00	978,50
2.	Покупні комплектуючі вироби	$П_н$	табл. 3.4	22880,25	22880,25
3.	Зворотні відходи (віднімаються)	$– В_{зв}$	6% від $М_о$	– 66,12	– 58,71
4.	Транспортно-заготівельні витрати	$Т_в$	5% від ($М_о$ + $П_н$)	1199,11	1192,94
5.	Всього матеріальні витрати		Σ(1 ÷ 4)	25181,36	25051,69
6.	Механічна обробка	$С_{мо}$	ф. 3.4	9620,00	8840,00

7.	Складальні роботи та налагодження	$C_{ск}$	ф. 3.5	2400,00	2400,00
8.	**Собівартість виготовлення ЗП**	$C_{виг.ЗП}$	Σ(5 ÷ 7)	**36002,25**	**35098,75**

Собівартість запропонованого варіанта нижча на ΔС = 36002,25 − 35098,75 = 903,50 грн (2,5%). Різниця собівартості виникає через меншу ширину корпусу ($B_р$=103,9 мм проти 114,9 мм) і, як наслідок, меншу масу заготовок і трудомісткість обробки. Ця економія в розрахунку ефекту не враховується, оскільки виготовлення ЗП потрібне в обох варіантах, тобто оцінка ефекту є консервативною.

3.4. Розрахунок економічного ефекту від впровадження

Вартість години простою комірки. Під час переналагодження і збоїв комірка не випускає продукцію, але амортизація обладнання і заробітна плата оператора нараховуються. Тому вартість години простою:

$$B_{гпк} = A_г + З_{го} + Д_{втр}, \tag{3.6}$$

де $A_г$ – амортизаційні відрахування за годину, грн/год.;

$З_{го}$ – погодинна заробітна плата оператора-наладника з ЄСВ, грн/год.;

$Д_{втр}$ – втрачений за годину маржинальний дохід, грн/год.

Витрати на амортизацію обладнання:

$$A_г = \frac{K_к}{F_{еф} \cdot T_{ам}}, \tag{3.7}$$

де $K_к$ – вартість комірки, грн (розрахунок $K_к$ зведено до табл. 3.6).

$F_{еф}$ = 4000 год. – ефективний річний фонд часу (при двозміннному режимі роботи).

$T_{ам}$ = 10 років – амортизаційний період.

Таблиця 3.6 – Розрахунок вартості комірки

Обладнання комірки	**Вартість**
Верстат HAAS ST-20Y	$ 80000,00
Робот FANUC M-20iD/25 з системою керування	$ 45000,00
Периферія (накопичувач, огородження, ЗП)	$ 15000,000
Всього вартість комірки в дол. США	**$ 140000,00**
Курс доллара до грн	1 грн – 45,53 дол.
Вартість комірки, грн	**6374200,00**

Погодинна заробітна плата оператора-наладника з урахуванням ЄСВ:

$$З_{го} = \frac{О_{оп} \cdot К_{с}}{F_{м}}, \quad (3.8)$$

де $О_{оп}$ = 28000 грн/міс. – оклад оператора-наладчика;

$К_{с}$ = 1,22 – коефіцієнт, який враховує ЄСВ;

$n_{к}$ = 2 – кількість комірок, що обслуговує оператор.

Втрачений за годину маржинальний дохід:

$$Д_{втр} = q \cdot Д_{марж}, \quad (3.9)$$

де $q = 60/t_{ц} = 60/3 = 20$ дет./год.;

$Д_{марж}$ = 75,00 грн – маржинальний дохід від однієї деталі.

Розрахунок $В_{гпк}$ наведено в табл. 3.7.

Таблиця 3.7. Розрахунок вартості години простою комірки

№ з/п	Показник	Розрахунок	Значення
1.	Заробітна плата оператора-наладчика з ЄСВ, грн/год	28000×1,22/174	196,32
2.	Амортизація комірки, грн/год	6374200/(10×4000)	159,35
3.	Втрачений маржинальний дохід, грн/год	20×75	1500,00
4.	**Вартість години простою комірки $В_{гпк}$, грн/год**	Σ р.(2 ÷ 6)	**1855,68**

Річну економію від впровадження запропонованого варіанту $Е_{р}$ визначаємо на основі таких його складових:

1. *Ефект від скорочення часу переналагодження ($Е_{1}$).* При переході між типорозмірами групи ($N_{п}$ = 200 переналагоджень на рік при розмірах партій 300-500 шт.) у базовому варіанті потрібне навчання точок встановлення ($t_{б}$ = 30 хв.), у запропонованому – лише вибір рядка таблиці корекцій ТСР і пробне встановлення ($t_{з}$ = 10 хв.) Таким чином:

$$Е_{1} = N_{\text{п}} \frac{t_{б} - t_{з}}{60} \text{Ц}_{\text{г}}, \quad (3.10)$$

$$Е_{1} = 200 \cdot \frac{30-10}{60} \cdot 1\,855{,}68 = 123\,711{,}79 \text{ грн/рік.}$$

2. Ефект від скорочення допоміжного часу ($Е_{2}$). Хід поршня зменшено з 50 до 40 мм, що скорочує час кожного з n = 4 спрацювань ЗП у циклі на 0,05 с, тобто Δt = 4 × 0,05 = 0,2 с на цикл. Вивільнений час використовується для випуску додаткових деталей, тому ефект визначається втраченим маржинальним доходом:

$$E_2 = \frac{N\,\Delta t}{3600}\,\text{П}_\text{г} = \frac{80\,000 \cdot 0{,}2}{3600} \cdot 1\,500{,}00 = 6\,666{,}67 \text{ грн/рік.} \quad (3.11)$$

3. *Ефект від зменшення кількості збоїв* ($E_З$).

$$E_З = (n_б - n_з)\text{С}_\text{зб} = (8 - 2) \cdot 8\,160{,}13 = 48\,960{,}77 \text{ грн/рік.} \quad (3.12)$$

де $n_б$ = 8 – кількість збоїв за рік у базовому варіанті (розкид центра 5,22 мм наближається до зазору між деталлю і кулачками патрона);

$n_з$ = 2 – кількість збоїв за рік у запропонованому варіанті;

$C_{зб}$ – собівартість одного збою встановлення деталі в патрон, грн.

Збій встановлення деталі в патрон (зачіпання кулачків, повторне встановлення, пошкодження поверхні) включає ремонт губок і кулачків (матеріали 2 400 грн, 3 год. робіт за $C_{мо}$), простій комірки $t_{пр}$ = 2 год і брак заготовки середньої маси $m_{ср}$ = 5,145 кг групи (табл. 2.1). Вартість одного збою:

$$\text{С}_\text{зб} = \text{М}_\text{р} + t_\text{р}\,C_\text{мо} + t_\text{пр}\,\text{Ц}_\text{г} + m_\text{ср}\,\text{Ц}_\text{40Х}, \quad (3.13)$$

$$\text{С}_\text{зб} = 2\,400 + 3 \cdot 520 + 2 \cdot 1\,855{,}68 + 5{,}145 \cdot 95 = 8\,160{,}13 \text{ грн.}$$

4. *Економія стисненого повітря* (E_4).

$$E_4 = N\,\Delta V\,\text{Ц}_\text{п} = 80\,000 \cdot 0{,}00141 \cdot 1{,}80 = 202{,}67 \text{ грн/рік.} \quad (3.14)$$

де N – річна програма випуску деталей роботизованою коміркою. Визначається за кількістю робочих днів $Д$, кількості змін $n_{зм}$, тривалістю зміни $T_{зм}$ і тривалістю циклу $t_ц$:

$$N = \frac{Д \cdot n_\text{зм} \cdot T_\text{зм} \cdot 60}{t_\text{ц}} = \frac{250 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 60}{3} = 80000 \text{ шт./рік.} \quad (3.15)$$

ΔV – зниження витрат стисненого повітря, м^3. Зменшення ходу на ΔL=10 мм зменшує об’єм циліндра Ø80 мм (площа поршня A = π × 0,08² / 4 = 0,00503 м²) на кожному подвійному ході (стискання і розтискання). За цикл виконується $n_{п.х}$ = 2 подвійних ходи; при тиску p = 0,6 МПа і атмосферному p_a = 0,1 МПа об’єм вільного повітря, зекономлений за цикл:

$$\Delta V = n_\text{п.х} \cdot 2A\,\Delta L\,\frac{p + p_\text{а}}{p_\text{а}} = 2 \cdot 2 \cdot 0{,}00503 \cdot 0{,}010 \cdot \frac{0{,}6 + 0{,}1}{0{,}1} = 0{,}00141 \text{ м}^3 \quad (3.16)$$

$Ц_п$ – ціна 1 м³ стисненого повітря, грн/м^3. Визначається за питомою витратою електроенергії компресора w = 0,12 кВт·год/м³ і часткою інших експлуатаційних витрат $k_о$ = 0,25.

$$Ц_п = w\,Ц_е(1 + k_о) = 0{,}12 \cdot 12{,}0 \cdot 1{,}25 = 1{,}80 \text{ грн/м}^3;$$

Розрахунок річного економічного ефекту на основі його складових заведено до табл. 3.8.

Таблиця 3.8 – Складові річного економічного ефекту для однієї комірки

№ з/п	Складова	Формула, розрахунок	Сума, грн/рік	Частка, %
1.	Ефект від скорочення часу переналагодження (E_1)	(ф. 3.10)	123711,79	68,9
2.	Ефект від скорочення допоміжного часу (E_2)	(ф. 3.11)	6666,67	3,7
3.	Ефект від зменшення кількості збоїв (E_3)	(ф. 3.12)	48960,77	27,3
4.	Економія стисненого повітря (E_4)	(ф. 3.14)	202,67	0,1
5.	**Разом річний економічний ефект $E_р$**	Σ р.(1 ÷ 4)	**179541,90**	**100,0**
6.	**Чистий грошовий потік (після сплати податку 18%) *CF***	179541,90×(1 − 0,18)	**147224,36**	–

Основну частину ефекту (68,9%) забезпечує скорочення часу переналагодження, тобто саме зменшення розкиду положення центра деталі; економія стисненого повітря становить лише 203 грн/рік.

3.5. Розрахунок показників ефективності інвестицій

Капітальні вкладення включають витрати на НДР ($В_{НДР}$) і на впровадження ($В_{ВП}$). Витрати на впровадження включають розрахунок і введення таблиці корекцій ТСР у програму робота ($t_{пр}$ = 16 год. програміста-наладника за $С_{пр}$ = 300 грн/год. з ЄСВ) і пробні встановлення всіх 12 об'єктів маніпулювання, що потребують простою комірки $t_в$ = 3 год.:

$$В_{вп} = t_{пр}\,С_{пр} + t_в\,Ц_г = 16 \cdot 300 + 3 \cdot 1\,855{,}68 = 10\,367{,}03 \text{ грн}; \quad (3.17)$$

$$K = В_{НДР} + В_{вп} = 90\,036{,}78 + 10\,367{,}03 = 100\,403{,}81 \text{ грн}. \quad (3.18)$$

Ставку дисконтування приймемо як суму облікової ставки НБУ і премії за ризик впровадження запропонованого варіанту ($r_р$ = 3,5%):

$$r = r_{НБУ} + r_р = 16{,}5 + 3{,}5 = 20{,}0\ \%. \quad (3.19)$$

Горизонт розрахунку T = 5 років.

Чисту приведену вартість розрахуємо виходячи з горизонту розрахунку T=5 років за формулою:

$$NPV = \sum_{t=1}^{T} \frac{CF_t}{(1+r)^t} - K \quad (3.20)$$

де CF_t – чистий грошовий потік t-го року, грн. Коефіцієнт дисконтування першого року $1/(1 + 0{,}2)^1 = 0{,}8333$, другого – $1/(1 + 0{,}2)^2 = 0{,}6944$; розрахунок для всіх років наведено в табл. 3.9.

Таблиця 3.9 – Розрахунок чистої приведеної вартості

Рік	***CF*, грн**	**Коефіцієнт дисконтування**	**Дисконтований CF, грн** (ст. 2 × ст. 3)	**Кумулятивний потік, грн**
0	−100403,81	1,0000	−100403,81	−100403,81
1	147224,36	0,8333	122686,96	22283,15
2	147224,36	0,6944	102239,14	124522,29
3	147224,36	0,5787	85199,28	209721,57
4	147224,36	0,4823	70999,40	280720,97
5	147224,36	0,4019	59166,17	339887,14
Σ		2,9906	339887,14	

Оскільки грошовий потік однаковий за роками, сума коефіцієнтів дисконтування дорівнює 2,9906, *NPV* можна визначити іще одним способом:

$$NPV = 147\,224{,}36 \cdot 2{,}9906 - 100\,403{,}81 = 339\,887{,}14 \text{ грн.}$$

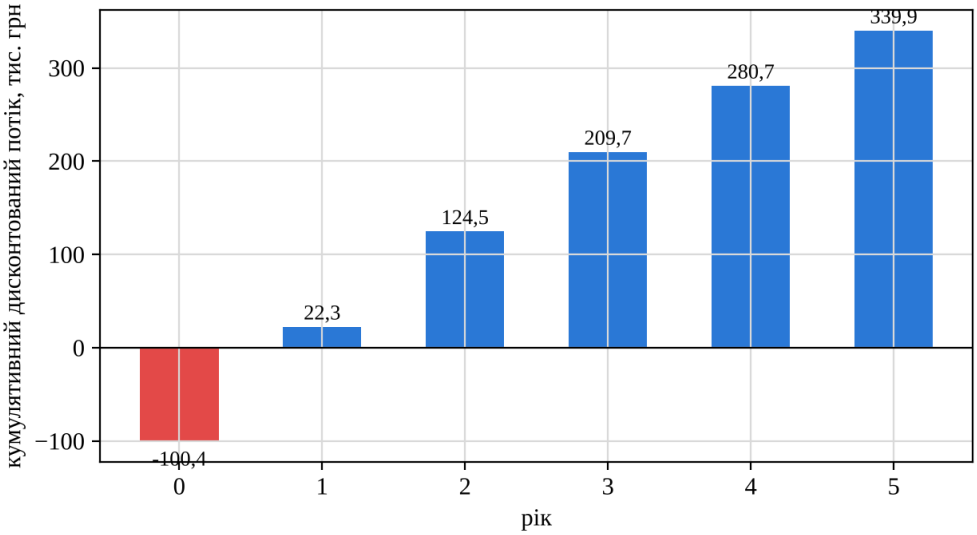

Рис. 3.1 – Кумулятивний дисконтований грошовий потік проєкту, тис. грн

Індекс прибутковості:

$$PI = \frac{1}{K} \cdot \sum_{t=1}^{T} \frac{CF_t}{(1+r)^t} \tag{3.21}$$

Внутрішня норма доходності – відображає норму дисконту, за якої *NPV*=0, і розраховується за формулою:

$$IRR = i_1 + \frac{NPV_1 \cdot (i_2 - i_1)}{NPV_1 - NPV_2} \tag{3.22}$$

де i_1 – ставка дисконту, за якої значення *NPV* є додатнім;

i_2 – ставка дисконту, за якої *NPV* приймає від'ємне значення, а проект стає збитковим;

NPV_1, NPV_2 – значення чистої поточної вартості відповідно при i_1, i_2.

Сума дисконтованих потоків $\Sigma CF_t/(1+r)^t$=440290,95 грн, тому

$$PI=440290,95/100403,81=4,39.$$

Внутрішню норму доходності знайдено методом поділу відрізка навпіл: IRR = 145,0%, що значно перевищує ставку дисконтування.

Простий терміни окупності:

$$PP = \frac{K}{CF} = \frac{100403,81}{147224,36} = 0,68 \text{ року} = 8,2 \text{ міс.} \quad (3.23)$$

Дисконтований терміни окупності:

$$DPP = (t^* - 1) + \frac{\left|S_{t^*-1}\right|}{CF_{t^*} / (1+r)^{t^*}} \quad (3.24)$$

де t^* – перший рік, у якому кумулятивний дисконтований потік стає невід'ємним;

S_{t^*-1} – кумулятивний потік на кінець попереднього року, грн.

$$DPP = (1-1) + \frac{100403,81}{122686,96} = 0,82 \text{ року} = 9,8 \text{ міс.}_{\text{року}}$$

3.6. Висновки

1. Витрати на НДР у цінах 2026 р. становлять 90037 грн; собівартість запропонованого ЗП – 35099 грн, що на 904 грн менше за базовий варіант.

2. Вартість години простою роботизованої комірки – 1856 грн; річний економічний ефект для однієї комірки – 179542 грн, з них 68,9% – скорочення часу переналагодження; чистий грошовий потік – 147224 грн/рік.

3. При ставці дисконтування 20% і горизонті 5 років чиста приведена вартість *NPV* = 339887 грн > 0, індекс прибутковості *PI* = 4,39 > 1, внутрішня норма доходності *IRR* = 145% (що значно перевищує ставку дисконту *r* = 20%, прийняту для розрахунку), простий термін окупності – 8,2 міс., дисконтований – 9,8 міс. Усі показники свідчать про ефективність впровадження запропонованого варіанту.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз джерел показав, що функціональні характеристики важільних ЗП – діапазон діаметрів, зміщення центра деталі, умови захоплення, кут повороту важелів – взаємно суперечливі, а відомі рекомендації щодо їх параметрів [1] сформовано однофакторним аналізом без формалізованих критеріїв і прив'язки до групи деталей.

2. Розрахункові залежності [1] зведено в єдину модель зі знаковим кутом повороту важеля, доповнену умовою зазору між важелем і деталлю. Модель перевірено за даними монографії (розбіжність $k_б$ не більше 0,001) і реалізовано мовами Python і C++.

3. Доведено, що плече сумарної сили затиску відносно осі важеля не залежить від діаметра деталі і дорівнює $L \cos \omega_н$, тому передавальне відношення затискного важеля стале в усьому діапазоні діаметрів.

4. Виявлено і виправлено неузгодженості в розділі 6 монографії [1]: друкарську помилку у формулі зміщення центра деталі меншого діаметра, хибний множник «×10» на рис. 6.25, 6.26, одиниці моменту на рис. 6.24, позначення параметра a в табл. 6.4 та інші.

5. Встановлено, що найсильніше на розкид положення центра деталі впливає відстань між опорами важелів (збільшення a/2 з 17,5 до 40 мм збільшує Δ_Σ у 3,3 раза), довжина важеля є головним параметром компромісу між точністю і моментом на важелі, а кут призми – між умовами захоплення і силами.

6. Вибір параметрів ЗП сформульовано як багатокритеріальну задачу з чотирма критеріями і п'ятьма обмеженнями; з 106 875 варіантів сітки допустимі 45 651, з них 5934 Парето-оптимальні. Номінальний діаметр доцільно призначати в межах $(0{,}85\ldots1{,}0)D_{max}$, відстань між опорами – мінімальною; рекомендовано $\alpha = 125–137{,}5°$, $\gamma = 7{,}5–10°$, $L = (0{,}93\ldots1{,}29)D_н$, $a = (0{,}43\ldots0{,}61)D_н$. Уточнено рекомендовані інтервали параметрів для різних орієнтацій ЗП і напрямків руху.

7. Для групи валів діаметром 50–78 мм розроблено ЗП з $\alpha = 125°$, $\gamma = 5°$, $L = 75$ мм, $a = 31$ мм, $D_н = 78{,}4$ мм: порівняно з варіантом за довідковими рекомендаціями розкид положення центра деталі зменшено з 5,22 до 1,70 мм (у

3,1 раза), кут повороту важелів – з 23,8 до 19,9°, хід пневмоциліндра Ø80 мм – з 50 до 40 мм при збільшенні моменту на важелі на 10 %; отримано таблицю корекцій TCP для 12 об’єктів маніпулювання.

8. Економічний ефект від впровадження методики становить 131 279 грн/рік на одну комірку; NPV = 285 956 грн, дисконтований термін окупності 9,6 міс.

9. Перспективою подальших досліджень є експериментальна перевірка зміщення центра деталі на макеті ЗП, врахування пружних деформацій важелів і поєднання методики з керуванням силою затиску за фазами руху робота.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Павленко І. І., Годунко М. О. Захватні пристрої роботів : монографія. Кропивницький : КОД, 2020. 386 с.

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

3. Павленко І. І., Годунко М. О. Захватні пристрої роботів : навч. посіб. Кіровоград : КНТУ, 2014. 367 с.

4. Павленко І. І., Годунко М. О. Конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград : КНТУ, 2006. Вип. 36. С. 44–49.

5. Павленко І. І., Годунко М. О. Показники оцінки якості захватних пристроїв промислових роботів. Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Кіровоград : КНТУ, 2007. Вип. 18. С. 65–68.

6. Павленко І. І., Годунко М. О. Експериментальні статичні дослідження сил затиску ЗП промислових роботів. Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Кіровоград : КНТУ, 2009. Вип. 22. С. 173–178.

7. Павленко І. І., Годунко М. О. Експериментальні динамічні дослідження сил затиску ЗП промислових роботів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград : КНТУ, 2010. Вип. 40, ч. ІІ. С. 251–255.

8. Павленко І. І., Годунко М. О. Функціональні характеристики затискних важелів ЗП роботів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград : КНТУ, 2010. Вип. 40, ч. ІІ. С. 172–177.

9. Павленко І. І., Годунко М. О. Аналіз передавальних відношень плечей сил затискних важелів ЗП роботів. Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Кіровоград : КНТУ, 2010. Вип. 23. С. 123–128.

10. Monkman G. J., Hesse S., Steinmann R., Schunk H. Robot Grippers. Weinheim : Wiley-VCH, 2007. 463 p.

11. Wolf A., Steinmann R., Schunk H. Grippers in Motion: The Fascination of Automated Handling Tasks. Berlin ; Heidelberg : Springer, 2005.

12. Pham D. T., Yeo S. H. Strategies for gripper design and selection in robotic assembly. International Journal of Production Research. 1991. Vol. 29, No. 2. P. 303–316.

13. Causey G. C., Quinn R. D. Gripper design guidelines for modular manufacturing. Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Leuven, 1998. Vol. 2. P. 1453–1458.

14. Murray R. M., Li Z., Sastry S. S. A Mathematical Introduction to Robotic Manipulation. Boca Raton : CRC Press, 1994. 456 p.

15. Lynch K. M., Park F. C. Modern Robotics: Mechanics, Planning, and Control. Cambridge : Cambridge University Press, 2017.

16. Saravanan R., Ramabalan S., Ebenezer N. G. R., Dharmaraja C. Evolutionary multi criteria design optimization of robot grippers. Applied Soft Computing. 2009. Vol. 9, No. 1. P. 159–172.

17. Datta R., Deb K. Multi-objective design and analysis of robot gripper configurations using an evolutionary-classical approach. Proceedings of the 13th Annual Conference on Genetic and Evolutionary Computation (GECCO ’11). New York : ACM, 2011.

18. Honarpardaz M., Tarkian M., Ölvander J., Feng X. Finger design automation for industrial robot grippers: A review. Robotics and Autonomous Systems. 2017. Vol. 87. P. 104–119.

19. Miettinen K. Nonlinear Multiobjective Optimization. Boston : Kluwer Academic Publishers, 1999.

20. Deb K. Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms. Chichester : John Wiley & Sons, 2001.

21. Hwang C.-L., Yoon K. Multiple Attribute Decision Making: Methods and Applications. Berlin : Springer, 1981.

22. Saaty T. L. The Analytic Hierarchy Process. New York : McGraw-Hill, 1980.

23. Deb K., Pratap A., Agarwal S., Meyarivan T. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. IEEE Transactions on Evolutionary Computation. 2002. Vol. 6, No. 2. P. 182–197.

24. Marler R. T., Arora J. S. Survey of multi-objective optimization methods for engineering. Structural and Multidisciplinary Optimization. 2004. Vol. 26, No. 6. P. 369–395.

25. Fantoni G., Santochi M., Dini G. et al. Grasping devices and methods in automated production processes. CIRP Annals. 2014. Vol. 63, No. 2. P. 679–701.

26. Tai K., El-Sayed A.-R., Shahriari M., Biglarbegian M., Mahmud S. State of the Art Robotic Grippers and Applications. Robotics. 2016. Vol. 5, No. 2. Art. 11.

27. Birglen L., Schlicht T. A statistical review of industrial robotic grippers. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 2018. Vol. 49. P. 88–97.

28. Hernandez J., Sunny M. S. H., Sanjuan J. et al. Current Designs of Robotic Arm Grippers: A Comprehensive Systematic Review. Robotics. 2023. Vol. 12, No. 1. Art. 5.

29. ISO 14539:2000. Manipulating industrial robots – Object handling with grasp-type grippers – Vocabulary and presentation of characteristics. Geneva : ISO, 2000.

30. ISO 9409-1:2004. Manipulating industrial robots – Mechanical interfaces – Part 1: Plates. Geneva : ISO, 2004.

31. ISO 9283:1998. Manipulating industrial robots – Performance criteria and related test methods. Geneva : ISO, 1998.

32. ISO 8373:2021. Robotics – Vocabulary. Geneva : ISO, 2021.

33. ISO 10218-1:2025. Robotics – Safety requirements – Part 1: Industrial robots. Geneva : ISO, 2025.

34. ISO 10218-2:2025. Robotics – Safety requirements – Part 2: Industrial robot applications and robot cells. Geneva : ISO, 2025.

35. ISO 15552:2018. Pneumatic fluid power – Cylinders with detachable mountings, 1 000 kPa (10 bar) series, bores from 32 mm to 320 mm – Basic, mounting and accessories dimensions. Geneva : ISO, 2018.

36. ДСТУ 3008:2015. Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. 26 с.

37. ДСТУ 8302:2015. Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. 16 с.

38. World Robotics 2025 – Industrial Robots : Executive Summary. Frankfurt am Main : IFR Statistical Department, 2025. URL: https://ifr.org/img/worldrobotics/Executive_Summary_WR_2025_Industrial_Robots.pdf (дата звернення: 05.10.2026).

39. SCHUNK GmbH & Co. KG. Universal gripper PGN-plus-P 100-1 (ID 318544) : technical data. URL: https://schunk.com (дата звернення: 05.10.2026).

40. Robotiq Inc. 2F-85 & 2F-140 Adaptive Grippers : Instruction Manual. Lévis, 2019. URL: https://assets.robotiq.com (дата звернення: 05.10.2026).

41. Haas Automation Inc. ST-20Y Turning Center : specifications. URL: https://www.haascnc.com (дата звернення: 10.10.2026).

42. FANUC Corporation. Industrial robot M-20iD/25 : technical data. URL: https://www.fanuc.eu (дата звернення: 10.10.2026).

43. Податковий кодекс України : Закон України від 02.12.2010 № 2755-VI. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2755-17 (дата звернення: 05.10.2026).

44. Про збір та облік єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування : Закон України від 08.07.2010 № 2464-VI. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2464-17 (дата звернення: 05.10.2026).

45. Савицька Г. В. Економічний аналіз діяльності підприємства : навч. посіб. 3-тє вид. Київ : Знання, 2007. 668 с.

ДОДАТОК А

Програма багатокритеріального вибору параметрів захватного пристрою (C++)

```
// Багатокритеріальний вибір конструктивних параметрів важільного захватного
// пристрою (ЗП) з призматичними затискними елементами для групи деталей.
// Критерії: Mc max (момент на важелі), DeltaSum (розкид положення центра
деталі),
// ThetaSum (кут повороту важеля), Bp (ширина розкритого ЗП).
// Компіляція: g++ -std=c++17 -O2 gripper_select.cpp -o gripper_select
#include <cmath>
#include <cstdio>
#include <vector>
#include <algorithm>

const double PI = 3.14159265358979;
const double g = 9.81, A_ROB = 15.0, F_FR = 0.10, K_RES = 2.16;
const double DELTA_CL = 3.0, B_MIN = 15.0, PHI_LIM = 25.0;
inline double rad(double x) { return x * PI / 180.0; }

struct Grip { double D, m; };            // діаметр захоплення, мм; маса, кг
struct Design { double al, ga, L, Dn, b; };
struct Result { bool ok; double Mc, dsum, theta, width, phimin, phop; };

// група деталей: заготовки і готові вали (сталь 40Х, 7820 кг/м3)
std::vector<Grip> group() {
    const double Df[6] = {50, 55, 60, 63, 68, 72}, Db[6] = {55, 60, 65, 70, 75,
78};
    const double l[6] = {120, 140, 160, 180, 200, 220};
    std::vector<Grip> v;
    for (int i = 0; i < 6; i++) {
        double mb = PI / 4 * pow(Db[i] / 1000, 2) * (l[i] + 5) / 1000 * 7820;
        double mf = 0.82 * PI / 4 * pow(Df[i] / 1000, 2) * l[i] / 1000 * 7820;
        v.push_back({Db[i], mb}); v.push_back({Df[i], mf});
    }
    return v;
}

double omega_n(const Design& d) { return 90.0 - d.al / 2 - d.ga; }
double D_of_phi(double phi, const Design& d) {          // діаметр деталі при
куті phi
    double w = rad(omega_n(d) + phi);
    return 2 * (d.b + d.L * sin(w)) * sin(rad(d.al / 2)) / cos(rad(phi));
}
double yO(double phi, const Design& d) {                // положення центра
деталі
    double w = rad(omega_n(d) + phi);
    return d.L * cos(w) + (d.b + d.L * sin(w)) * tan(rad(phi));
}
bool phi_of_D(double D, const Design& d, double& phi) { // обернена задача
(бісекція)
    double lo = -35, hi = 35;
    for (int i = 0; i < 60; i++) {
        double mid = 0.5 * (lo + hi);
        if (D_of_phi(mid, d) > D) hi = mid; else lo = mid;
    }
    phi = 0.5 * (lo + hi);
    return fabs(D_of_phi(phi, d) - D) < 0.01;
}
double S_add(double D, double al) { return D / 2 * (1 - sin(rad(al / 2))); }
```

```
// сумарні сили затиску призм за проєкціями навантаження Qx, Qy, Qz
double Pc_max_case(double Qx, double Qy, double Qz, double al, double phi) {
    double a2 = rad(al / 2), p = rad(phi);
    double fe = Qz > 0 ? 0.0 : F_FR;
    double ang = Qx >= 0 ? a2 + p : a2 - p;
    double Pv = fabs(Qx) / (2 * (cos(ang) + fe * sin(ang)));
    double Pc1 = (Pv + Qz / (2 * F_FR)) * sin(a2);
    double Pc2 = Pc1 + fabs(Qy) * cos(p);
    return std::max(Pc1, Pc2);
}
// найбільша сила для схем «а» (ЗП вертикальний) і «б» (ЗП горизонтальний), рухи
X, Y, Z
double Pc_max(double m, double al, double phi) {
    double G = m * g, I = m * A_ROB, best = 0;
    for (int s = -1; s <= 1; s += 2) {
        double c[6][3] = {{G, s * I, 0}, {G + s * I, 0, 0}, {G, 0, s * I},
// схема а
                          {s * I, G, 0}, {0, G + s * I, 0}, {0, G, s * I}};
// схема б
        for (auto& q : c) best = std::max(best, Pc_max_case(q[0], fabs(q[1]),
fabs(q[2]), al, phi));
    }
    return best;
}
// точки лівого важеля: E - опора, A - вершина призми, B, C - кінці граней, O -
центр деталі
void points(double phi, const Design& d, double sp, double* E, double* A,
double* B, double* C, double* O, double& r) {
    double w = rad(omega_n(d) + phi), a2 = rad(d.al / 2), p = rad(phi);
    E[0] = -d.b; E[1] = 0;
    A[0] = -d.b - d.L * sin(w); A[1] = d.L * cos(w);
    B[0] = A[0] + sp * cos(p - a2); B[1] = A[1] + sp * sin(p - a2);
    C[0] = A[0] + sp * cos(p + a2); C[1] = A[1] + sp * sin(p + a2);
    double t = (d.b + d.L * sin(w)) / cos(p);
    O[0] = A[0] + t * cos(p); O[1] = A[1] + t * sin(p); r = t * sin(a2);
}
double clearance(double phi, const Design& d, double sp) {   // зазор важіль-
деталь
    double E[2], A[2], B[2], C[2], O[2], r;
    points(phi, d, sp, E, A, B, C, O, r);
    double vx = A[0] - E[0], vy = A[1] - E[1];
    double t = ((O[0] - E[0]) * vx + (O[1] - E[1]) * vy) / (vx * vx + vy * vy);
    t = std::min(1.0, std::max(0.0, t));
    return hypot(E[0] + t * vx - O[0], E[1] + t * vy - O[1]) - r;
}

Result evaluate(const Design& d, const std::vector<Grip>& G) {
    Result R{false, 0, 0, 0, 0, 0, 0};
    if (d.b < B_MIN) return R;
    double Dmin = 1e9, Dmax = 0, dmin = 1e9, dmax = -1e9, phimin = 1e9, phimax =
-1e9, Pc = 0;
    double y0 = yO(0, d);
    for (auto& q : G) { Dmin = std::min(Dmin, q.D); Dmax = std::max(Dmax, q.D);
}
    for (auto& q : G) {
        double ph;
        if (!phi_of_D(q.D, d, ph)) return R;
        phimin = std::min(phimin, ph); phimax = std::max(phimax, ph);
        double dl = yO(ph, d) - y0;
        dmin = std::min(dmin, dl); dmax = std::max(dmax, dl);
        Pc = std::max(Pc, Pc_max(q.m, d.al, ph));
    }
    double Dop = Dmax + 2 * S_add(Dmax, d.al) + 2 * DELTA_CL, phop;
    if (!phi_of_D(Dop, d, phop)) return R;
    if (fabs(phimin) > PHI_LIM || phop > PHI_LIM) return R;
    if (d.al / 2 + phimax > 82 || d.al / 2 - phimin > 82) return R;
```

```
    for (int k = 0; k < 11; k++) {                          // монотонність
D(phi)
        double p1 = phimin + (phop - phimin) * k / 11, p2 = phimin + (phop -
phimin) * (k + 1) / 11;
        if (D_of_phi(p2, d) <= D_of_phi(p1, d)) return R;
    }
    double sp = 1.15 * (Dmax / 2) / tan(rad(d.al / 2)) + 2.0;   // довжина
граней призми
    double E[2], A[2], B[2], C[2], O[2], r;
    points(phimin, d, sp, E, A, B, C, O, r);
    if (B[0] > -1.0 || C[0] > -1.0) return R;
    if (clearance(phimin, d, sp) < 1.0 || clearance(phimax, d, sp) < 1.0) return
R;
    points(phop, d, sp, E, A, B, C, O, r);
    R.width = 2 * std::max({fabs(A[0]), fabs(B[0]), fabs(C[0])});
    double lc = d.L * cos(rad(omega_n(d)));
    R.Mc = K_RES * Pc * lc / 1000.0;
    R.dsum = dmax - dmin; R.theta = phop - phimin; R.phimin = phimin; R.phop =
phop;
    R.ok = true;
    return R;
}

int main() {
    auto G = group();
    std::vector<Design> D; std::vector<Result> R;
    for (double al = 90; al <= 150.01; al += 2.5)
        for (double ga = 0; ga <= 35.01; ga += 2.5)
            for (double L = 50; L <= 140.01; L += 5)
                for (double Dn = 50; Dn <= 78.01; Dn += 2) {
                    double b = Dn / (2 * sin(rad(al / 2))) - L * sin(rad(90 - al
/ 2 - ga));
                    Design d{al, ga, L, Dn, b};
                    Result r = evaluate(d, G);
                    if (r.ok) { D.push_back(d); R.push_back(r); }
                }
    double mn[4] = {1e9, 1e9, 1e9, 1e9}, mx[4] = {-1e9, -1e9, -1e9, -1e9};
    for (auto& r : R) {
        double v[4] = {r.Mc, r.dsum, r.theta, r.width};
        for (int k = 0; k < 4; k++) { mn[k] = std::min(mn[k], v[k]); mx[k] =
std::max(mx[k], v[k]); }
    }
    const double w[4] = {0.35, 0.30, 0.20, 0.15};
    std::vector<std::pair<double, int>> J;
    for (size_t i = 0; i < R.size(); i++) {
        double v[4] = {R[i].Mc, R[i].dsum, R[i].theta, R[i].width}, s = 0;
        for (int k = 0; k < 4; k++) s += w[k] * (v[k] - mn[k]) / (mx[k] -
mn[k]);
        J.push_back({s, (int)i});
    }
    std::sort(J.begin(), J.end());
    printf("Допустимих варіантів: %zu\n", R.size());
    printf(" alpha gamma    L    Dn    a/2    Mc,Нм  dSum,мм theta,гр  Bp,мм
J\n");
    for (int k = 0; k < 5; k++) {
        auto& d = D[J[k].second]; auto& r = R[J[k].second];
        printf("%6.1f %5.1f %5.0f %5.1f %6.2f %8.2f %8.2f %8.2f %7.1f %6.3f\n",
               d.al, d.ga, d.L, d.Dn, d.b, r.Mc, r.dsum, r.theta, r.width,
J[k].first);
    }
    // прийнятий варіант з округленими параметрами
    Design f{125, 5, 75, 0, 15.5};
    f.Dn = D_of_phi(0, f);
    Result rf = evaluate(f, G);
    printf("\nПрийнятий ЗП: alpha=125, gamma=5, L=75, a/2=15.5, Dн=%.1f мм\n",
f.Dn);
```

```
    printf("Mc=%.1f Нм; dSum=%.2f мм; theta=%.1f град; Bp=%.1f мм\n", rf.Mc,
rf.dsum, rf.theta, rf.width);
    printf("   D, мм   m, кг   phi, град   Delta, мм   Pp, H\n");
    for (auto& q : G) {
        double ph; phi_of_D(q.D, f, ph);
        printf("%8.1f %7.2f %10.2f %10.2f %9.1f\n", q.D, q.m, ph, yO(ph, f) -
yO(0, f), K_RES * Pc_max(q.m, f.al, ph));
    }
    return 0;
}
```

Результат виконання програми

```
Допустимих варіантів: 45651
 alpha gamma    L    Dn    a/2    Mc,Нм  dSum,мм theta,гр  Bp,мм     J
 125.0   5.0    75  78.0  15.27    96.06     1.70    19.94   103.9  0.209
 127.5   7.5    85  78.0  16.16   112.86     1.64    16.69   102.2  0.213
 127.5   7.5    85  76.0  15.05   113.28     1.63    16.66   102.0  0.213
 130.0   7.5    90  78.0  15.97   122.35     1.50    15.22   100.4  0.213
 130.0   7.5    85  78.0  17.47   115.55     1.88    16.14   100.3  0.214

Прийнятий ЗП: alpha=125, gamma=5, L=75, a/2=15.5, Dн=78.4 мм
Mc=96.1 Нм; dSum=1.70 мм; theta=19.9 град; Bp=103.9 мм
   D, мм   m, кг   phi, град   Delta, мм   Pp, H
    55.0    2.32     -11.02      -1.72     382.0
    50.0    1.51     -13.35      -1.75     248.3
    60.0    3.21      -8.66      -1.56     527.9
    55.0    2.13     -11.02      -1.72     350.8
    65.0    4.28      -6.30      -1.29     705.4
    60.0    2.90      -8.66      -1.56     477.6
    70.0    5.57      -3.95      -0.90     917.7
    63.0    3.60      -7.25      -1.41     592.7
    75.0    7.08      -1.60      -0.40    1167.7
    68.0    4.66      -4.89      -1.07     767.6
    78.0    8.41      -0.19      -0.05    1386.3
    72.0    5.74      -3.00      -0.72     946.9
```

ДОДАТОК Б

Результати розрахунку базового варіанта і параметричного аналізу

Таблиця Б.1. Результати розрахунку базового варіанта ЗП (α = 110°, γ = 19,9°, L = 70 мм, a/2 = 20,8 мм, $D_н$ = 64 мм)

Об’єкт	D, мм	m, кг	φ, град	Δ, мм	$P_р$, Н	$M_с$, Н·м
заг. 1	55	2,32	−4,71	−1,48	357,2	24,14
дет. 1	50	1,51	−7,35	−2,12	232,3	15,69
заг. 2	60	3,21	−2,08	−0,71	493,3	33,34
дет. 2	55	2,13	−4,71	−1,48	328,1	22,17
заг. 3	65	4,28	0,52	0,19	658,9	44,53
дет. 3	60	2,90	−2,08	−0,71	446,4	30,16
заг. 4	70	5,57	3,08	1,22	856,6	57,89
дет. 4	63	3,60	−0,52	−0,19	553,7	37,42
заг. 5	75	7,08	5,59	2,36	1 089,2	73,60
дет. 5	68	4,66	2,06	0,79	716,7	48,43
заг. 6	78	8,41	7,07	3,10	1 292,5	87,34
дет. 6	72	5,74	4,09	1,66	883,6	59,71

Таблиця Б.2. Критерії ЗП залежно від кута призм (L = 75 мм, a/2 = 15,5 мм, $D_н$ = 78,4 мм)

α, град	γ, град	$M_{c,max}$, Н·м	$Δ_Σ$, мм	$θ_Σ$, град	$B_р$, мм	Обмеження виконано
100,0	11,6	80,6	1,78	29,2	130,1	ні
102,5	11,1	82,4	1,77	27,9	126,8	ні
105,0	10,6	84,2	1,76	26,8	123,7	так
107,5	10,0	85,9	1,74	25,7	120,8	так
110,0	9,4	87,5	1,73	24,7	118,0	так
112,5	8,8	89,1	1,72	23,7	115,3	так
115,0	8,1	90,6	1,71	22,9	112,8	так
117,5	7,4	92,1	1,71	22,1	110,4	так
120,0	6,6	93,5	1,71	21,3	108,1	так
122,5	5,8	94,8	1,71	20,6	106,0	так
125,0	5,0	96,1	1,70	19,9	103,9	так
127,5	4,2	97,4	1,70	19,3	102,0	ні
130,0	3,3	99,2	1,70	18,8	100,2	ні
132,5	2,4	101,1	1,69	18,2	98,6	ні
135,0	1,5	103,0	1,69	17,7	97,0	ні
137,5	0,5	105,0	1,68	17,3	95,5	ні
140,0	−0,5	107,0	1,68	16,9	94,1	ні
142,5	−1,5	109,1	1,68	16,5	92,8	ні
145,0	−2,5	111,3	1,68	16,1	91,7	ні
147,5	−3,5	113,7	1,67	15,8	90,6	ні
150,0	−4,5	116,2	1,67	15,5	89,6	ні