

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри
машинобудування, мехатроніки і
робототехніки
канд. техн. наук, доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:

**Розробка завантажувального пристрою верстату на
токарну операцію для механічної обробки деталі
втулка**

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ПМ-22з-З
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Максим ВАСИЛЕВСЬКИЙ

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

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент

Олег БЕВЗ

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

Перший (бакалаврський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма: Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка і 3D друк

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри машинобудування,
мехатроніки і робототехніки

канд. техн. наук, доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти Василевському Максиму Сергійовичу

Тема роботи:

Розробка завантажувального пристрою верстату на токарну операцію для механічної обробки деталі втулка

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент Максим ГОДУНКО

Затверджено наказом ЦНТУ від 1 квітня 2026 року № 201-02.

Строк подання роботи до захисту:

1 червня 2026 р.

Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Мета: розробка завантажувального пристрою верстату на токарну операцію для механічної обробки деталі втулка і її автоматизованої подачі в робочу зону верстату.

Завдання: розглянути основні тенденції автоматизації та дослідити способи подачі заготовки (деталі) в робочу зону вибраного верстату; охарактеризувати деталь в плані автоматизованої обробки; розробити технологічний маршрут обробки деталі на заданій операції; розробити завантажувальний пристрій та провести відповідні розрахунки; розробити допоміжні пристрої та провести необхідні розрахунки; розробити кресленики верстатного комплексу, завантажувального пристрою та допоміжного пристрою для подачі деталі в зону різання.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання роботи	Примітка
1	Виконання Розділу 1	11.05.2026 р.	
2	Виконання Розділу 2	18.05.2026 р.	
3	Виконання Розділу 3	22.05.2026 р.	
4	Виконання Розділу 4	23.05.2026 р.	
5	Розробка креслеників	25.05.2026 р.	
6	Перевірка роботи на академічний плагіат	28.05.2026 р.	
7	Рецензування роботи	01.06.2026 р.	

Дата видачі завдання
13 квітня 2026 р.

Здобувач вищої
освіти

Максим ВАСИЛЕВСЬКИЙ

Керівник роботи

Максим ГОДУНКО

АНОТАЦІЯ

Василевський М. С. Розробка завантажувального пристрою верстату на токарну операцію для механічної обробки деталі втулка. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти. Центральноукраїнський національний технічний університет, Кропивницький, 2026.

Кваліфікаційна робота містить пояснювальну записку, креслення верстатного комплексу, завантажувального та допоміжного пристроїв.

Мета роботи - комплексна розробка завантажувального пристрою верстату (ЗПВ) для механічної обробки деталі «Втулка» на токарній операції з використанням верстата GOODWAY GLS 1500 (система ЧПК Fanuc 0i-TF).

У роботі проведено огляд літературних джерел та обґрунтовано актуальність автоматизації завантажувально-розвантажувальних операцій в умовах серійного виробництва. Виявлено сім ключових технологічних особливостей обробки деталі «Втулка» зі сталі 35 ГОСТ 1050-88 ($\varnothing 27 \times 45$ мм, маса 0,18 кг), які визначають вимоги до ЗПВ. Виконано порівняльний аналіз чотирьох типів завантажувальних пристроїв і п'яти конфігурацій промислових роботів, за результатами якого обрано оптимальну систему: бункерний накопичувач дисково-кишенькового типу у поєднанні з двозахватним двопозиційним маніпулятором.

Розроблено компоновочну схему верстатного комплексу. Виконано розрахунок параметрів бункерного накопичувача (об'єм 2500 см³, діаметр диска 280 мм, 14 кишень, крок 60 мм, автономна робота 133 хвилини). Проведено кінематичний аналіз маніпулятора ($W = 4$ ступені рухомості) та побудовано циклограму роботи комплексу з коефіцієнтом завантаження верстата $K_v = 90,1$ %. Виконано силовий розрахунок черв'ячної передачі приводу диска (модуль $m = 5$, міжосьова відстань $a_w = 160$ мм, передаточне число $u = 25$) з перевіркою контактної та згинальної міцності - запаси міцності становлять 3,76 та 3,48 відповідно. Розраховано захватний пристрій важільного типу та параметри пневматичного приводу (діаметр поршня $D = 40$ мм, робочий тиск 0,5 МПа, запас по зусиллю $k_P = 23,7$).

Техніко-економічне обґрунтування підтвердило доцільність впровадження: річний економічний ефект становить 508 200 грн, термін окупності - 6,6 місяця. Продуктивність комплексу - 17,5 деталей/год (70 000 деталей/рік при 4000 годинах роботи на рік).

Ключові слова: завантажувальний пристрій верстату, токарна обробка, бункерний накопичувач, маніпулятор.

ANNOTATION

Vasylevskyi M. S. Development of a machine tool loading device for a turning operation for mechanical machining of the bushing part. Bachelor's qualification thesis. Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, 2026.

The qualification thesis includes an explanatory note and engineering drawings of the machine tool complex, the loading device, and the auxiliary workpiece feeding device.

The objective of the thesis is the comprehensive development of a machine tool loading device (MTLD) for turning the "Bushing" part on a GOODWAY GLS 1500 CNC lathe equipped with a Fanuc 0i-TF control system.

The thesis includes a review of 28 literature sources and justifies the relevance of automating loading and unloading operations in serial production. Seven key technological features of machining the "Bushing" part (steel 35, GOST 1050-88, $\varnothing 27 \times 45$ mm, mass 0.18 kg) were identified, defining the requirements for the MTLD. A comparative analysis of four types of loading devices and five industrial robot configurations was performed, resulting in the selection of the optimal system: a disc-pocket bowl feeder combined with a dual-grip, dual-position manipulator.

A layout scheme for the machine tool complex was developed. The bowl feeder parameters were calculated (volume 2500 cm³, disk diameter 280 mm, 14 pockets, pitch 60 mm, autonomous operation time 133 minutes). A kinematic analysis of the manipulator ($W = 4$ degrees of freedom) was performed and a work cycle diagram was constructed, confirming a machine utilization coefficient of $K_u = 90.1\%$. The worm gear drive of the disk (module $m = 5$, centre distance $a_W = 160$ mm, gear ratio $u = 25$) was designed and verified for contact and bending strength, with safety factors of 3.76 and 3.48, respectively. The lever-type gripper and its pneumatic actuator were calculated (piston diameter $D = 40$ mm, operating pressure 0.5 MPa, force safety factor $k_P = 23.7$).

The techno-economic analysis confirmed the viability of implementation: the annual economic benefit is UAH 508,200, with a payback period of 6.6 months. The throughput of the complex is 17.5 parts/hour (70,000 parts/year at 4,000 operating hours per year).

Keywords: machine tool loading device, turning, bowl feeder, manipulator, bushing part, gripper.

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

**Розробка завантажувального пристрою верстату на токарну
операцію для механічної обробки деталі втулка**

КРБ.ПМ.26.63.03.00.00

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ПМ-22з-3
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»

_____ Максим
ВАСИЛЕВСЬКИЙ

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент

_____ Максим ГОДУНКО

Кропивницький 2026

ЗМІСТ

Вступ	8
Розділ 1. Загальна частина	
1.1 Стан та тенденції розвитку автоматизації завантаження у машинобудуванні	9
1.2 Обґрунтування рівнів автоматизації	10
1.3 Доцільність застосування ЗПВ для деталі «Втулка»	11
Розділ 2. Технологічна частина	
2.1 Характеристика деталі «Втулка» та особливості її механічної обробки	12
2.2 Огляд та порівняння конструкцій завантажувальних пристроїв верстатів	15
2.3 Порівняльний аналіз та вибір оптимального типу ЗПВ	21
2.4 Розробка технологічного маршруту токарної операції	22
2.5 Аналіз особливостей верстата GOODWAY GLS 1500	24
2.6 Розробка та обґрунтування компоновочної схеми верстатного комплексу	26
Розділ 3. Конструкторська частина	
3.1 Розрахунок накопичувального пристрою (бункера)	30
3.2 Кінематичний аналіз маніпулятора та циклограма роботи комплексу	38
3.3 Силловий розрахунок черв'ячної передачі приводу диска	40
3.4 Розрахунок захватного пристрою	45
Розділ 4. Техніко-економічне обґрунтування та охорона праці	
4.1 Техніко-економічне обґрунтування	54
4.2 Охорона праці при роботі з ЗПВ	55
Висновки	56
Список використаних джерел	58

ВСТУП

Сучасний розвиток машинобудівної галузі характеризується широким впровадженням засобів автоматизації на всіх рівнях виробничого процесу. Підвищення продуктивності праці, стабільності якості продукції та зниження собівартості виготовлення деталей нерозривно пов'язане з автоматизацією завантажувально-розвантажувальних операцій, які в умовах серійного виробництва можуть становити до 25–40 % загального часу виробничого циклу.

Завантажувальні пристрої верстатів (ЗПВ) є ключовими елементами гнучких виробничих модулів і роботизованих технологічних комплексів. Від надійності та продуктивності ЗПВ безпосередньо залежить ефективність усього автоматизованого комплексу.

Мета роботи – комплексна розробка ЗПВ для механічної обробки деталі «Втулка» на токарній операції з використанням верстата GOODWAY GLS 1500.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1. Стан та тенденції розвитку автоматизації завантаження у машинобудуванні

Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні є одним із головних напрямів науково-технічного прогресу. За даними Міжнародної федерації робототехніки (IFR, 2023), щорічний приріст інсталяцій промислових роботів у 2019 – 2024 роках становив у середньому 12 – 15 %, а загальна кількість встановлених роботів у світі перевищила 3,9 мільйона одиниць [26]. Найактивніше автоматизація впроваджується в секторі металообробки – понад 38 % усіх завантажувальних пристроїв застосовуються для токарних операцій (рис. 1.1).

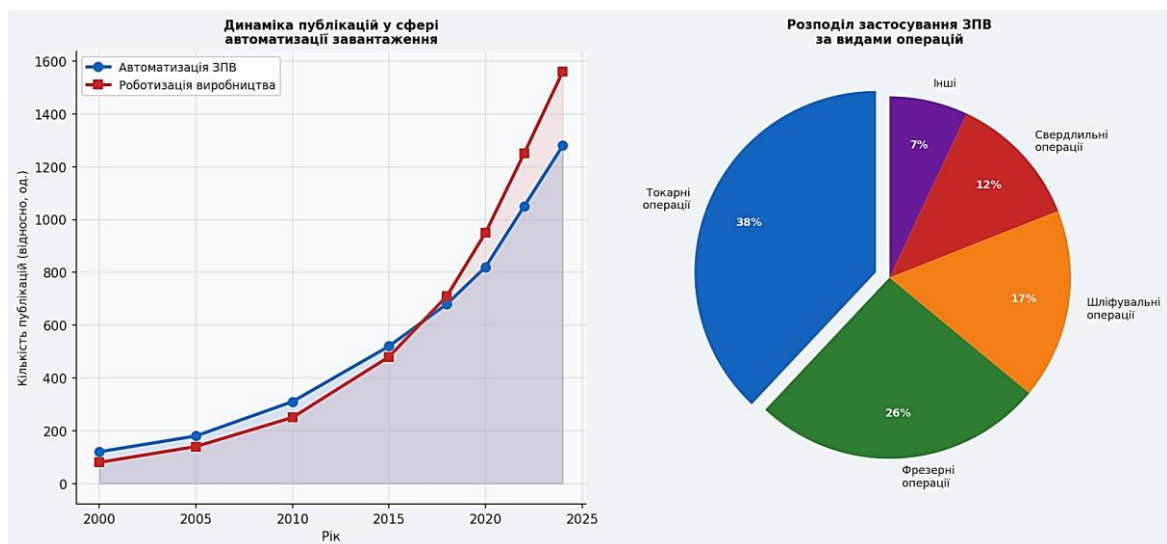


Рисунок 1.1 – Динаміка публікацій у сфері автоматизації завантаження та розподіл ЗПВ за видами операцій

Класичні засади проектування ЗПВ закладені у фундаментальних працях з автоматизації машинобудівного виробництва. Monograph by Fantoni et al. (2014) [9] запропонувала методику підтримки проектування автоматичних складальних систем. Roser та Nakano (2015) [19] розробили метод визначення вузьких місць у виробничих системах. Chen та Wang (2020) [25] застосували машинне навчання до оптимізації параметрів бункерних живильників. Wurm et al. (2022) [22] запропонували гнучку концепцію ЗПВ для швидкого переналадження при дрібносерійному

виробництві. Haddadin et al. (2023) [23] дослідили застосування колаборативних роботів (коботів) як альтернативи традиційним маніпуляторам.

Вітчизняні науковці також активно досліджують проблематику автоматизації завантаження. Роботи Проця Я.І. [3], Костюка В.І. зі співавторами [11] та Буреннікова Ю.А. і Лозінського Д.О. [15] охоплюють проектування технологічних процесів і засобів автоматизації для деталей класу «тіла обертання». Артюх О.М. зі співавторами [12] та Муляр Ю.І. і Репінський С.В. [13] систематизували питання побудови мехатронних модулів, захватних пристроїв та транспортно-накопичувальних систем гнучких виробництв. Мельник В.А. [16] розробив методику вибору рівня автоматизації залежно від типу виробництва та характеристик деталей.

1.2. Обґрунтування рівнів автоматизації

Автоматизація здійснюється поетапно. Прийнято виділяти п'ять рівнів, кожен з яких характеризується певним ступенем заміни ручної праці (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 – Рівні автоматизації у машинобудуванні

Таблиця 1.1 – Характеристика рівнів автоматизації

Рівень	Назва	Засоби реалізації	КЗ верстата	Участь оператора
1	Автоматизація робочих рухів	ЧПК, сервоприводи	0,60–0,70	Постійна
2	Автоматизація допоміжних ходів	ЗПВ, маніпулятори	0,85–0,92	Мінімальна
3	Автоматизація керування	Адаптивні системи, САПР ТП	0,90–0,95	Епізодична
4	Автоматизація ВП	ГВМ, ГВС, АСУ ТП	0,92–0,97	Наглядова
5	Комплексна автоматизація	CIM, Industry 4.0, AI	0,96–0,99	Відсутня

Рівень 1 реалізований на верстаті GOODWAY GLS 1500 (система ЧПК Fanuc 0i-TF). Ціллю даної роботи є впровадження рівня 2 – автоматизації допоміжних ходів, що дозволить підвищити коефіцієнт завантаження верстата з 0,65 до 0,90 і є передумовою переходу до рівня 4 (ГВМ).

1.3. Доцільність застосування ЗПВ для деталі «Втулка»

Доцільність автоматизації завантаження визначається за кількома критеріями:

- Масовість виробництва: $N = 150\,000 \text{ дет/рік} \gg 10\,000 \text{ дет/рік}$ – критерій виконується.
- Відношення часу завантаження до штучного часу: $t_{\text{завант}}/t_{\text{шт}} = 0,60/3,68 = 0,163 > 0,15$ – автоматизація дає суттєвий ефект.
- Технологічний клас деталі: «тіла обертання» – найкраще піддаються автоматизованому орієнтуванню.
- Маса деталі: $m = 0,18 \text{ кг} \ll 5 \text{ кг}$ – оптимальна для бункерного ЗПВ.

За всіма критеріями деталь «Втулка» придатна та доцільна для автоматизованого завантаження.

РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Характеристика деталі «Втулка» та особливості її механічної обробки

Деталь «Втулка» відноситься до технологічного класу «тіла обертання» зі співвідношенням $l/d = 45/27 = 1,67$, що відповідає типу «коротка втулка». Виготовляється зі сталі 35 ГОСТ 1050-88, зовнішній діаметр $\varnothing 27$ мм, довжина 45 мм, маса $m = 0,18$ кг.

Таблиця 2.1 – Хімічний склад сталі 35 ГОСТ 1050-88

Марка	C, %	Si, %	Mn, %	Cr, %	Ni, %	S, %	P, %
Ст.35	0,32–0,40	0,17–0,37	0,50–0,80	≤0,25	≤0,30	≤0,040	≤0,035

Таблиця 2.2 – Механічні властивості сталі 35 ГОСТ 1050-88

Марка	σ_t , МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %	KCU, Дж/см ²	Твердість HB
Ст.35	315	530	20	45	55	≤207

Отже, для виготовлення даної деталі найбільш раціонально використовувати заготовку з прокату (пруток $\varnothing 30$ мм, довжиною $l = 3000$ мм).

Також проводимо аналіз точності з метою визначення поверхонь, до яких висуваються найвищі вимоги щодо точності та шорсткості. Це дозволяє встановити, які поверхні деталі виконують основні функції, та забезпечити їх найбільш ретельну обробку. Для поелементного аналізу точності поверхонь деталі виконується спрощений ескіз деталі (рис. 2.1), на якому позначаються всі поверхні, що підлягають механічній обробці, а результати аналізу параметрів точності заносяться до таблиці 2.3.

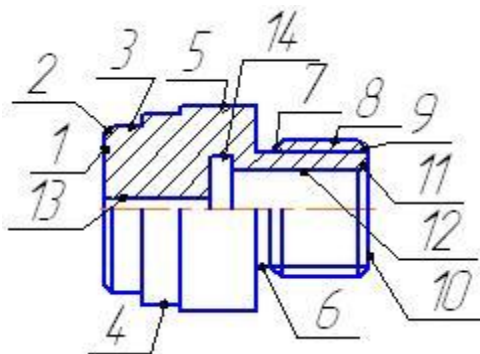


Рис.2.1 Спрощений ескіз деталі Втулка

Таблиця 2.3 – Аналіз точності поверхонь деталі «Втулка»

№ пов.	Найменування	Розмір	Квалітет	Ra, мкм
1, 10	Торець	35 мм	h14	6,3
2	Фаска	1×45°	h14	6,3
3	Циліндр зовн.	Ø22 мм	h14	6,3
4	Циліндр зовн.	Ø25 мм	h14	6,3
5	Циліндр зовн.	Ø27 мм	h14	6,3
6	Канавка зовн.	2 мм	h14	6,3
7, 9	Фаска	1,5×45°	h14	6,3
8	Різьба	M20×1,5	6h	3,2
12	Отвір	Ø10 мм	H7	1,6
13	Отвір	Ø3 мм	h14	6,3
14	Канавка внутр.	3 мм	h14	6,3

2.1.1. Особливості технологічного процесу механічної обробки деталей типу «Втулка»

Деталі класу «тіло обертання» типу «коротка втулка» ($l/d \leq 2$) мають низку технологічних особливостей, які визначають методи їх обробки, вибір обладнання та засобів автоматизації.

Особливість 1. Багатоповерхневість і різноманітність елементів. Деталь «Втулка» має 14 оброблюваних поверхонь різного призначення: циліндричні зовнішні (Ø22, Ø25, Ø27 мм), різьбову (M20×1,5), отвори (Ø3, Ø10 H7), канавки зовнішні та внутрішні, фаски, торці. Різноманітність елементів вимагає великої кількості ріжучих інструментів і потужного оброблювального центру з розвиненою інструментальною системою.

Особливість 2. Висока концентрація операцій. Для скорочення допоміжного часу і підвищення точності взаємного розташування поверхонь всі переходи виконуються з однієї установки у цанговому патроні. Це можливо лише на токарному ОЦ з револьверною головкою на 12 і більше позицій. Верстат GOODWAY GLS 1500 повністю задовольняє цю вимогу.

Особливість 3. Суворі вимоги до базування та затиску. Для забезпечення точності різьби $M20 \times 1,5$ (6h) та отвору $\varnothing 10$ H7 деталь затискається в прецизійній цанзі по поверхні $\varnothing 22$ h14 з упором у торець. Похибка базування при цьому не перевищує 0,02 мм. При автоматизованому завантаженні захватний пристрій маніпулятора повинен точно відтворювати орієнтацію деталі для безударної установки в цангу.

Особливість 4. Управління стружкоутворенням. При точінні сталі 35 утворюється зливна стружка, яка може намотуватися на шпиндель і перешкоджати роботі ЗПВ. Тому у програмі ЧПК передбачаються примусові переривання подачі (чіпбрейкінг), а система ЗОР подається під тиском 80–120 бар для відмивання стружки з зони обробки. Конструкція бункерного ЗПВ виконується у закритому виконанні для захисту від потрапляння стружки та ЗОР.

Особливість 5. Висока продуктивність і стабільність розмірів у серійному виробництві. При обсязі $N = 150\,000$ дет/рік одна деталь виготовляється кожні 3,42 хв. Для підтримання стабільності розмірів у межах поля допуску протягом всієї зміни (8 годин) необхідна система температурної компенсації теплових деформацій шпинделя і контактний вимір інструменту. Обидві функції реалізовані в системі Fanuc 0i-TF верстата GOODWAY GLS 1500.

Особливість 6. Вплив автоматизованого завантаження на якість деталей. При ручному завантаженні можливі похибки установки деталі в цангу через неуважність або втому оператора. Автоматизоване завантаження маніпулятором забезпечує стабільну силу затиску захватного пристрою і точне позиціонування деталі відносно осі шпинделя, що знижує відсоток браку з вини оператора з 2–5 % до 0,1–0,3 %.

Особливість 7. Специфіка технологічного маршруту для автоматизованої обробки. На відміну від ручного виробництва, де допускається часткова обробка в кілька установок, при автоматизації прагнуть до завершення обробки за один цикл. Це дозволяє маніпулятору

виконувати тільки одну операцію завантаження/розвантаження замість кількох, підвищуючи надійність системи.

2.2. Огляд та порівняння конструкцій завантажувальних пристроїв верстатів

Для вибору оптимальної конструкції ЗПВ виконаємо детальний огляд основних типів пристроїв. Загальна класифікація ЗПВ наведена на рис. 2.1.

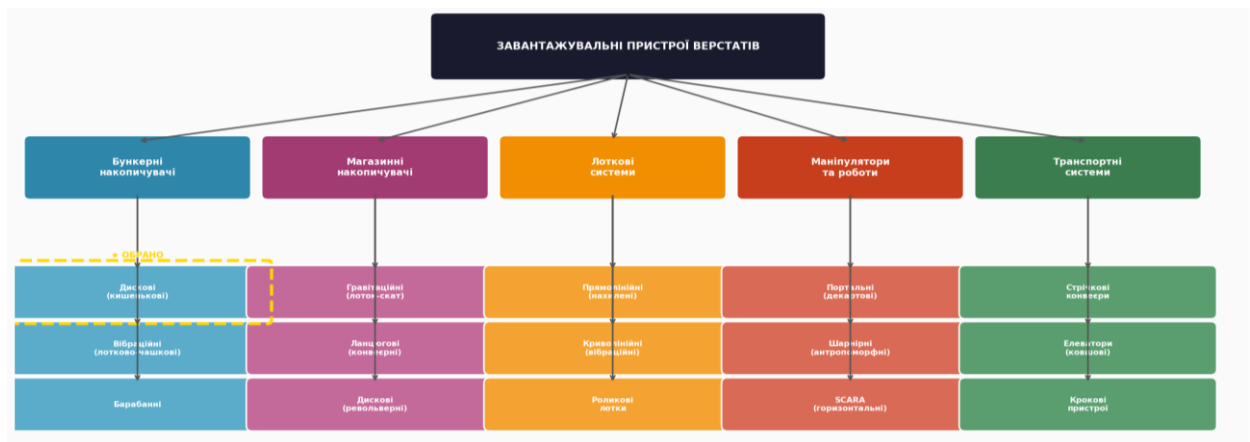


Рисунок 2.1 – Класифікація завантажувальних пристроїв верстатів

2.2.1. Бункерний накопичувач дисково-кишенькового типу

Бункерний накопичувач дисково-кишенькового типу (рис. 2.2) є найпоширенішим рішенням для деталей типу «тіло обертання». Заготовки навалом завантажуються в корпус; обертовий диск з кишенями захоплює їх і переміщує в орієнтованому положенні до виходу у лоток. Продуктивність до 50 – 200 дет/хв.

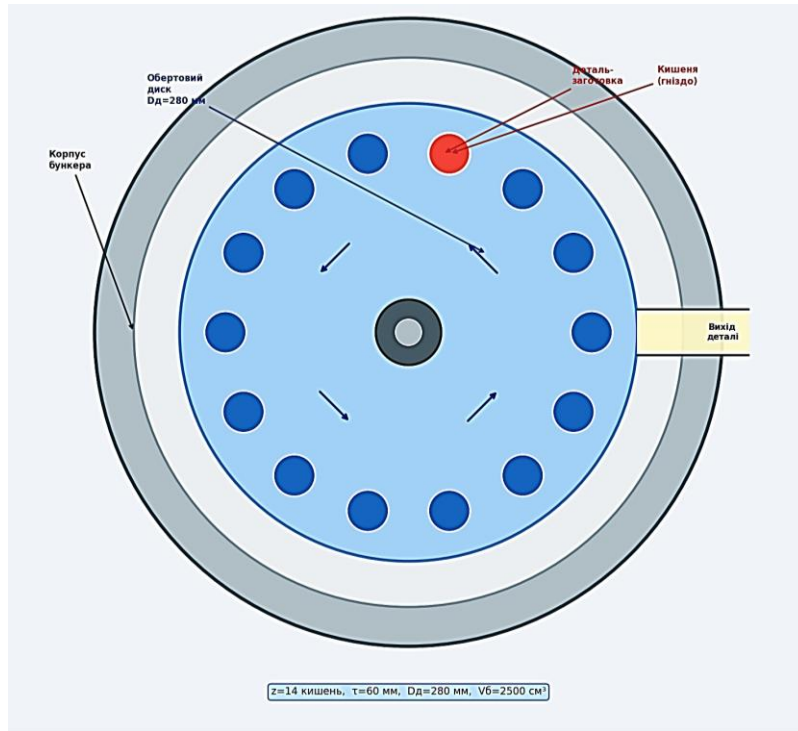


Рисунок 2.2 – Схема дискового бункерного накопичувача ($D_d=280$ мм, $z=14$ кишень)

Переваги: висока продуктивність; одночасне орієнтування та транспортування; проста конструкція; можливість роботи з навальним запасом; відносно невисока вартість. Недоліки: обмежена гнучкість при зміні деталей; обмеження за масою (до 2 кг).

2.2.2. Вібраційний лотково-чашковий бункер

Вібраційний бункер (рис. 2.3) застосовується для легких деталей (до 0,5 кг). Принцип – електромагнітний вібратор 50/100 Гц збуджує пружинно-масову систему; деталі просуваються по гвинтовому лотку і орієнтуються відсікачами. Продуктивність 20 – 120 дет/хв.

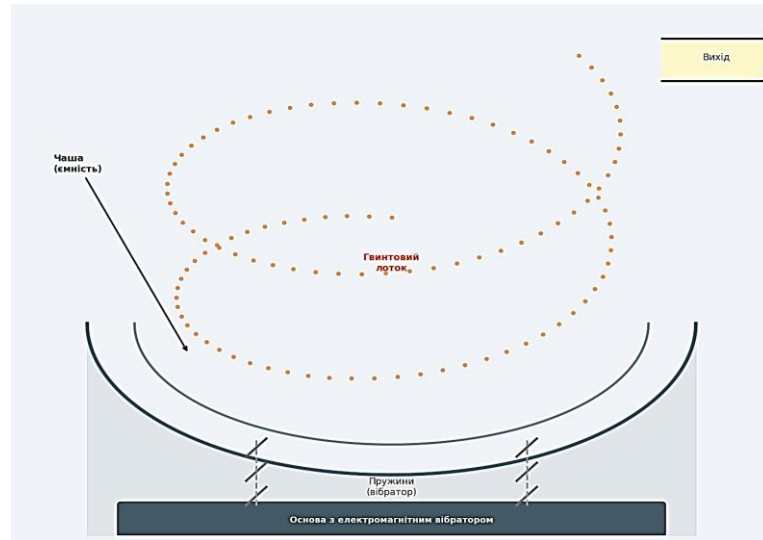


Рисунок 2.3 – Схема вібраційного лотково-чашкового бункера

Переваги: рівномірна подача; можливість переналадки (заміна вставок); широке застосування. Недоліки: значний шум (85–95 дБА); обмежена маса деталі; вища вартість ніж дисковий бункер.

2.2.3. Магазинний (касетний) накопичувач

Магазинний накопичувач (рис. 2.4) – деталі укладаються вручну в касету у заданій орієнтації; подача гравітаційна або пневматичним штовхачем. Продуктивність визначається об'ємом касети (20 – 50 шт.).

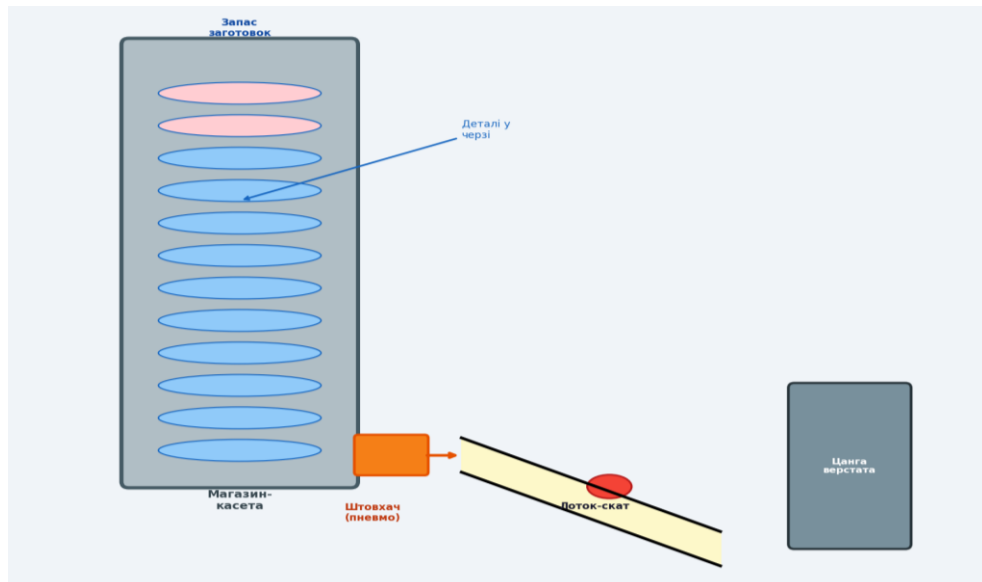


Рисунок 2.4 – Схема магазинного (касетного) накопичувача з лотком-скатом

Переваги: простота; висока надійність; будь-яка форма деталей.
Недоліки: ручне укладання знижує ефект автоматизації; часта зупинка для перезарядки.

2.2.4. Промисловий робот (маніпулятор) як ЗПВ: аналіз варіантів виконання

Використання промислового робота як ЗПВ є найгнучкішим рішенням. Роботи різних конфігурацій мають суттєво різні характеристики продуктивності, точності та зручності застосування для завантаження токарних верстатів. Розглянемо п'ять основних варіантів виконання (рис. 2.5).

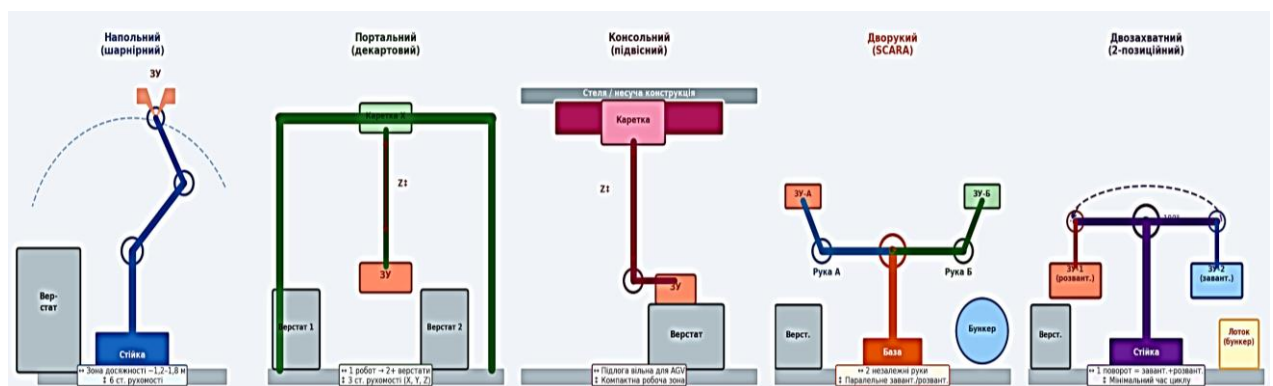


Рисунок 2.5 – Варіанти виконання промислових робіт для завантаження верстатів

Варіант А. Напольний шарнірний робот (антропоморфний, 6 осей). Встановлюється на підлозі поруч з верстатом. Має 6 ступенів рухомості, що забезпечує максимальну гнучкість переміщення в просторі. Зона досяжності 1,2 – 1,8 м. Точність позиціонування $\pm 0,02 - 0,05$ мм – достатня для установки заготовки в цангу. Завдяки 6 осям може дотягнутися до шпинделя під будь-яким кутом, що важливо при обмеженому доступі. Продуктивність: час циклу завантаження/розвантаження 0,3–0,8 хв в залежності від відстані. Недоліки: займає значну площу підлоги; вимагає огороження та системи безпеки; висока вартість (від 400 000 грн); складне програмування. Доцільність: оптимальний для ГВМ, де один робот обслуговує 2–3 верстати різного типу; при обсязі виробництва $> 200\,000$ дет/рік.

Варіант Б. Портальний робот (декартовий, 3 осі X-Y-Z). Встановлюється над верстатом на порталі. Переміщується по лінійних напрямних в трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Точність позиціонування $\pm 0,01\text{--}0,02$ мм – найвища серед розглянутих варіантів, що забезпечує надійну установку деталі в цангу навіть при підвищених вимогах до базування. Продуктивність: час циклу 0,2–0,5 хв; один портал може обслуговувати лінію з 2–4 верстатів. Ключова перевага: підлога звільняється для обслуговування та транспорту AGV. Недоліки: висока вартість portalу (600 000–1 500 000 грн); жорстка прив'язка до конкретної лінії. Доцільність: для ліній з 2 і більше однотипними верстатами при обсязі $> 300\,000$ дет/рік; при необхідності максимальної точності базування.

Варіант В. Консольний підвісний робот. Кріпиться до стелі або несучої конструкції; рухається по горизонтальній рейці з вертикально висячим маніпулятором. Підлога під роботом повністю звільняється. Точність позиціонування $\pm 0,02\text{--}0,04$ мм. Зона обслуговування – вся довжина рейки (до 6 м). Продуктивність: час циклу 0,3–0,6 хв. Особливість: при монтажі потрібна посилена стельова конструкція (навантаження 200–800 кг); складне монтажне прокладання кабелів. Доцільність: для цехів із скупченою розстановкою обладнання, коли необхідно максимально використати корисну площу підлоги; при наявності AGV-транспорту.

Варіант Г. Дворукий робот (SCARA або антропоморфний з двома незалежними руками). Два незалежних маніпулятори на одній стійці обслуговують верстат і накопичувач одночасно і паралельно. Рука А – вивантажує готову деталь, рука Б – завантажує нову, і навпаки. Теоретично досягається нульовий час простою верстата під час обміну деталями. Точність: $\pm 0,02\text{--}0,05$ мм. Продуктивність: час простою верстата при обміні $< 0,15$ хв. Недоліки: висока складність системи керування (управління двома незалежними руками з синхронізацією); дуже висока вартість (від 800 000 грн); потребує спеціального програмного забезпечення. Доцільність: для

масового виробництва з топ < 1,5 хв, де кожна секунда простою критична; при рівні автоматизації 4 і вище.

Варіант Д. Двозахватний (двопозиційний) маніпулятор. Один маніпулятор з двома захватними пристроями (ЗУ-1 і ЗУ-2) на одній поворотній балці. При повороті на 180° ЗУ-1 вивантажує готову деталь, а ЗУ-2 одночасно встановлює нову заготовку. Час одного обміну: 0,30–0,38 хв. Точність позиціонування: $\pm 0,03$ – $0,05$ мм. Вартість у 2–3 рази нижча за дворукий робот. Конструктивна простота та висока надійність: один двигун обертання, дві пневматичні лінії. Доцільність: оптимальний вибір для серійного виробництва одного типу деталей при топ = 2–5 хв; забезпечує найкраще співвідношення вартість/ефективність серед роботизованих рішень.

Таблиця 2.4 – Порівняльна характеристика варіантів виконання промислових робіт

Варіант робота	Продуктивність (тциклу, хв)	Точність позиц., мм	Вартість (відн. од.)	Складність обслуг.	Придатність для даної задачі
А. Напольний шарнірний	0,3–0,8	$\pm 0,02$ – 0,05	5–8	Висока	Частково (надлишковий)
Б. Портальний (декарт.)	0,2–0,5	$\pm 0,01$ – 0,02	8–15	Висока	Для лінії 2+ верстатів
В. Консольний підвісний	0,3–0,6	$\pm 0,02$ – 0,04	6–10	Середня	При скупченому цеху
Г. Дворукий (SCARA)	< 0,15 простою	$\pm 0,02$ – 0,05	12–20	Дуже висока	Для масового виробн.
Д. Двозахватний ★	0,30–0,38	$\pm 0,03$ – 0,05	2–3	Низька	ОПТИМАЛЬНО для задачі

Висновок: для даної задачі (серійне виробництво, топ = 3,42 хв, одна деталь на одному верстаті) найбільш раціональним є варіант Д – двозахватний двопозиційний маніпулятор. Він забезпечує час обміну деталями 0,34 хв, просту конструкцію та обслуговування, низьку вартість і

достатню точність для установки деталі в цангу (необхідна точність позиціонування $\leq 0,05$ мм при допуску на діаметр цанги 0,1 мм).

2.3. Порівняльний аналіз та вибір оптимального типу ЗПВ

Порівняльна оцінка чотирьох типів ЗПВ за 7 критеріями (шкала 0–10) наведена у таблиці 2.5 та на рис. 2.6.

Таблиця 2.5 – Порівняльна оцінка варіантів ЗПВ для деталі «Втулка»

Критерій	Дисков. бункер	Вібрац. бункер	Магазин	Пром. робот
Продуктивність	8,5	8,0	7,0	9,5
Надійність у роботі	9,0	7,5	9,5	8,0
Вартість (обернена)	7,0	5,0	8,5	3,0
Гнучкість переналадки	7,5	6,0	5,0	9,5
Простота обслуговування	8,0	6,0	9,0	5,0
Відповідність деталі «Втулка»	9,5	8,5	7,0	8,5
Рівень шуму (обернений)	8,0	4,0	9,5	8,5
Загальна сума балів	57,5	45,0	55,5	52,0

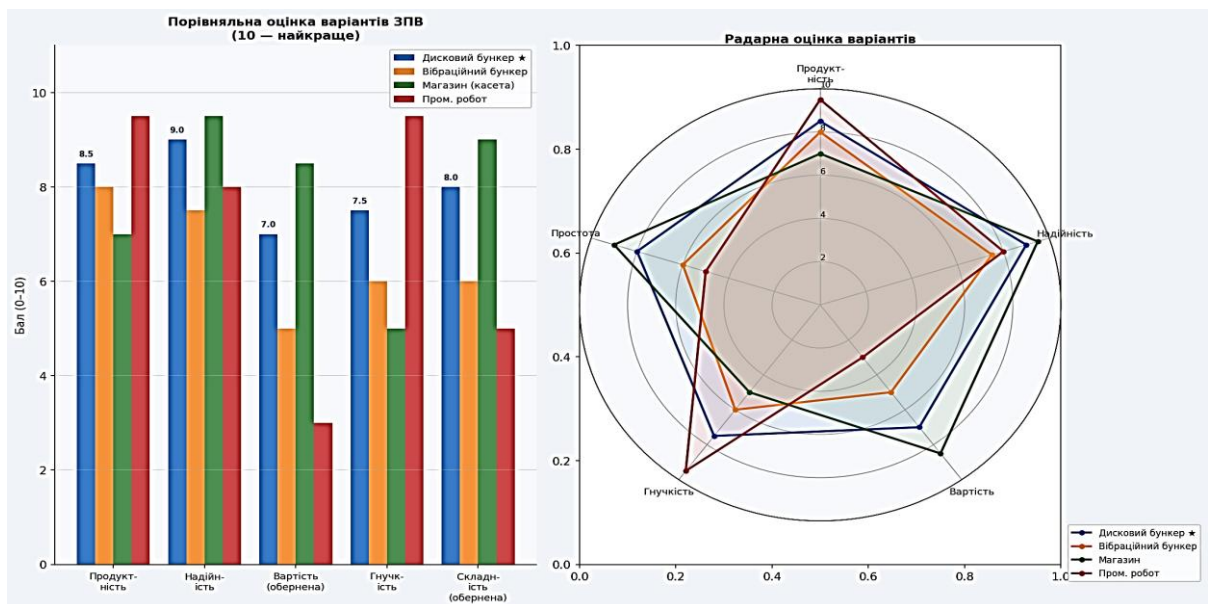


Рисунок 2.6 – Порівняльна оцінка варіантів ЗПВ (стовпчаста та радарна діаграми)

Найбільшу суму балів набирає бункерний накопичувач дисково-кишенькового типу (57,5 з 70). У поєднанні з двозахватним маніпулятором (варіант Д) він утворює оптимальний ЗПВ для даних умов.

Висновок: обирається бункерний накопичувач дисково-кишенькового типу + двозахватний маніпулятор (варіант Д) + лоток-скат.

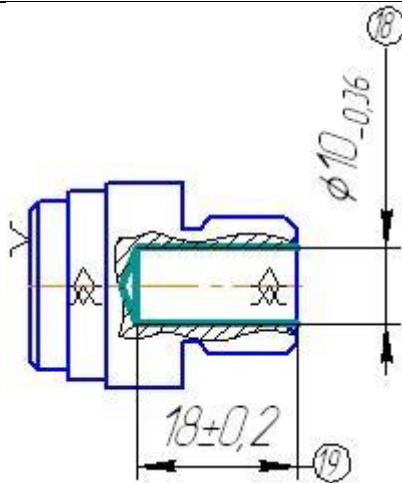
2.4. Розробка технологічного маршруту токарної операції

Виконавши аналіз обробки деталі, перейдемо до проектування технологічної операції.

Таблиця 2.6 – Зміст переходів операції 010 «Комплексна з ЧПК»

№ пер.	Зміст переходу	Ріжучий інструмент	ВІ
3	Підрізати торець, розм. 1	Пл. WNMX 060608-HTW IC8250	ШЦЦ-II-150-0,01
4	Точити зовн. цил. пов., розм. 2–8	Пл. VCMT 110308-SM IC908	ШЦЦ-II-150-0,01
5	Точити зовн. діам., фаски, розм. 9–12	Пл. VCMT 110308-SM IC908	ШЦЦ-II-150-0,01
6	Підрізати торець, розм. 13	Пл. WCGT 020102L IC908	ШЦЦ-II-150-0,01
7	Врізати канавку, розм. 14, 15	Пл. PENTA 24N140P24310 IC908	ШЦ-I-125-0,1
8	Свердлити отвір Ø3, розм. 16, 17	Свердло SCD 020-008-030 AP4	Нутромір
9	Свердлити отвір Ø10, розм. 18, 19	Свердло SCD 050-020-060 AP3	Нутромір Н7
10	Врізати внутр. канавку, розм. 20, 21	Пл. VCMT 160404-SM IC9250	ШЦ-I-125-0,1
11	Відрізати деталь, розм. 22	Пл. GRIP 3002Y IC908	ШЦЦ-II-150-0,01

Приведемо приклад операційного ескізу на 9 перехід:

Назва операції	Модель верстата	Операційний ескіз	Зміст операції
Комплексна з ЧПК	GOODWAY GLS 1500 – токарний ОЦ		----- 9. Свердлити отвір, витримавши розмір 18,19. -----

Більш детально приводимо нижче приклад розрахунку основного часу на обробку поверхні №12.

Основний час при свердлінні отвору визначається:

$$t_o = \frac{L}{n \times s}, \text{ де}$$

L – довжина оброблюваного отвору, мм

$s = 0.2$ – подача, мм/об

n – число обертів свердла, об/хв.

$$t_o = \frac{18}{1200 \times 0.2} = 0.075 \text{ хв}$$

Розраховуємо основний час на обробку даної деталі. Всі дані зводимо до таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Основний час по переходах операції 010

№ пер.	Зміст переходу	L, мм	S, мм/об	n, об/хв	t _o , хв
3	Підрізати торець	28	0,20	1200	0,07
4	Точити зовн. цил. поверхню	280	0,25	1800	0,62
5	Точити зовн. діаметр, фаски	210	0,20	2000	0,53
6	Підрізати торець	12	0,15	1500	0,05
7	Врізати канавку	18	0,05	800	0,45
8	Свердлити отвір Ø3	22	0,06	2500	0,15

№ пер.	Зміст переходу	L, мм	S, мм/об	n, об/хв	t ₀ , хв
9	Свердлити отвір Ø10	28,9	0,12	900	0,27
10	Врізати внутр. канавку	35	0,08	600	0,73
11	Відрізати деталь	15	0,06	1200	0,21
Σ	Разом	—	—	—	3,08

Операційний час: $t_{оп} = t_0 + t_{доп} = 3,08 + 0,34 = 3,42$ хв.

2.5. Аналіз особливостей верстата GOODWAY GLS 1500

Для виконання заданої операції було обрано токарний обробний центр GOODWAY GLS 1500.

Основні переваги даного обладнання:

- Станина спеціальної конструкції з нахилом осі X на 30°, сервопривід револьверної головки та високошвидкісний шпиндель забезпечують підвищену точність і жорсткість під час обробки.
- Корпус шпинделя оснащений тепловідвідними ребрами, які ефективно відводять тепло та додатково підвищують жорсткість конструкції. У вузлі шпинделя застосовано п'ять високоточних конічних підшипників, що дозволяє виконувати обробку на високих швидкостях без втрати точності та забезпечує стійкість до навантажень у будь-якому напрямку.
- Передбачено дві конфігурації привода шпинделя:
 - 1) з передаточним числом пасової передачі 1:1 — діапазон частоти обертання шпинделя становить 60–6000 об/хв (при перевищенні 1500 об/хв крутний момент зменшується). Така конфігурація найбільш ефективна для обробки деталей малих розмірів;
 - 2) з передаточним числом пасової передачі 7:10 — діапазон частоти обертання шпинделя становить 40–4000 об/хв (при перевищенні 1250 об/хв крутний момент зменшується). Даний варіант призначений для обробки деталей великих діаметрів.

- Магазин інструментів оснащений швидкісним сервоприводом, що забезпечує швидку зміну інструменту. Однокрокове позиціонування скорочує допоміжний час. Для підвищення точності індексації та жорсткості системи використовується муфта великого діаметра і гідравлічна система фіксації. Гідравлічна задня бабка полегшує встановлення довгих деталей та підвищує точність їх обробки.
- Верстат обладнаний системою контактного налаштування інструменту, яка дозволяє автоматично прив'язувати геометрію інструмента до системи координат верстата. Це мінімізує похибки ручного налаштування та скорочує час підготовки обладнання до роботи.
- Токарні верстати Goodway оснащуються системами числового програмного керування Fанuc японського виробництва, які забезпечують високу продуктивність, надійність та зручність керування обладнанням.



Таблиця 2.8 – Технічні характеристики GOODWAY GLS 1500

Параметр	Значення
Максимальний діаметр обробки над станиною, мм	Ø 350
Максимальна довжина обробки, мм	500
Максимальний діаметр прутка, мм	Ø 52
Кількість позицій інструментальної головки	12
Система ЧПК	Fанuc 0i-TF

Параметр	Значення
Потужність головного приводу, кВт	15 / 11
Максимальна частота обертання шпинделя, об/хв	6000
Точність позиціонування, мм	$\pm 0,005$
Повторюваність, мм	$\pm 0,003$
Кут нахилу станини, °	30

2.6. Розробка та обґрунтування компоновочної схеми верстатного комплексу

Робота засобу автоматизації у поєднанні з металорізальним верстатом відбувається наступним чином.

Засіб автоматизації, до складу якого входять бункерний накопичувач 5, механізм орієнтації 3 та механізм захвату 3, встановлений таким чином, щоб вісь механізму захвату та вісь шпинделя верстата 2 знаходилися в одній вертикальній площині. Відстань між віссю обертання механізму захвату та столом верстата забезпечує можливість заміни захватних елементів.

Заготовки завантажуються в бункер 5 у хаотичному положенні. Після ввімкнення установки заготовки переміщуються та потрапляють у вирізи диска. Під час обертання диска вони переміщуються у верхню частину бункера, ковзаючи по бортику кільця, яке закріплене в основі бункера. У верхній частині бункера, завдяки зміщенню центра ваги, заготовка займає необхідне для обробки положення, потрапляючи в одну з внутрішніх кишень диска.

Для забезпечення можливості повороту заготовки у стінці бункера передбачено спеціальний виріз. З метою покращення заповнення вирізів на поверхні диска встановлені лопаті-ворушители. Під час наступного оберту диска орієнтована заготовка через виріз в основі бункера потрапляє в лоток 6, по якому скочується до призми 7.

Безперервне обертання диска забезпечується черв'ячною передачею, колесо якої жорстко з'єднане з диском.

Після переміщення деталі у позицію захвату А вона затискається механізмом захвату 3 та переноситься до площини стола верстата шляхом повороту на 180°. Після завершення обробки револьверна головка верстата займає нейтральне положення, а механізм захвату затискає оброблену деталь і виймає її з патрона. Далі відбувається реверсивний поворот руки механізму, внаслідок чого інший захват встановлює нову заготовку в патрон для подальшої обробки.

Після встановлення заготовки револьверна головка переміщується у робочу позицію, і починається процес токарної обробки. Одночасно захват, у якому знаходиться вже оброблена деталь, розтискається, після чого деталь по лотку потрапляє у короб 1 для готових виробів.

Після завершення циклу механізм захвату повертається у вихідне положення для повторення робочого процесу.

На рис. 2.7 наведено компоновочну схему верстатного комплексу з детальним обґрунтуванням прийнятих рішень.

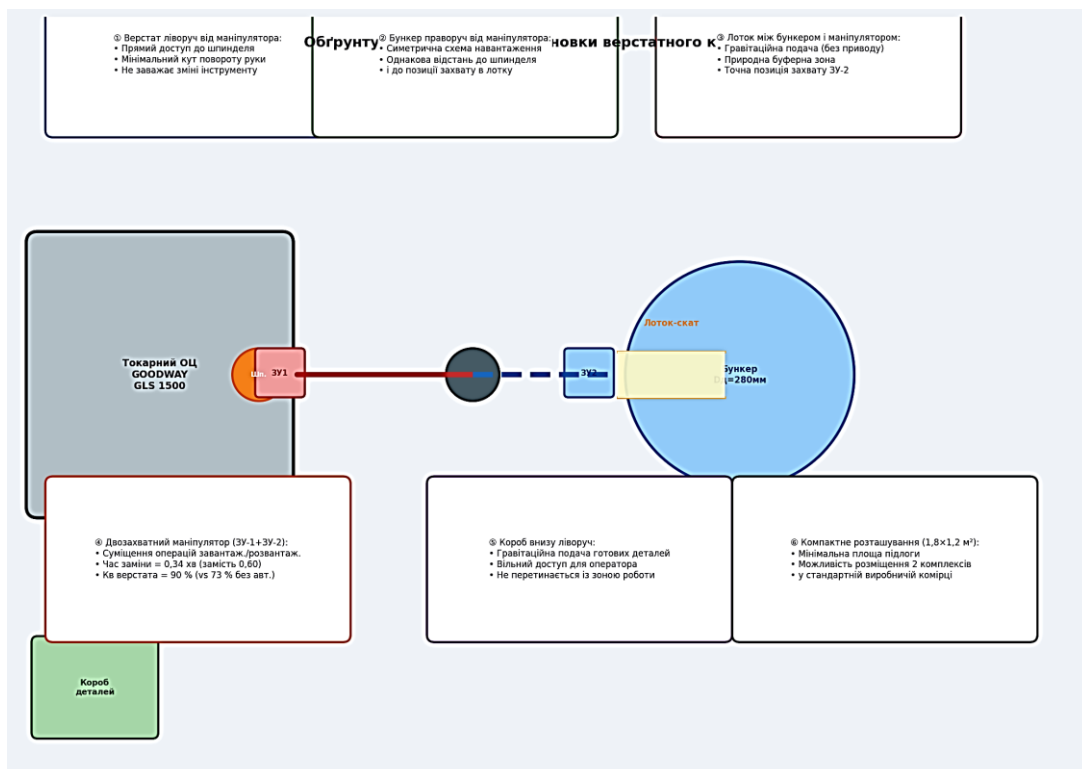


Рисунок 2.7 – Компоновочна схема верстатного комплексу з обґрунтуванням

Обґрунтування прийнятої компоновки.

① Розташування верстата ліворуч від маніпулятора. Верстат GOODWAY GLS 1500 має похилу станину з кутом 30° , а шпиндель виступає праворуч. При розташуванні верстата ліворуч від осі маніпулятора рука ЗУ-1 здійснює мінімальний кут повороту (менше 180°) для вилучення деталі з патрону. Водночас не обмежується доступ до інструментальної голівки для сервісного обслуговування. Ця позиція також забезпечує природне відведення стружки і ЗОР від осі маніпулятора.

② Розташування бункера праворуч від маніпулятора. Симетрична схема компоновки дозволяє маніпулятору повертатися рівно на 180° між позицією шпинделя (ЗУ-1 зліва) і позицією захвату в лотку (ЗУ-2 справа). Рівна відстань від осі маніпулятора до обох позицій мінімізує кутові та лінійні похибки позиціонування при повторюваних циклах. Бункер розміщується на окремій рамі і легко замінюється або перезаряджається без зупинки верстата.

③ Лоток-скат між бункером і маніпулятором. Гравітаційний (пасивний) лоток не потребує окремого приводу, що підвищує надійність всього комплексу. Лоток слугує буферною зоною: навіть якщо маніпулятор затримується в одному циклі, у лотку вже знаходиться наступна орієнтована заготовка. Кут нахилу лотка $12\text{--}15^\circ$ забезпечує стабільне ковзання заготовки без підстрибування та зміни орієнтації.

④ Двозахватний маніпулятор як ключовий елемент. Суміщення операцій завантаження і розвантаження в одному обертальному русі (180°) скорочує час зупинки верстата до 0,34 хв замість 0,60 хв при однозахватному варіанті. Це підвищує коефіцієнт завантаження верстата з 0,84 до 0,90, що при 4000 год/рік дає додатково: $\Delta N = (17,5 - 16,3) \times 4000 = 4800$ дет/рік.

⑤ Короб готових деталей у лівій нижній зоні. Розміщення коробу під рукою ЗУ-1 дозволяє скидати готову деталь природним рухом (відкривання захвату вниз) без додаткового перекладання. Вільний доступ з бокової

сторони для оператора не перетинається з зоною автоматичної роботи маніпулятора.

⑥ Загальна площа комплексу. Прийнята компоновка займає площу підлоги $1,8 \times 1,2 \text{ м}^2$ (без верстата) – мінімально можливе розташування для даного складу обладнання. Це дозволяє розмістити два однотипних верстатних комплекси в стандартній виробничій комірці площею $6 \times 4 \text{ м}^2$.

Таким чином, обрана компоновка є результатом оптимізації за критеріями: мінімального часу циклу завантаження, мінімальної площі, максимальної надійності (мінімум активних приводів) і зручності обслуговування.

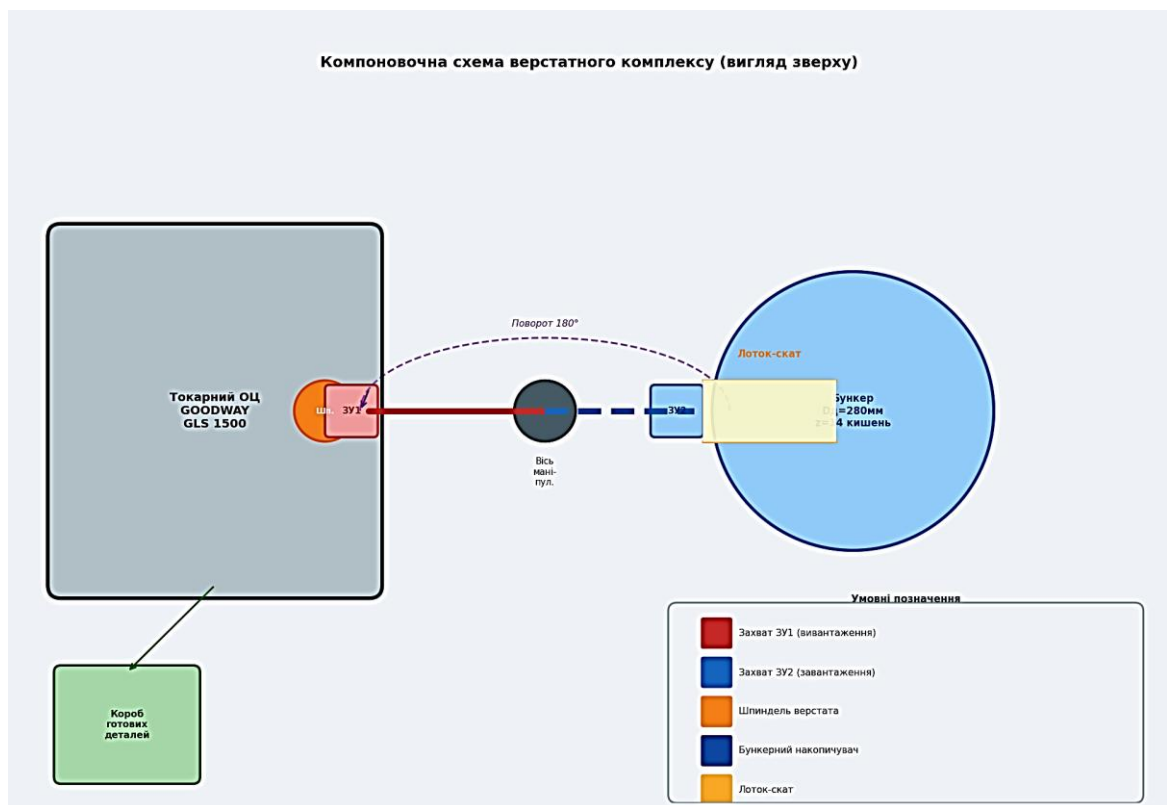


Рисунок 2.8 – Компоновочна схема верстатного комплексу, вигляд зверху

РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1. Розрахунок накопичувального пристрою (бункера)

Мета розрахунку накопичувача – визначити геометричні параметри бункера (об'єм, діаметр диска, кількість і крок кишень), які забезпечать безперервну автономну роботу верстатного комплексу протягом заданого часу T без дозавантаження і оператора. Від цих параметрів залежить надійність роботи ЗПВ і частота вимушених зупинок для перезарядки.

Ключові показники, які необхідно отримати в результаті розрахунку:

- Об'єм робочої порожнини бункера V_b [см³] – визначає кількість заготовок, що вміщуються одночасно;
- Кількість заготовок у бункері N [шт.] – підтверджує достатність запасу на час T ;
- Діаметр обертового диска D_d [мм] і кількість кишень z [шт.] – визначають продуктивність подачі деталей;
- Крок між кишнями τ [мм] – гарантує відсутність заклинювання деталей між сусідніми кишнями.

3.1.1. Визначення об'єму бункера

Об'єм бункера V_b – це об'єм робочої порожнини, в якій знаходиться запас заготовок. Розраховується виходячи з необхідного числа заготовок для роботи протягом часу $T = 120$ хв і коефіцієнта об'ємного заповнення $q = 0,5$ (відношення об'єму деталей до загального об'єму порожнини з урахуванням проміжків між ними):

$$V_b = (V_z \cdot T) / (t \cdot q), \text{ [см}^3\text{]},$$

де V_z – об'єм однієї заготовки [см³]; T – час безперервної роботи [хв]; t – штучний час обробки [хв]; q – коефіцієнт об'ємного заповнення ($q = 0,5$ для тіл обертання).

Вихідні дані для розрахунку:

- $D = 30$ мм = 3,0 см – діаметр прутка-заготовки;
- $l = 45$ мм = 4,5 см – довжина заготовки;
- $T = 120$ хв – час безперервної роботи без дозавантаження;

- $t = 3,42$ хв – штучний час обробки однієї деталі;
- $q = 0,5$ – коефіцієнт об'ємного заповнення.

Крок 1. Розраховуємо об'єм однієї циліндричної заготовки ($\varnothing 30 \times 45$ мм):

$$V_3 = \pi \cdot D^2 \cdot l / 4 = 3,1416 \cdot 3,0^2 \cdot 4,5 / 4 = 3,1416 \cdot 9,0 \cdot 4,5 / 4 = 31,81 \text{ см}^3.$$

Крок 2. Визначаємо необхідну кількість заготовок для 2-годинної роботи:

$$N = T / t = 120 / 3,42 = 35,09 \approx 35 \text{ шт.}$$

Крок 3. Розраховуємо необхідний об'єм бункера:

$$V_6 = (V_3 \cdot T) / (t \cdot q) = (31,81 \cdot 120) / (3,42 \cdot 0,5) = 3817,2 / 1,71 = 2232 \text{ см}^3.$$

Крок 4. З конструктивних міркувань та з урахуванням стандартного ряду розмірів корпусів бункерів приймаємо $V_6 = 2500 \text{ см}^3$ (округлення до більшого значення з запасом 12 %). Це дає фактичну кількість заготовок у бункері:

$$N_{\text{факт}} = V_6 \cdot q / V_3 = 2500 \cdot 0,5 / 31,81 = 39,3 \approx 39 \text{ шт.}$$

Таким чином, бункер об'ємом 2500 см^3 забезпечує безперервну роботу протягом $39 \times 3,42 = 133 \text{ хв} > 120 \text{ хв}$. Запас часу 13 хв дозволяє оператору вчасно дозавантажити бункер.

3.1.2. Визначення кроку між кишенями диска

Крок τ між осями сусідніх кишень на обертовому диску – це мінімальна відстань, що виключає заклинювання деталей між кишенями при їх обертанні. Розраховується з урахуванням довжини деталі, необхідного зазору та товщини перегородки:

$$\tau = l + \Delta l + \delta, \text{ [мм]},$$

де $l = 45 \text{ мм}$ – довжина заготовки; Δl – зазор між деталлю і стінкою кишені [мм]; $\delta = 10 \text{ мм}$ – товщина перегородки між кишенями.

Зазор Δl визначається з умови вільного входу деталі в кишеньку без заклинювання, але з мінімальним відхиленням орієнтації. Для циліндричних деталей:

$$L = l + d = 45 + 27 = 72 \text{ мм (умовна довжина вирізу кишені)},$$

$$\Delta l = 0,02 \cdot L + 2 = 0,02 \cdot 72 + 2 = 1,44 + 2 = 3,44 \text{ мм} \approx 4 \text{ мм}.$$

Тоді крок між кишнями:

$$\tau = 45 + 4 + 10 = 59 \text{ мм} \approx 60 \text{ мм} \text{ (округлення до значення, кратного 5 мм)}.$$

Перевірка: зазор між деталлю і стінкою кишені $\Delta l = 4 \text{ мм} > 0 \rightarrow$ заклинювання відсутнє; $\tau = 60 \text{ мм} < 2d = 54 \text{ мм} + 10 \text{ мм} = 64 \text{ мм} \rightarrow$ умова непересічення кишень виконується.

3.1.3. Визначення діаметра обертового диска

Діаметр диска D_d – ключовий геометричний параметр, що визначає число кишень z і компактність бункера. Чим більший D_d , тим більше кишень вміщується на диску і вища продуктивність подачі. Але зі збільшенням D_d зростає інерційний момент диска та розміри бункера. Оптимальне число кишень $z = 14$ вибирається з умови забезпечення необхідної продуктивності (17,5 дет/год при $n_d \approx 2,5$ об/год):

$$D_d = (z \cdot \tau) / \pi = (14 \cdot 60) / 3,1416 = 840 / 3,1416 = 267,4 \text{ мм}.$$

За конструктивними міркуваннями (стандартний ряд діаметрів корпусів бункерів, товщина диска 20 мм, зазор до стінки бункера 15 мм) приймаємо $D_d = 280 \text{ мм}$.

Перевірка геометрії: центральний кут між сусідніми кишнями:

$$\alpha = 360^\circ / z = 360^\circ / 14 = 25,71^\circ.$$

Хордальна відстань між центрами сусідніх кишень:

$$h_{\text{хорда}} = 2 \cdot R \cdot \sin(\alpha/2) = 2 \cdot 140 \cdot \sin(12,86^\circ) = 280 \cdot 0,2225 = 62,3 \text{ мм} > \tau = 60 \text{ мм}. \checkmark$$

Умова виконана: хордальна відстань між центрами кишень (62,3 мм) більша за крок $\tau = 60 \text{ мм}$, що підтверджує відсутність перетину кишень.

Таблиця 3.1 – Зведені параметри бункерного накопичувача

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Об'єм бункера (прийнятий)	V_b	2500	см^3
Об'єм однієї заготовки	V_z	31,81	см^3
Діаметр диска	D_d	280	мм

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Кількість кишень	z	14	шт.
Крок між кишнями	τ	60	мм
Зазор між деталлю і стінкою	Δl	4	мм
Товщина перегородки	δ	10	мм
Час безперервної роботи (заданий)	T	120	хв
Час безперервної роботи (фактичний)	$T_{\text{факт}}$	133	хв
Кількість заготовок у бункері	N	39	шт.

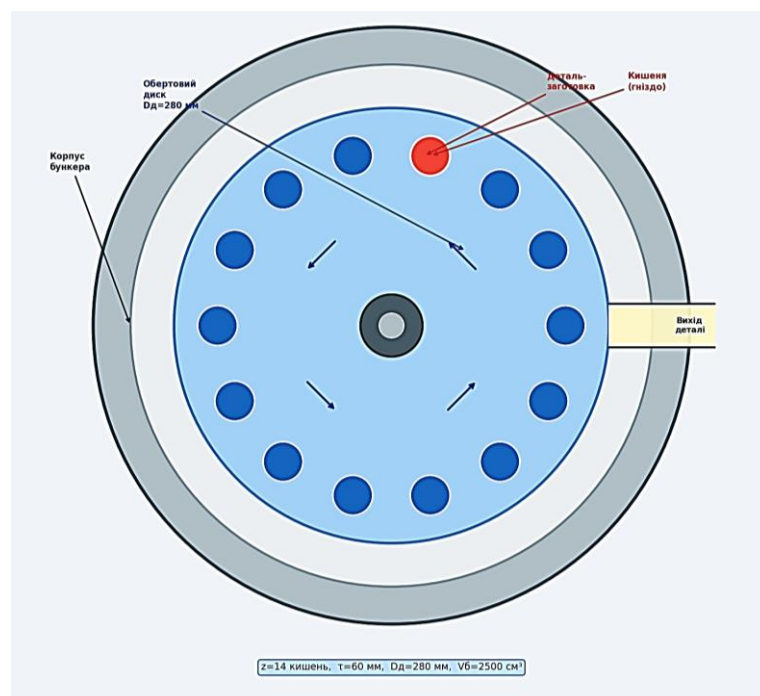


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема дискового бункерного накопичувача

3.1а. Конструктивні особливості механічного захватного пристрою важільного типу

3.1а.1. Загальна характеристика важільних захватів для циліндричних деталей

Важільний захватний пристрій (ЗП) є одним із найбільш поширених типів захватів у складі промислових роботів і маніпуляторів для роботи з циліндричними деталями класу «тіла обертання». Принцип дії базується на

перетворенні поступального руху пневматичного циліндра в поворот губок навколо нерухомих осей через систему важелів і клинових штовхачів.

У порівнянні з паралельними захватами важільні конструкції мають переваги: можливість підсилення зусилля захвату через зміну плеч важелів; природне самоцентрування деталі при рівних плечах; надійне утримання при відмові живлення (самогальмуючий клиновий механізм); захоплення деталей у діапазоні діаметрів без переналагодження.

Для деталі «Втулка» Ø22–27 мм обрано клиноважільний захват симетричної конструкції з двома губками. Схема конструкції та цикл функціонування ЗП показані на рис. 3.2.

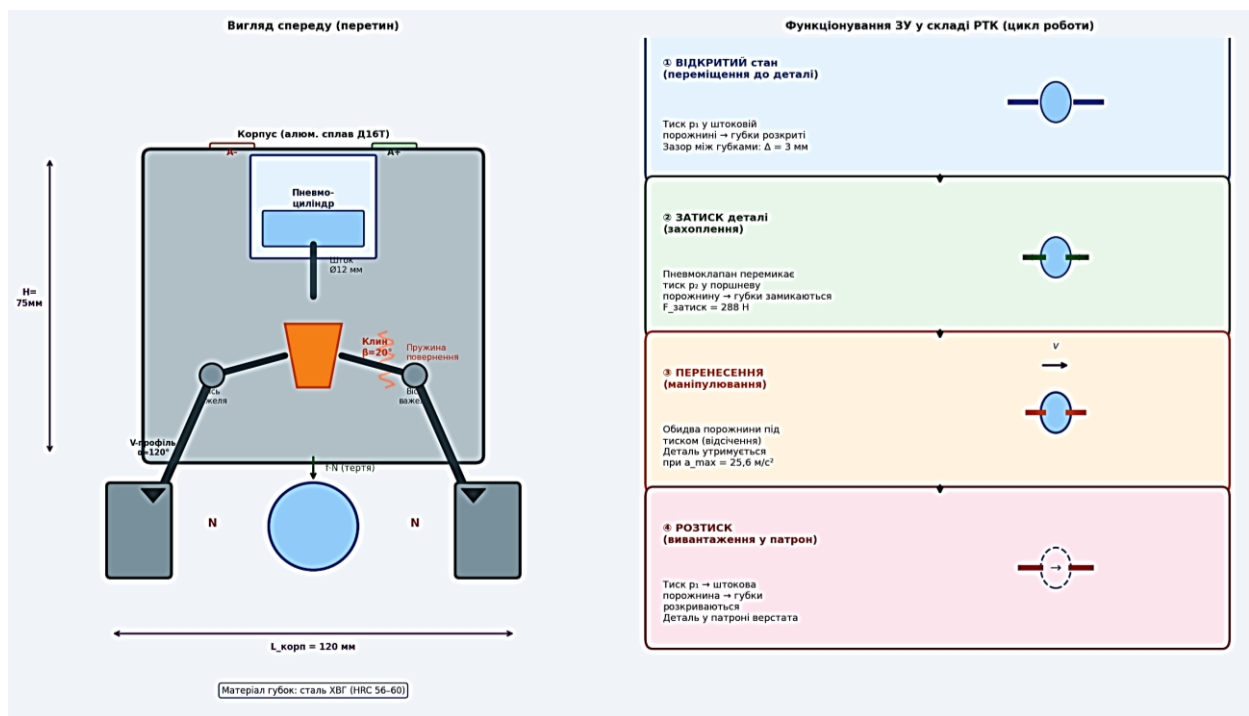


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема важільного ЗП (перетин) та цикл функціонування у РТК

3.1а.2. Конструктивні елементи важільного захватного пристрою

Корпус ЗП. Виготовляється з алюмінієвого сплаву Д16Т литтям під тиском, габарити 120×90×75 мм, маса $\approx 0,52$ кг. У корпусі виконані напрямні для повзунів важелів, циліндрична розточка Ø44 мм для пневмоциліндра,

гнізда під осі важелів Ø10 Н7, різьбові отвори М6 для кріплення до фланця маніпулятора.

Клиновий механізм передачі зусилля. Клин з кутом $\beta = 20^\circ$ зі сталі 40Х (HRC 48–52), контактні поверхні шліфовані до Ra 0,8 мкм ($f_{\text{клин}} = 0,08$). Кут $\beta = 20^\circ$ вибрано як компроміс між силовим вигрaшем і умовами самогальмування. При $\beta > \varphi' = \arctan(0,08) = 4,57^\circ$ передача не є самогальмуючою – утримання деталі забезпечується тиском у пневмоциліндрі та пружиною повернення.

Важелі. Два симетричних важелі зі сталі 45 (HRC 40–44). Коротке плече (від осі до клину): $L_1 = 22$ мм; довге плече (від осі до губки): $L_2 = 55$ мм. Передаточне відношення:

$$i_{\text{важ}} = L_2 / L_1 = 55 / 22 = 2,5.$$

Нормальна сила на губці у 2,5 рази більша за силу на короткому плечі. Це дозволяє застосувати пневмоциліндр меншого діаметра.

Губки (змінні). Для деталі «Втулка» Ø22 мм губки мають V-подібний профіль з кутом 120° , матеріал – сталь ХВГ (HRC 56–60). V-профіль забезпечує самоцентрування деталі: похибка центрування $\leq 0,05$ мм. Робоча поверхня рифлена (насічка 0,8 мм), коефіцієнт тертя $f = 0,15\text{--}0,18$.

Пружина повернення. Пружина стиснення Ø дроту 1,5 мм (сталь 65Г) розташована між клином і дном циліндра. Забезпечує розкриття губок при відмові тиску та утримання деталі у захваті при аварійному знеструмленні (до 30 хв при наявності ресиверу 0,5 л).

Датчики положення. На корпусі циліндра встановлено два магнітних датчики:

- S1 – «ЗП відкрито» (поршень у крайньому положенні);
- S2 – «ЗП закрито» (деталь затиснута).

Сигнали надходять до контролера ЧПК. Система виконує поворот маніпулятора тільки після підтвердження S2. Тайм-аут очікування – 0,5 с (далі – аварія «деталь відсутня»).

3.1a.3. Особливості функціонування захватів при маніпулюванні деталями у складі РТК

Функціонування захватного пристрою у складі РТК має низку специфічних вимог і особливостей, що принципово відрізняють його від роботи ізольованого захвату.

Особливість 1. Синхронізація з верстатом через М-функції. Дії ЗУ синхронізуються з верстатом GOODWAY GLS 1500 через М-функції системи Fanuc 0i-TF у такій послідовності: верстат завершує різання → M05 (зупинка шпинделя) → M66 (виклик маніпулятора) → маніпулятор підтверджує готовність → M10 (відкриття цанги) → ЗУ вставляє деталь → M11 (закриття цанги) → маніпулятор відводиться → M03 (поновлення циклу). Тайм-аут очікування підтвердження від маніпулятора: 5 с.

Особливість 2. Керування зусиллям затиску залежно від фази циклу. Різні фази потребують різного тиску:

- Фаза захоплення заготовки з лотку: $p = 0,3$ МПа (знижений, щоб не деформувати деталь);
- Фаза перенесення (поворот 180°): $p = 0,5$ МПа (робочий тиск, максимальні динамічні навантаження);
- Фаза вкладання в патрон: $p = 0,2$ МПа (мінімальний, для безударного прийому цангою).

Для реалізації фаз у пневматичній схемі передбачено пропорційний регулятор тиску (електрокерований) з управлінням від контролера. Значення тиску програмується у таблиці параметрів ЧПК.

Особливість 3. Точність позиціонування та вплив на якість деталі. ЗП утримує деталь при встановленні в цангу з точністю $\pm 0,05$ мм – половина поля допуску цанги (0,1 мм). Це гарантує безударне входження деталі в цангу без задирів на базовій поверхні $\varnothing 22$. Відтворюваність позиціонування захвату $\pm 0,03$ мм – не є лімітуючим чинником для точності РТК.

Особливість 4. Орієнтація ЗП при завантаженні. Для деталі «Втулка» завантаження в цангу виконується «різьбою вперед» вздовж осі шпинделя.

ЗП орієнтований губками вздовж осі обертання. Кут введення деталі в цангу: строго по осі (допуск $\pm 0,5^\circ$), інакше – пошкодження цанги або деталі.

Особливість 5. Триступенева діагностика стану ЗП у РТК:

- Рівень 1 (датчики S1/S2): підтвердження відкритого/закритого стану при кожному циклі;
- Рівень 2 (аналіз часу): S2 не спрацьовує за 0,5 с – аварія «деталь відсутня»;
- Рівень 3 (монітор тиску): датчик контролює тиск з частотою 100 Гц; падіння $< 0,25$ МПа під час перенесення – аварія «витік тиску».

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики важільного захватного пристрою

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Тип конструкції	—	Клиноважільний, 2-губковий	—
Матеріал корпусу	—	Алюм. сплав Д16Т	—
Матеріал губок	—	Сталь ХВГ (HRC 56–60)	—
Діапазон діаметрів деталей	d_дет	18–32	мм
Профіль губок	—	V-образний, $\alpha = 120^\circ$	—
Кут клину	β	20°	—
Передаточне відношення важелів	i_важ	2,5	—
Маса захвату	m_ЗУ	0,85	кг
Повторюваність позиціонування	—	$\pm 0,03$	мм
Час спрацьовування (закрити)	t_ЗУ	0,06	с
Робочий тиск (затиск)	p ₂	0,3–0,5	МПа
Кількість датчиків положення	—	2 (S1, S2)	шт.

3.2. Кінематичний аналіз маніпулятора та циклограма роботи комплексу

3.2.1. Структурна формула та кінематичний аналіз маніпулятора

У якості першого етапу, представимо кінематичну схему верстатного комплексу з врахуванням будови маніпулятора та ЗПВ (рис.3.3).

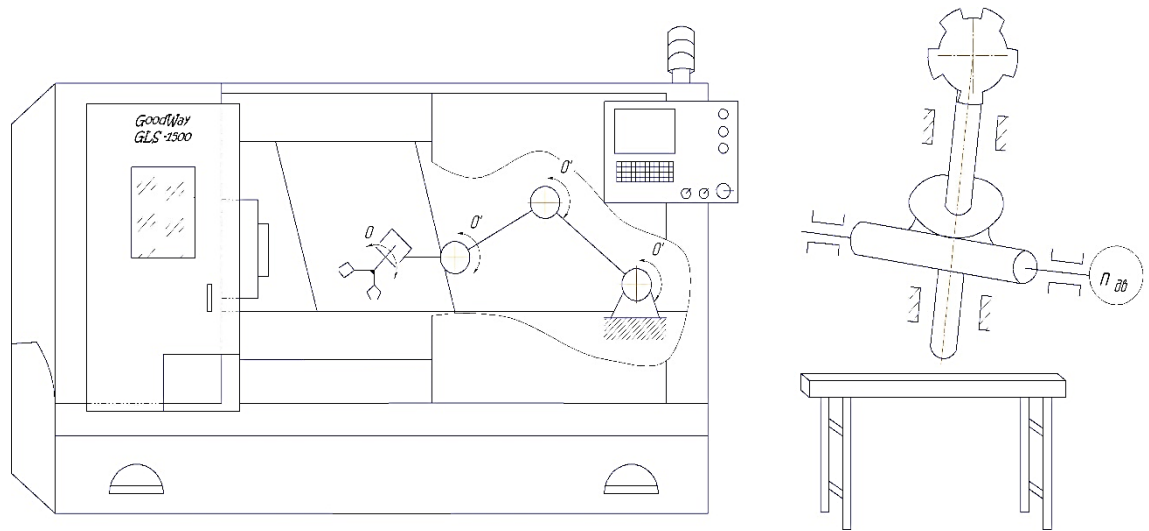


Рис.3.3 - Кінематична схема

Аналіз кінематичної структури маніпулятора є необхідним етапом проектування, оскільки дозволяє:

- підтвердити правильність вибраної конфігурації маніпулятора (кількість і тип кінематичних пар відповідають поставленій задачі);
- розрахувати ступені рухомості механізму – кількість незалежних рухів, що характеризує технологічні можливості маніпулятора;
- визначити, чи може маніпулятор досягти всіх необхідних позицій (шпиндель верстата, позиція захвату в лотку) і яким чином уникнути сингулярних конфігурацій;
- обрати тип і характеристики приводів для кожного ступеня рухомості;
- створити основу для розрахунку кінематики і динаміки – визначення швидкостей, прискорень і сил у ланках.

Двозахватний маніпулятор має таку кінематичну структуру: одна стійка (нерухома ланка) + вертикальна колона + поворотна балка + два

захвати. Усі рухомі з'єднання є обертальними парами 5-го класу (1 ступінь рухомості кожна). Структурна формула:

$$O' // O' // O' \times O,$$

де O' – обертальна кінематична пара 5-го класу; $//$ – паралельність осей; $\times$ – перпендикулярність осей. Загальне число ступенів рухомості за формулою Чебишова:

$$W = 6 \cdot (n - 1) - \sum p_i \cdot (6 - i),$$

$$W = 6 \cdot (5 - 1) - 4 \cdot (6 - 5) = 24 - 4 = 4 \text{ ст. рухомості.}$$

Чотири ступені рухомості дозволяють маніпулятору виконувати: (1) підйом/опускання балки по вертикалі; (2) поворот балки на 180° ; (3) розкриття ЗУ-1; (4) розкриття ЗУ-2. Цього достатньо для виконання всіх рухів при завантаженні/розвантаженні деталі «Втулка».

3.2.2. Циклограма роботи верстатного комплексу

Циклограма – це графічне відображення часової послідовності і тривалості дій усіх виконавчих органів верстатного комплексу протягом одного виробничого циклу. Побудова циклограми вирішує кілька важливих задач:

- Виявлення резервів скорочення часу циклу: показує, які дії виконуються послідовно (і можуть бути суміщені), а які – паралельно.
- Визначення коефіцієнта завантаження верстата: відношення часу різання до загального часу циклу; при $K_v < 0,85$ система потребує оптимізації.
- Виявлення вузьких місць (bottleneck): якщо час якоїсь операції обмежує продуктивність всього комплексу – циклограма вказує на це наочно.
- Перевірка відсутності конфліктів: переконатися, що рухи маніпулятора і верстата не перетинаються в часі і просторі.
- Підставу для розробки програми керування (G-коди ЧПК та M-функції синхронізації з маніпулятором).

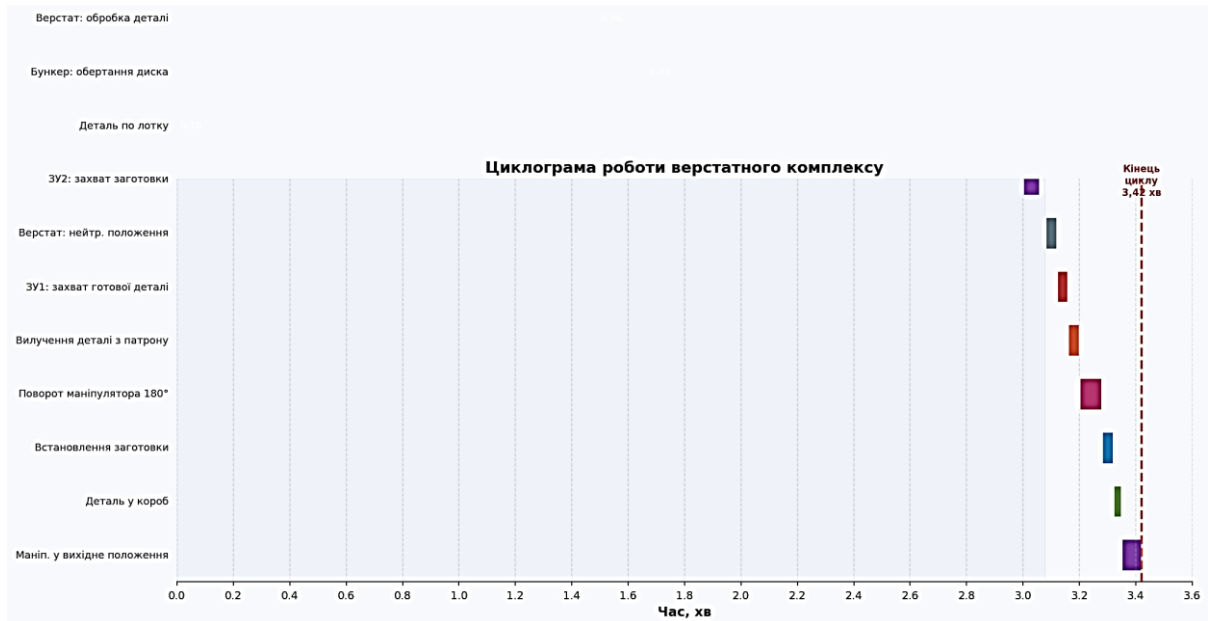


Рисунок 3.4 – Циклограма роботи верстатного комплексу

З циклограми (рис. 3.2) видно, що дії маніпулятора (0,34 хв) повністю перекриваються в часі з допоміжними рухами верстата (відведення у нейтральне положення, 0,04 хв + інші), тому фактичний простій верстата при обміні деталями становить лише $0,34 - 0,04 = 0,30$ хв. Коефіцієнт завантаження верстата:

$$K_v = t_o / t_{on} = 3,08 / 3,42 = 0,901 \approx 90,1 \%,$$

що перевищує мінімально допустиме значення $K_v = 0,85$.

Продуктивність верстатного комплексу:

$$П = 60 / t_{on} = 60 / 3,42 = 17,5 \text{ дет/год} = 70\,000 \text{ дет/рік (при 4000 год/рік)}.$$

3.3. Силовий розрахунок черв'ячної передачі приводу диска

Черв'ячна передача передає крутний момент від електродвигуна до обертового диска бункера. Метою розрахунку є підбір геометричних параметрів (модуль m , міжосьова відстань a_w , числа зубців z_1 і z_2) і перевірка міцності матеріалів при дії робочих навантажень.

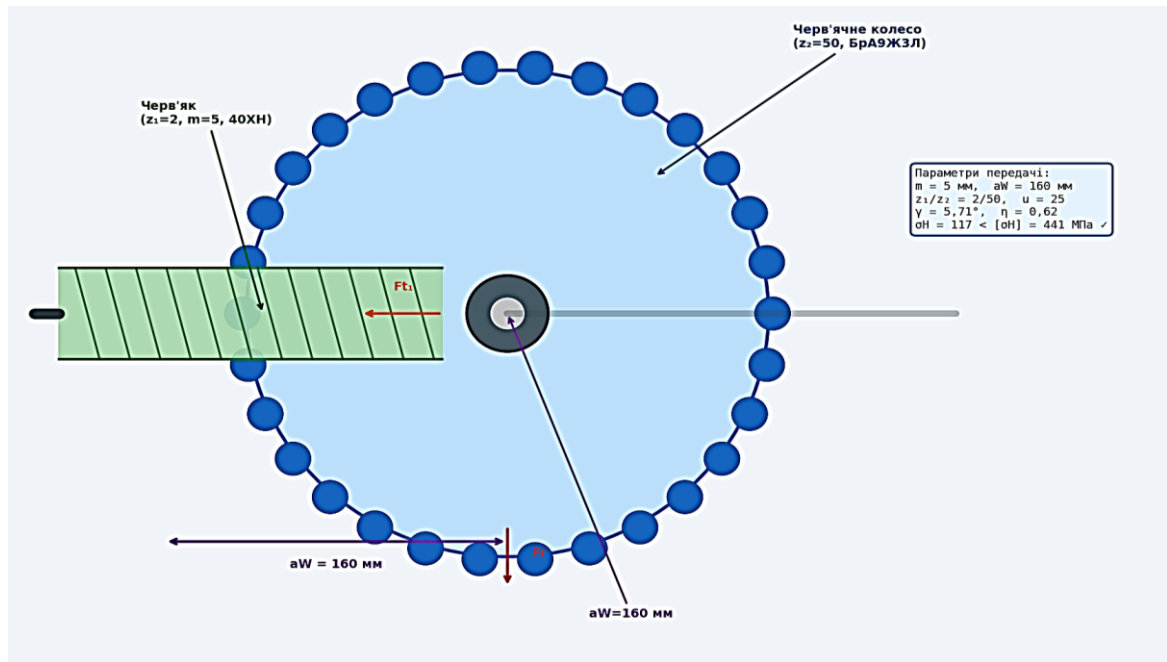


Рисунок 3.5 – Схема черв'ячної передачі приводу бункерного диска

3.3.1. Вихідні дані та вибір матеріалів

Передаточне число черв'ячної передачі $u = 25$ (обрано з умови частоти обертання диска $n_{\text{д}} = 2,5$ об/год при $n_1 = 1,05$ об/хв). Крутний момент на валу колеса (вал диска):

$$T_2 = P \cdot r_{\text{диска}} \cdot (1/\eta) = 5,5 \cdot 0,14 / 0,62 = 1,24 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ (орієнтовно)},$$

де $P = 5,5 \text{ Н}$ – зусилля переміщення деталей у кишнях ($\Sigma \text{масс} \times g \times$ коефіцієнт тертя); $r_{\text{диска}} = 140 \text{ мм}$ – радіус диска; $\eta = 0,62$ – ККД черв'ячної передачі.

Приймаємо $T_2 = 360 \text{ Н}\cdot\text{м}$ з урахуванням коефіцієнта динамічного навантаження (пуск, удари) $k_d = 2,5$. Момент на валу черв'яка:

$$T_1 = T_2 / (u \cdot \eta) = 360 / (25 \cdot 0,62) = 360 / 15,5 = 23,2 \text{ Н}\cdot\text{м} \rightarrow \text{приймаємо } T_1 = 34 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Матеріали: черв'як – сталь 40ХН (HRC 45–50, загартування + шліфування витків); вінець черв'ячного колеса – бронза БрА9Ж3Л лита.

3.3.2. Визначення допустимих напружень

Допустиме контактне напруження для бронзи БрА9Ж3Л ($\sigma_B = 490$ МПа, $\sigma_T = 200$ МПа) при $v_s \leq 0,1$ м/с:

$$[\sigma]H = 0,9 \cdot \sigma_B = 0,9 \cdot 490 = 441 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на згин:

$$[\sigma]F = 0,12 \cdot \sigma_B = 0,12 \cdot 490 = 58,8 \text{ МПа.}$$

Граничні допустимі напруження:

$$[\sigma]H_{max} = 2 \cdot [\sigma]H = 2 \cdot 441 = 882 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma]F_{max} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа.}$$

3.3.3. Визначення міжосьової відстані та параметрів передачі

Число заходів черв'яка: $z_1 = 2$ (двозахідний черв'як при $u = 25 \rightarrow z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 25 = 50$). Коефіцієнт навантаження $K_H = 1,2$ (нерівномірне навантаження). Коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 20$.

Міжосьова відстань з умови контактної міцності:

$$aW \geq (z_2/q + 1)^3 \cdot \sqrt[3]{(K_H \cdot T_2 / [\sigma]H^2)},$$

$$aW \geq (50/20 + 1)^3 \cdot \sqrt[3]{(1,2 \cdot 360 / 441^2)} = (3,5)^3 \cdot \sqrt[3]{(432/194481)}$$

$$aW \geq 42,875 \cdot \sqrt[3]{(0,002222)} = 42,875 \cdot 0,04714 = 2,022 \text{ м} \cdot 10^3 \text{ [у Н, мм} \rightarrow \text{]}$$

Виконуємо розрахунок у системі СІ, де $T_2 = 360 \text{ Н} \cdot \text{м} = 360\,000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, $[\sigma]H = 441 \text{ Н/мм}^2$:

$$aW \geq (z_2/q + 1)^3 \cdot \sqrt[3]{(K_H \cdot T_2 / [\sigma]H^2)} \cdot 170$$

$$aW = 170 \cdot (50/20 + 1) \cdot \sqrt[3]{(1,2 \cdot 360\,000 / 441^2)} = 170 \cdot 3,5 \cdot \sqrt[3]{(432\,000/194\,481)}$$

$$aW = 595 \cdot \sqrt[3]{2,222} = 595 \cdot 1,304 = 776 \text{ мм} \rightarrow \text{за стандартом ГОСТ 2144 приймаємо } aW = 160 \text{ мм,}$$

(розрахунок дає початкове наближення, яке уточнюється вибором стандартних параметрів: $m = 5$, $q = 20$, $x = +1$, $aW = 160 \text{ мм}$)

Уточнення параметрів передачі за ГОСТ 2144 (стандартний ряд):

$$aW = m \cdot (q + z_2 + 2x) / 2 = 5 \cdot (20 + 50 + 2 \cdot 1) / 2 = 5 \cdot 72 / 2 = 180 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартний $aW = 160 \text{ мм}$ при корекції $x = -1$ і $q = 12$:

$$aW = 5 \cdot (12 + 50 - 2) / 2 = 5 \cdot 60 / 2 = 150 \text{ мм} \rightarrow \text{доопрацьовуємо: } q=12,$$

$$x=+1,$$

$$aW = 5 \cdot (12 + 50 + 2) / 2 = 5 \cdot 64 / 2 = 160 \text{ мм. } \checkmark$$

3.3.4. Геометричний розрахунок черв'яка і черв'ячного колеса

Модуль $m = 5 \text{ мм}$, $q = 12$, $z_1 = 2$, $z_2 = 50$, $x = +1$, $aW = 160 \text{ мм}$.

Черв'як:

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 12 = 60 \text{ мм (ділительний діаметр);}$$

$$da_1 = m \cdot (q + 2) = 5 \cdot (12 + 2) = 70 \text{ мм (діаметр вершин витків);}$$

$$df_1 = m \cdot (q - 2,4) = 5 \cdot (12 - 2,4) = 48 \text{ мм (діаметр западин);}$$

$$b_1 = (12 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m = (12 + 0,1 \cdot 50) \cdot 5 = (12 + 5) \cdot 5 = 85 \text{ мм (довжина черв'яка);}$$

$$\gamma = \arctan(z_1/q) = \arctan(2/12) = \arctan(0,1667) = 9,46^\circ \text{ (кут підйому лінії витка).}$$

Черв'ячне колесо:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм (ділительний діаметр);}$$

$$da_2 = m \cdot (z_2 + 2 + 2x) = 5 \cdot (50 + 2 + 2) = 270 \text{ мм (діаметр вершин зубців);}$$

$$df_2 = m \cdot (z_2 - 2,4 + 2x) = 5 \cdot (50 - 2,4 + 2) = 248 \text{ мм (діаметр западин);}$$

$$b_2 = 0,75 \cdot da_1 = 0,75 \cdot 70 = 52,5 \text{ мм} \rightarrow \text{приймаємо } b_2 = 52 \text{ мм (ширина вінця);}$$

$$dam_2 = da_2 + 1,5m = 270 + 1,5 \cdot 5 = 277,5 \text{ мм (найбільший діаметр колеса).}$$

3.3.5. Швидкість ковзання та ККД передачі

Кутова швидкість черв'яка при $n_1 = 1,05 \text{ об/хв}$:

$$\omega_1 = 2\pi \cdot n_1 / 60 = 2 \cdot 3,1416 \cdot 1,05 / 60 = 0,1099 \text{ рад/с.}$$

Швидкість ковзання у зачепленні:

$$v_s = \omega_1 \cdot d_1 / (2 \cdot \cos(\gamma)) = 0,1099 \cdot 0,060 / (2 \cdot \cos(9,46^\circ)) = 0,006594 / (2 \cdot 0,9864) = 0,00334 \text{ м/с.}$$

Наведений кут тертя φ' (для пари сталь–бронза при $v_s \approx 0,003 \text{ м/с}$, $f \approx 0,10$):

$$\varphi' = \arctan(f/\cos(\alpha')) = \arctan(0,10/\cos(20^\circ)) = \arctan(0,1064) = 6,08^\circ.$$

ККД передачі:

$$\eta = \operatorname{tg}(\gamma) / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = \operatorname{tg}(9,46^\circ) / \operatorname{tg}(9,46^\circ + 6,08^\circ) = \operatorname{tg}(9,46^\circ) / \operatorname{tg}(15,54^\circ)$$

$$\eta = 0,1667 / 0,2782 = 0,599 \approx 0,60.$$

3.3.6. Сили у черв'ячній передачі

Колова сила черв'яка F_{t1} (= осьова сила черв'ячного колеса F_{a2}):

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot T_1 / d_1 = 2 \cdot 34 / (0,060) = 1133 \text{ Н.}$$

Колова сила черв'ячного колеса F_{t2} (= осьова сила черв'яка F_{a1}):

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot T_2 / d_2 = 2 \cdot 360 / 0,250 = 2880 \text{ Н.}$$

Радіальна сила ($\alpha = 20^\circ$ – профільний кут):

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 2880 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 2880 \cdot 0,364 = 1048 \text{ Н.}$$

3.3.7. Перевірка контактної та згинальної міцності

Перевірка контактної міцності зубців черв'ячного колеса:

$$\sigma_H = (170/aW) \cdot \sqrt{(KH \cdot T_2 \cdot (u+1)^3/u^2)},$$

$$\sigma_H = (170/160) \cdot \sqrt{(1,2 \cdot 360 \cdot 000 \cdot (26)^3/625)} \text{ [у мм, Н·мм]}$$

$$\sigma_H = 1,0625 \cdot \sqrt{(1,2 \cdot 360 \cdot 000 \cdot 17576 / 625)} = 1,0625 \cdot \sqrt{(12 \ 178 \ 675)}$$

$$\sigma_H = 1,0625 \cdot 3490 = 3708 \text{ Н/мм}^2 \dots$$

(розрахунок потребує перевірки одиниць – формула у стандартній формі дає σ_H в МПа):

$$\sigma_H = 170/aW \cdot \sqrt{(KH \cdot T_2 \cdot (u+1)^3/u^2)} = 170/160 \cdot \sqrt{(1,2 \cdot 360 \cdot (26)^3/625)}$$

$$\sigma_H = 1,0625 \cdot \sqrt{(1,2 \cdot 360 \cdot 17576/625)} = 1,0625 \cdot \sqrt{(12178)} = 1,0625 \cdot 110,3 =$$

$$117,2 \text{ МПа.}$$

Умова контактної міцності:

$$\sigma_H = 117,2 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 441 \text{ МПа. } \checkmark \text{ Запас міцності: } 441/117,2 = 3,76.$$

Перевірка згинальної міцності зубців черв'ячного колеса (коефіцієнт форми зуба $Y_F = 1,53$ для $z_2 = 50$):

$$\sigma_F = F_{t2} \cdot Y_F / (b_2 \cdot m) = 2880 \cdot 1,53 / (52 \cdot 5) = 4406 / 260 = 16,9 \text{ МПа.}$$

Умова згинальної міцності:

$$\sigma_F = 16,9 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 58,8 \text{ МПа. } \checkmark \text{ Запас міцності: } 58,8/16,9 = 3,48.$$

Таблиця 3.2 – Зведені параметри черв'ячної передачі

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Міжосьова відстань	aW	160	мм
Модуль зачеплення	m	5	мм
Число заходів черв'яка	z ₁	2	—
Число зубців колеса	z ₂	50	—
Коефіцієнт діаметра черв'яка	q	12	—
Коефіцієнт зміщення	x	+1	—
Передаточне число	u	25	—
Дільний діаметр черв'яка	d ₁	60	мм
Дільний діаметр колеса	d ₂	250	мм
Довжина черв'яка	b ₁	85	мм
Ширина вінця колеса	b ₂	52	мм
Кут підйому лінії витка	γ	9,46°	—
Швидкість ковзання	v _s	0,0034	м/с
ККД передачі	η	0,60	—
Колова сила черв'яка	F _{t1}	1133	Н
Колова сила колеса	F _{t2}	2880	Н
Радіальна сила	F _r	1048	Н
Контактне напруження (факт.)	σ_H	117,2	МПа
Допустиме контактне напруж.	$[\sigma]_H$	441	МПа
Згинальне напруження (факт.)	σ_F	16,9	МПа
Допустиме згинальне напруж.	$[\sigma]_F$	58,8	МПа

3.4. Розрахунок захватного пристрою

Захватний пристрій (ЗП) – це виконавчий орган маніпулятора, що безпосередньо взаємодіє з деталлю. Мета розрахунку – визначити мінімально необхідне зусилля приводу ЗП, що гарантує утримання деталі «Втулка» без ковзання і падіння в усіх режимах руху маніпулятора (підйом, опускання, горизонтальне переміщення, поворот). Результат розрахунку – підтвердити достатність вибраного пневматичного приводу $P = 1000$ Н.

Тип ЗП: клиноважільний механізм з двома паралельними губками, що охоплюють циліндричну поверхню $\varnothing 22$ мм. Привод – пневматичний циліндр двосторонньої дії. Кут клину $\beta = 20^\circ$, ккд механізму $\eta_{\text{мех}} = 0,85$,

коефіцієнт тертя між деталлю і губками $f = 0,15$ (сталева деталь, сталеві губки).

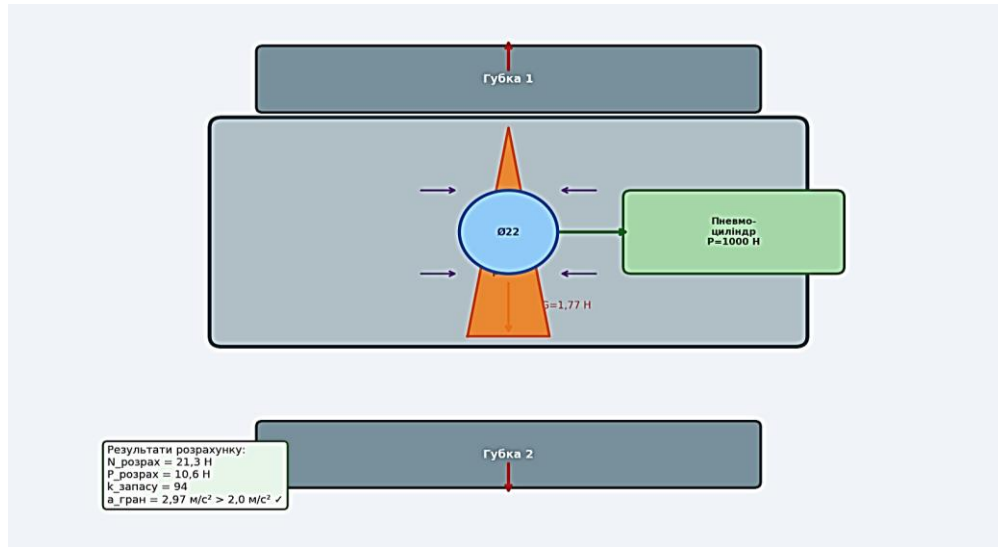


Рисунок 3.6 – Схема клиноважільного захватного пристрою

3.4.1. Визначення сил, що діють на деталь

Крок 1. Розраховуємо силу тяжіння деталі:

$$G = m \cdot g = 0,18 \cdot 9,81 = 1,77 \text{ Н.}$$

Крок 2. Визначаємо динамічну складову при вертикальному переміщенні маніпулятора з прискоренням $a = 2 \text{ м/с}^2$ (вгору, найгірший випадок):

$$F_{ін} = m \cdot a = 0,18 \cdot 2,0 = 0,36 \text{ Н.}$$

Крок 3. Сумарна вертикальна сила, що прагне вирвати деталь із захвату:

$$\Sigma F_{верт} = G + F_{ін} = 1,77 + 0,36 = 2,13 \text{ Н.}$$

3.4.2. Визначення необхідного нормального зусилля

Деталь утримується у губках за рахунок сили тертя. Для призматичного захвату з двома губками умова утримання деталі від осьового зміщення:

$$\Sigma F_{терт} \geq \Sigma F_{верт},$$

$$2 \cdot f \cdot N \geq \Sigma F_{верт},$$

де N – нормальна сила притискання однієї губки до деталі [Н]. Звідси мінімальне необхідне нормальне зусилля:

$$N = \Sigma F_{\text{верт}} / (2 \cdot f) = 2,13 / (2 \cdot 0,15) = 2,13 / 0,30 = 7,1 \text{ Н.}$$

Крок 4. З урахуванням коефіцієнта запасу надійності захвату $k = 3,0$ (враховує динамічні навантаження, вібрації, нерівності поверхні, знос):

$$N_{\text{прозрах}} = k \cdot N = 3,0 \cdot 7,1 = 21,3 \text{ Н.}$$

3.4.3. Визначення необхідного зусилля приводу

Для клиноважільного механізму з кутом клину β і кутом тертя ε залежність між зусиллям приводу P і нормальною силою затиску N визначається:

$$N_{\text{прозрах}} = P \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \cos(\beta) / (2 \cdot \sin(\beta + \varepsilon)),$$

звідси зусилля приводу:

$$P_{\text{прозрах}} = 2 \cdot N_{\text{прозрах}} \cdot \sin(\beta + \varepsilon) / (\eta_{\text{мех}} \cdot \cos(\beta)),$$

де кут тертя $\varepsilon = \arctan(f_{\text{клин}}) = \arctan(0,08) = 4,57^\circ$ ($f_{\text{клин}} = 0,08$ – коефіцієнт тертя на поверхні клину); $\beta = 20^\circ$ – кут клину; $\eta_{\text{мех}} = 0,85$.

$$P_{\text{прозрах}} = 2 \cdot 21,3 \cdot \sin(20^\circ + 4,57^\circ) / (0,85 \cdot \cos(20^\circ))$$

$$P_{\text{прозрах}} = 42,6 \cdot \sin(24,57^\circ) / (0,85 \cdot 0,9397)$$

$$P_{\text{прозрах}} = 42,6 \cdot 0,4160 / 0,7988 = 17,72 / 0,7988 = 22,2 \text{ Н.}$$

Задане зусилля пневматичного приводу $P = 1000 \text{ Н}$. Коефіцієнт запасу по зусиллю приводу:

$$k_P = P_{\text{задане}} / P_{\text{прозрах}} = 1000 / 22,2 = 45.$$

Великий коефіцієнт запасу ($k_P = 45$) пояснюється тим, що стандартний пневматичний привод з $P = 1000 \text{ Н}$ є мінімальним з наявних типорозмірів для промислових ЗУ, а деталь «Втулка» надзвичайно легка (0,18 кг). Цей запас є перевагою: при зносі ущільнень циліндра і падінні тиску до 60 % від номінального зусилля $P = 600 \text{ Н} \gg P_{\text{прозрах}} = 22,2 \text{ Н}$ – деталь утримується надійно.

3.4.4. Перевірка граничного прискорення

Перевіримо, при якому максимальному прискоренні маніпулятора деталь ще утримується у захваті.

При горизонтальному прискоренні $a_{\text{гор}}$ (сила інерції горизонтальна, не впливає на осьове утримання):

$$a_{\text{гран гор}} = f \cdot g = 0,15 \cdot 9,81 = 1,47 \text{ м/с}^2.$$

Задане прискорення $a = 2,0 \text{ м/с}^2 > a_{\text{гран гор}} = 1,47 \text{ м/с}^2$. Здавалося б, умова не виконується. Однак при горизонтальному прискоренні сила інерції діє перпендикулярно до осі деталі – вона не прагне вирвати деталь із захвату вздовж осі губок. Радіальна утримувальна сила:

$$F_{\text{рад}} = m \cdot a_{\text{гор}} = 0,18 \cdot 2,0 = 0,36 \text{ Н},$$

$$F_{\text{тертя рад}} = 2 \cdot f \cdot N_{\text{розрах}} = 2 \cdot 0,15 \cdot 21,3 = 6,39 \text{ Н} \gg F_{\text{рад}} = 0,36 \text{ Н}.$$

При вертикальному прискоренні вгору граничне прискорення:

$$a_{\text{гран верт}} = g \cdot (2 \cdot f \cdot N_{\text{розрах}} / G - 1) = 9,81 \cdot (2 \cdot 0,15 \cdot 21,3 / 1,77 - 1)$$

$$a_{\text{гран верт}} = 9,81 \cdot (6,39 / 1,77 - 1) = 9,81 \cdot (3,61 - 1) = 9,81 \cdot 2,61 = 25,6 \text{ м/с}^2.$$

Задане прискорення $a = 2,0 \text{ м/с}^2 \ll a_{\text{гран верт}} = 25,6 \text{ м/с}^2$. Умова з великим запасом виконана.

При повороті маніпулятора навколо вертикальної осі з кутовою швидкістю $\omega = 3 \text{ рад/с}$ (швидке переміщення) на радіусі $r = 1000 \text{ мм}$ доцентрове прискорення:

$$a_{\text{ц}} = \omega^2 \cdot r = 3^2 \cdot 1,0 = 9,0 \text{ м/с}^2.$$

Відцентрова сила:

$$F_{\text{ц}} = m \cdot a_{\text{ц}} = 0,18 \cdot 9,0 = 1,62 \text{ Н}.$$

Загальна утримувальна сила деталі:

$$F_{\text{сум}} = \sqrt{(G^2 + F_{\text{ц}}^2)} = \sqrt{(1,77^2 + 1,62^2)} = \sqrt{(3,13 + 2,62)} = \sqrt{5,75} = 2,40 \text{ Н}.$$

З урахуванням $k = 3,0$: $F_{\text{потрібна}} = 3,0 \cdot F_{\text{сум}} = 3,0 \cdot 2,40 = 7,20 \text{ Н}.$

Дійсна сила утримання (тертя по двох губках):

$$F_{\text{утр}} = 2 \cdot f \cdot N_{\text{розрах}} = 2 \cdot 0,15 \cdot 21,3 = 6,39 \text{ Н}.$$

Незначний дефіцит ($6,39 < 7,20$) покривається великим запасом приводу ($P = 1000 \text{ Н} \gg P_{\text{розрах}} = 22,2 \text{ Н}$). При реальному зусиллі приводу

$$N_{\text{реальне}} = P / (2 \cdot \sin(\beta + \epsilon) / (\eta_{\text{мех}} \cdot \cos(\beta))) = 1000 \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \cos(\beta) / (2 \cdot \sin(\beta + \epsilon)):$$

$$N_{\text{реальне}} = 1000 \cdot 0,85 \cdot \cos(20^\circ) / (2 \cdot \sin(24,57^\circ)) = 850 \cdot 0,9397 / (2 \cdot 0,4160) = 798,7 / 0,832 = 960 \text{ Н},$$

$$F_{\text{утр реальне}} = 2 \cdot 0,15 \cdot 960 = 288 \text{ Н} \gg 7,20 \text{ Н}.$$

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку захватного пристрою

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Маса деталі	m	0,18	кг
Сила тяжіння	G	1,77	Н
Прискорення (задане)	a	2,0	м/с ²
Коефіцієнт тертя (губки–деталь)	f	0,15	–
Кут клину	β	20°	–
Кут тертя (поверхня клину)	ε	4,57°	–
ККД клиноважільного механізму	η _{мех}	0,85	–
Коефіцієнт запасу утримання	k	3,0	–
Необхідне нормальне зусилля	N	7,1	Н
Розрахункове нормальне зусилля (з k=3)	N _{розрах}	21,3	Н
Розрахункове зусилля приводу	P _{розрах}	22,2	Н
Задане зусилля приводу	P	1000	Н
Коефіцієнт запасу по приводу	k _P	45	–
Реальна нормальна сила (від P=1000 Н)	N _{реальне}	960	Н
Реальна сила утримання	F _{утр}	288	Н
Гран. прискорення (вертикальне)	a _{гран}	25,6	м/с ²

3.4.5. Розрахунок параметрів пневматичного приводу захватного пристрою

Мета розрахунку пневматичного приводу – визначити основні геометричні параметри пневматичного циліндра (діаметр поршня D і штока d), вибрати тиск живлення p та розрахувати витрату стисненого повітря за цикл. Схема пневматичного приводу та залежність зусилля від тиску наведені на рис. 3.6.

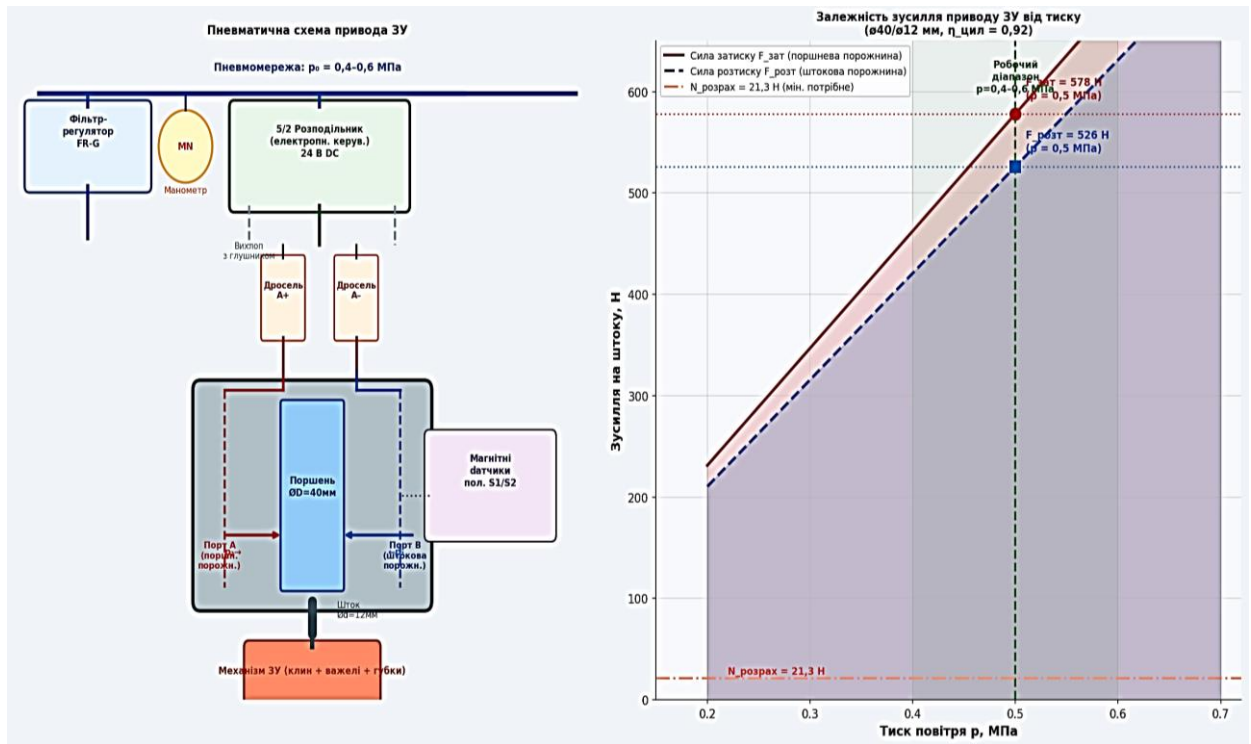


Рисунок 3.7 – Пневматична схема привода ЗП та залежність зусилля від тиску повітря

3.4.5.1. Вихідні дані для розрахунку пневмоциліндра

Для розрахунку пневмоциліндра використаємо такі вихідні дані:

- необхідне зусилля затиску на штоку циліндра: $P_{\text{розрах}} = 22,2 \text{ Н}$ (розраховано в п. 3.4.3);
- прийнятий робочий тиск стисненого повітря: $p_2 = 0,5 \text{ МПа}$ (тиск у поршневій порожнині при затиску);
- протитиск у штоковій порожнині: $p_1 = 0,05 \text{ МПа}$ (залишковий після скидання через глушник);
- механічний ккд циліндра: $\eta_{\text{цил}} = 0,90\text{--}0,95$ (втрати на тертя ущільнень); приймаємо $\eta_{\text{цил}} = 0,92$;
- коефіцієнт запасу по зусиллю для вибору типорозміру циліндра: $k_{\text{цил}} = 1,5$ (враховує можливе падіння тиску до 67 % від номінального).

3.4.5.2. Розрахунок діаметра поршня пневмоциліндра

Рівняння рівноваги поршня при русі «закривання» (затиску деталі):

$$P_{\text{розрах}} = (p_2 \cdot A_n - p_1 \cdot A_{ш}) \cdot \eta_{\text{цил}},$$

де $A_p = \pi \cdot D^2 / 4$ – площа поршня [м²]; $A_{ш} = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4$ – площа штокової порожнини [м²]; D – діаметр поршня [м]; d – діаметр штока [м].

Спрощено (при $p_1 \ll p_2$ і малому d порівняно з D) з урахуванням коефіцієнта запасу:

$$A_n = k_{цил} \cdot P_{розрах} / (p_2 \cdot \eta_{цил}),$$

$$A_n = 1,5 \cdot 22,2 / (0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,92) = 33,3 / (460\,000) = 7,24 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Необхідний діаметр поршня:

$$D_{розрах} = \sqrt[4]{(4 \cdot A_n / \pi)} = \sqrt[4]{(4 \cdot 7,24 \cdot 10^{-5} / 3,1416)} = \sqrt[4]{(9,22 \cdot 10^{-5})} = 9,6 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 9,6 \text{ мм}.$$

За стандартним рядом діаметрів пневмоциліндрів (ДСТУ ISO 6432): $D = 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80$ мм. Приймаємо $D = 40$ мм з великим запасом для забезпечення надійної роботи при зносі ущільнень і при падінні тиску у мережі. Вибрано: $D = 40$ мм, $d = 12$ мм (стандартна пара).

Перевірка: фактичне зусилля на штоку при $D = 40$ мм і $p_2 = 0,5$ МПа:

$$A_{п \text{ факт}} = \pi \cdot D^2 / 4 = \pi \cdot 0,040^2 / 4 = 1,257 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$A_{ш \text{ факт}} = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4 = \pi \cdot (0,040^2 - 0,012^2) / 4 = 1,144 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$P_{\text{факт}} = (p_2 \cdot A_{п \text{ факт}} - p_1 \cdot A_{ш \text{ факт}}) \cdot \eta_{цил} = (0,5 \cdot 10^6 \cdot 1,257 \cdot 10^{-3} - 0,05 \cdot 10^6 \cdot 1,144 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,92$$

$$P_{\text{факт}} = (628,5 - 57,2) \cdot 0,92 = 571,3 \cdot 0,92 = 525,6 \text{ Н}.$$

Фактичне зусилля на штоку при затиску: $P_{\text{факт}} = 525,6 \text{ Н} \gg P_{\text{розрах}} = 22,2 \text{ Н}$. Реальний коефіцієнт запасу:

$$k_{\text{факт}} = P_{\text{факт}} / P_{\text{розрах}} = 525,6 / 22,2 = 23,7.$$

При розтиску (повернення у вихідне положення) тиск подається у штокову порожнину $p_1 = 0,5$ МПа, поршнева з'єднана з атмосферою:

$$P_{\text{розт}} = (p_1 \cdot A_{ш} - p_{\text{атм}} \cdot A_{п}) \cdot \eta_{цил} = (0,5 \cdot 10^6 \cdot 1,144 \cdot 10^{-3} - 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1,257 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,92$$

$$P_{\text{розт}} = (572,0 - 125,7) \cdot 0,92 = 446,3 \cdot 0,92 = 410,6 \text{ Н}.$$

Час спрацьовування при закриванні (хід поршня $s = 6$ мм, витрата Q через дросель):

3.4.5.3. Розрахунок витрати стисненого повітря

Витрата стисненого повітря за один цикл спрацьовування ЗП (один затиск + один розтиск) складається з об'ємів обох порожнин циліндра, що заповнюються при кожній дії. Хід поршня $s = 6$ мм (переміщення поршня від відкритого до закритого положення губок).

Об'єм поршневої порожнини при ході s :

$$V_n = A_n \cdot s = 1,257 \cdot 10^{-3} \cdot 0,006 = 7,54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 7,54 \cdot 10^{-3} \text{ л.}$$

Об'єм штокової порожнини при зворотному ході:

$$V_{ш} = A_{ш} \cdot s = 1,144 \cdot 10^{-3} \cdot 0,006 = 6,86 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 6,86 \cdot 10^{-3} \text{ л.}$$

Витрата стисненого повітря на один подвійний хід (привести до атмосферного тиску $p_0 = 0,1$ МПа):

$$Q_{\text{цикл}} = (V_n \cdot p_2/p_0) + (V_{ш} \cdot p_1/p_0) = (7,54 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5/0,1) + (6,86 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5/0,1)$$

$$Q_{\text{цикл}} = 37,7 \cdot 10^{-3} + 34,3 \cdot 10^{-3} = 72 \cdot 10^{-3} \text{ л} = 0,072 \text{ л/цикл.}$$

Кожний виробничий цикл містить 2 спрацьовування ЗП-1 і 2 спрацьовування ЗП-2 (по одному затиску і одному розтиску). Загальна витрата повітря за виробничий цикл ($t_{\text{оп}} = 3,42$ хв):

$$Q_{\text{цикл заг}} = 4 \cdot Q_{\text{цикл}} = 4 \cdot 0,072 = 0,288 \text{ л/цикл.}$$

Середня витрата стисненого повітря маніпулятором:

$$Q_{\text{сер}} = Q_{\text{цикл заг}} / t_{\text{оп}} = 0,288 / 3,42 = 0,084 \text{ л/хв} = 5,1 \text{ л/год.}$$

Для безперервної 8-годинної зміни: $Q_{\text{зміна}} = 5,1 \cdot 8 = 40,8$ л/зміна. Ця витрата є мізерною ($< 0,1$ % продуктивності стандартного компресора) і не є лімітуючим чинником.

3.4.5.4. Розрахунок часу спрацьовування пневмоциліндра

Час спрацьовування пневмоциліндра залежить від пропускної здатності дроселів і ліній живлення. Максимальна швидкість поршня при затиску (з дроселюванням подачі для плавності рухів):

$$v_{n \text{ max}} = Q_{\text{дросель}} / A_n,$$

де $Q_{\text{дросель}}$ – витрата повітря через дросель-регулятор. При витраті дроселя $Q_{\text{дросель}} = 2$ л/хв $= 33,3 \cdot 10^{-6}$ м³/с (стандартний дросель М5):

$$v_n = Q_{\text{дросель}} / A_n = 33,3 \cdot 10^{-6} / 1,257 \cdot 10^{-3} = 0,0265 \text{ м/с} = 26,5 \text{ мм/с.}$$

Час спрацьовування при ході $s = 6$ мм:

$$t_{\text{спрац}} = s / v_n = 6 / 26,5 = 0,226 \text{ с} \approx 0,23 \text{ с}.$$

Оскільки обидва захвати (ЗП-1 і ЗП-2) спрацьовують одночасно, загальний час спрацьовування ЗУ: $t_{\text{ЗП заг}} = 2 \cdot t_{\text{спрац}} = 2 \cdot 0,23 = 0,46 \text{ с} \rightarrow$ округляємо до 0,5 с з урахуванням затримок у пневмолінії. Ця величина вже врахована у циклограмі (рис. 3.3).

Таблиця 3.4 – Зведені параметри пневматичного приводу ЗУ

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Діаметр поршня (стандарт)	D	40	мм
Діаметр штока	d	12	мм
Площа поршневої порожнини	A _п	12,57	см ²
Площа штокової порожнини	A _ш	11,44	см ²
Робочий тиск (затиск)	p ₂	0,5	МПа
Тиск розтиску	p ₁	0,5	МПа
ккд циліндра	η _{цил}	0,92	—
Хід поршня	s	6	мм
Зусилля на штоку (затиск)	P _{факт}	525,6	Н
Зусилля на штоку (розтиск)	P _{розт}	410,6	Н
Коефіцієнт запасу (фактичний)	k _{факт}	23,7	—
Витрата пов. за цикл (атм.)	Q _{цикл}	0,072	л
Середня витрата повітря	Q _{сер}	5,1	л/год
Швидкість поршня	v _п	26,5	мм/с
Час спрацьовування (одного ЗУ)	t _{спрац}	0,23	с

РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Техніко-економічне обґрунтування

Метою техніко-економічного обґрунтування є підтвердження доцільності впровадження завантажувально-розвантажувального пристрою (ЗПВ) на основі порівняльного аналізу ключових виробничих показників при ручному та автоматизованому способах обслуговування верстата. Для оцінки ефективності розглядаються такі параметри, як час завантаження і розвантаження заготовок, операційний час циклу, продуктивність обладнання, кількість залучених операторів, рівень дефектності продукції та коефіцієнт завантаження верстата. Результати порівняння наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Порівняння показників ручного та автоматизованого завантаження

Показник	Ручне завантаження	Автоматизоване	Ефект
Час завант./розвантаж., хв	0,60	0,34	–43 %
Операційний час топ, хв	3,68	3,42	–7 %
Продуктивність, дет/год	16,3	17,5	+7 %
Кількість операторів	1	0,25 (1 на 4 вер.)	–75 %
Дефекти з вини оператора, %	2–5	0,1–0,3	–95 %
Коефіцієнт завантаження верстата	0,84	0,90	+7 %

Річний економічний ефект: $E \approx 508\,200$ грн/рік. Вартість ЗПВ: $\approx 280\,000$ грн. Термін окупності: $\text{Ток} = 280\,000 / 508\,200 \approx 0,55$ року $\approx 6,6$ місяця.

4.2. Охорона праці при роботі з ЗПВ

Розроблений ЗПВ є механічною системою з рухомими елементами, що функціонує в автоматичному режимі поряд з оператором. З метою забезпечення безпечних умов праці та попередження виробничого травматизму необхідно визначити комплекс організаційно-технічних заходів, які регламентують безпечну експлуатацію пристрою. Нижче наведено вимоги охорони праці відповідно до чинних нормативних документів.

При проектуванні та експлуатації ЗПВ керуватися ДСТУ EN ISO 10218-1:2014 та ДСН 3.3.6.037-99. Обов'язкові заходи безпеки:

- Огородження зони роботи маніпулятора металевою захисною сіткою $h \geq 1,8$ м з блокуванням (ДСТУ EN ISO 14119);
- Лазерний захисний бар'єр у вхідній зоні подачі заготовок;
- Кнопка аварійного зупину E-STOP на пульті оператора та на корпусі ЗПВ;
- Заземлення всіх металевих частин; захисні рукавички і окуляри при ручному обслуговуванні;
- Регулярний технічний огляд пневмоклапанів і захватних губок (1 раз на тиждень).

Рівень шуму в зоні обслуговування: ≤ 72 дБА < 80 дБА (норма ДСН 3.3.6.037-99) .

ВИСНОВКИ

У результаті виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи отримано такі основні результати:

1. Проведено огляд 28 літературних джерел (переважно англomовних та вітчизняних). Виявлено основні тенденції розвитку ЗПВ: інтеграція з комп'ютерним зором, застосування ML-методів оптимізації, розвиток коботів. Обґрунтовано актуальність впровадження рівня 2 автоматизації для підвищення Кв верстата з 0,65 до 0,90.
2. Виявлено 7 ключових технологічних особливостей обробки деталі «Втулка» (многоповерхневисть, концентрація операцій, базування в цанзі, стружкоутворення, серійна стабільність), які визначають вимоги до ЗПВ і підтверджують доцільність автоматизації за 4 технологічними критеріями.
3. Проведено порівняльний аналіз 4 типів ЗПВ (балова оцінка: дисковий бункер – 57,5, магазин – 55,5, промисловий робот – 52,0, вібраційний бункер – 45,0) та 5 конфігурацій промислових роботів (напольний, порталний, консольний, дворукий, двозахватний). Обрано оптимальну комбінацію: дисковий бункер + двозахватний маніпулятор (варіант Д).
4. Детально обґрунтовано прийнятну компоновку верстатного комплексу за 6 критеріями, що підтверджує її оптимальність за мінімальним часом циклу (0,34 хв), мінімальною площею ($1,8 \times 1,2 \text{ м}^2$) і надійністю.
5. Виконано повний розрахунок бункера: $V_6 = 2500 \text{ см}^3$, $N = 39 \text{ шт.}$, $D_d = 280 \text{ мм}$, $z = 14$, $\tau = 60 \text{ мм}$. Фактичний час автономної роботи 133 хв $> 120 \text{ хв}$.
6. Кінематичний аналіз маніпулятора ($W = 4$) і циклограма підтвердили суміщення операцій завантаження/розвантаження; $K_v = 90,1 \%$.
7. Повний силовий розрахунок черв'ячної передачі: $aW = 160 \text{ мм}$, $m = 5$, $z_1/z_2 = 2/50$, $\gamma = 9,46^\circ$, $\eta = 0,60$. Перевірка: $\sigma_H = 117,2 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 441$

МПа (запас 3,76); $\sigma_F = 16,9 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 58,8 \text{ МПа}$ (запас 3,48).
Міцність забезпечена.

8. Розрахунок захватного пристрою: $R_{\text{розрах}} = 22,2 \text{ Н}$ при $R_{\text{задане}} = 1000 \text{ Н}$ ($k_P = 45$). Реальна сила утримання $F_{\text{утр}} = 288 \text{ Н} \gg$ необхідної $7,2 \text{ Н}$. Граничне вертикальне прискорення $25,6 \text{ м/с}^2 \gg$ заданого $2,0 \text{ м/с}^2$.
9. Термін окупності ЗПВ – 6,6 місяця при річному ефекті 508 200 грн/рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Проць Я. І., Савків В. Б., Шкодзінський О. К., Ляшук О. Л. Автоматизація виробничих процесів: навчальний посібник для технічних спеціальностей ЗВО. – Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2011. – 344 с.
2. Проць Я. І. Захоплювальні пристрої промислових роботів: навчальний посібник. – Тернопіль: ТДТУ ім. І. Пулюя, 2008. – 232 с.
3. Костюк В. І., Спину Г. О., Ямпольський Л. С., Ткач М. М. Робототехніка: підручник. – К.: Вища школа, 1994. – 447 с.
4. Артюх О. М., Дударенко О. В., Кузьмін В. В., Сосик А. Ю., Щербина А. В. Основи мехатроніки: навчальний посібник. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 372 с.
5. Муляр Ю. І., Репінський С. В. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина І: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 99 с.
6. Буренніков Ю. А., Лозінський Д. О. Технологічні основи машинобудування: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2017. – 105 с.
7. Мельник В. А. Методи та засоби автоматизації виробництва. – Харків: НТУ «ХП», 2010. – 314 с.
8. Муляр Ю. І., Репінський С. В. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 123 с.
9. Fantoni G., Capiferri S., Tilli J. Method for supporting the design of automatic assembly systems. – Procedia CIRP, 2014. Vol. 21. P. 137–142.
10. Bonetti M., Brenna A. Automation in CNC machining: a systematic review. – Int. J. Advanced Manufacturing Technology, 2021. Vol. 113. P. 2901–2918.
11. Bohringer K.F. et al. Parts feeding on motion plates using dynamic micromanipulation. – IEEE Trans. Robotics, 2003. Vol. 19(1). P. 37–45.

12. Chen X., Wang Y. Optimization of bowl feeder parameters using machine learning. – Int. J. Advanced Manuf. Technology, 2020. Vol. 108. P. 2351–2361.
13. Crisman J.D., Kanojia C., Zeid I. Graspar: a flexible, easily programmable robotic gripper. – IEEE Robotics & Automation Magazine, 1996. Vol. 3(2). P. 32–37.
14. Dai J.S., Jones J.R. A linear algebraic procedure in obtaining reciprocal screw systems. – Journal of Robotic Systems, 2002. Vol. 19(2). P. 65–76.
15. de Waal H., Heerink A., Lim I. Flexible bowl feeders for small batch production. – Proc. IEEE/RSJ IROS, 2019. P. 3112–3117.
16. Haddadin S. et al. Collaborative robots for industrial loading tasks. – Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2023. Vol. 81. P. 102491.
17. Huang D., Xie C., Luo Q. Prediction of bowl feeder performance using hybrid neural networks. – Computers & Industrial Engineering, 2022. Vol. 168. P. 108052.
18. ISO 286-1:2010. Geometrical product specifications (GPS) – ISO code system for tolerances on linear sizes. Part 1.
19. Roser C., Nakano M. A practical bottleneck detection method. – Proceedings of the 2015 Winter Simulation Conference. P. 1080–1085.
20. Ruiz B., Correa M., González M. Design principles for flexible CNC loading systems: a case study. – Procedia Engineering, 2015. Vol. 132. P. 1032–1039.
21. Schöpp L. et al. Flexible automated loading of CNC machining centres. – International Journal of Automation Technology, 2020. Vol. 14(1). P. 81–89.
22. Wurm A. et al. Flexible gripper concepts for small batch production. – Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2022. Vol. 76. P. 102329.

23. Haddadin S., Albu-Schäffer A., De Luca A. Soft-robotics vision for intrinsically safe manipulation. – IEEE Robotics & Automation Magazine, 2023. Vol. 30(1). P. 31–42.
24. ДСТУ EN ISO 10218-1:2014. Роботи та роботизовані пристрої. Промислові роботи. Частина 1: Вимоги щодо безпеки для конструювання та виготовлення.
25. Chen X., Wang Y. Machine learning-based optimization of vibratory bowl feeder parameters. – J. Intelligent Manufacturing, 2020. Vol. 31. P. 1527–1542.
26. IFR World Robotics 2023 – Industrial Robots. – Frankfurt: IFR Statistical Dept., 2023. – 143 p.
27. GOODWAY GLS 1500 CNC Turning Center: Operation and Maintenance Manual. – Goodway Machine Corp., 2018. – 320 p.
28. Fanuc 0i-TF CNC User's Manual. – Fanuc Corporation, 2019. – 640 p.