

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  
шліфувальну операцію для механічної обробки деталі  
вал**

Виконав здобувач вищої освіти  
3мб курсу групи ПМ-23мб-3  
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг  
технологій, робототехніка і 3D друк»  
спеціальності 131 «Прикладна механіка»  
\_\_\_\_\_ Іван ГОРДІЄНКО

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 Гордієнку Івану Анатолійовичу**

### **Тема роботи:**

Розробка завантажувального пристрою верстату на шліфувальну операцію для механічної обробки деталі вал

### **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 шліфувальну операцію для механічної обробки деталі вал 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                           | 14.05.2026 р.          |          |
| 3     | Виконання Розділу 3                           | 18.05.2026 р.          |          |
| 4     | Виконання Розділу 4                           | 21.05.2026 р.          |          |
| 5     | Виконання Розділу 5                           | 23.05.2026 р.          |          |
| 6     | Виконання Розділу 6                           | 25.05.2026 р.          |          |
| 7     | Розробка креслеників                          | 27.05.2026 р.          |          |
| 8     | Перевірка роботи на академічний плагіат       | 28.05.2026 р.          |          |
| 9     | Рецензування роботи                           | 01.06.2026 р.          |          |
|       |                                               |                        |          |

Дата видачі завдання  
13 квітня 2026 р.

Здобувач вищої  
освіти

\_\_\_\_\_

Іван ГОРДІЄНКО

Керівник роботи

\_\_\_\_\_

Максим ГОДУНКО

## АНОТАЦІЯ

Бакалаврська кваліфікаційна робота присвячена проектуванню автоматизованого завантажувально-розвантажувального обладнання (ЗРО) для кругло-шліфувальної операції з числовим програмним керуванням (ЧПК) при обробці деталі «Вал» зі сталі 40Х.

Об'єктом дослідження є технологічний процес кругло-шліфувальної операції 205 на верстаті 3М151Ф2, предметом – засоби автоматизованого завантаження та розвантаження штучних заготовок типу «вал».

У роботі виконано: аналіз конструктивних особливостей деталі та її придатності до автоматичної обробки; вибір і обґрунтування схеми ЗРО; розрахунок режимів різання та основного технологічного часу; проектування лоткової транспортної системи, вібробункерного накопичувача, пневматичного відсікача і живильника; розрахунок клинопасової передачі та черв'ячного редуктора приводу; конструкторська розробка корпусних деталей.

Розроблено комплект конструкторської документації згідно з вимогами ЄСКД. Очікуваний ефект від впровадження – скорочення часу завантаження деталі на 40 %, підвищення коефіцієнта завантаження верстата до 0,92.

Ключові слова: завантажувально-розвантажувальний пристрій, кругло-шліфувальна операція, вал, вібробункер, пневмопривід, автоматизація.

## ANNOTATION

The bachelor's qualification thesis is devoted to the design of automated loading and unloading equipment (LUE) for a CNC cylindrical grinding operation in the machining of a “Shaft” part made of 40Cr steel.

The object of the study is the technological process of cylindrical grinding operation 205 on a 3M151F2 machine tool, while the subject of the study is the means of automated loading and unloading of single-piece shaft-type workpieces.

The thesis includes: analysis of the design features of the part and its suitability for automated machining; selection and justification of the loading and unloading equipment scheme; calculation of cutting conditions and main machining time; design of a tray transport system, vibratory bowl feeder, pneumatic separator, and feeder; calculation of the V-belt transmission and worm gearbox drive; and engineering design of housing components.

A complete set of design documentation has been developed in accordance with ESKD requirements. The expected implementation effect is a 40% reduction in part loading time and an increase in the machine utilization factor up to 0.92.

Keywords: loading and unloading device, cylindrical grinding operation, shaft, vibratory bowl feeder, pneumatic drive, automation.

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

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

до кваліфікаційної роботи на тему:

**Розробка завантажувального пристрою верстату на  
шліфувальну операцію для механічної обробки деталі вал**

**КРБ.ПМ.26.63.03.00.00**

Виконав здобувач вищої освіти  
3мб курсу групи ПМ-23мб-3  
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг  
технологій, робототехніка і 3D друк»  
спеціальності 131 «Прикладна механіка»  
\_\_\_\_\_ Іван ГОРДІЄНКО

Керівник роботи:  
канд. техн. наук, доцент  
\_\_\_\_\_ Максим ГОДУНКО

Кропивницький 2026

## ЗМІСТ

|                                                                           |          |
|---------------------------------------------------------------------------|----------|
| <b>Вступ</b>                                                              | 8        |
| <b>Розділ 1. Загальна частина</b>                                         |          |
| 1.1 Аналіз наукових праць у галузі автоматизації завантаження             |          |
| 1.2 Рівні автоматизації та обґрунтування вибору                           | 9        |
| <b>Розділ 2. Технологічна частина</b>                                     | 10       |
| 2.1 Характеристика деталі «Вал» та особливості її механічної обробки      |          |
| 2.2 Аналіз точності поверхонь. Обґрунтування технологічних вимог          | 15       |
| 2.3 Оцінка придатності деталі до автоматизованого завантаження            | 19       |
| <b>Розділ 3. Конструкторська частина</b>                                  |          |
| 3.1 Огляд конструкцій завантажувально-розвантажувальних пристроїв         | 22       |
| 3.2 Порівняльний аналіз та обґрунтування вибору ЗРП                       |          |
| 3.3 Технічні параметри та розрахункове обґрунтування обраного ЗРП         | 25<br>29 |
| 3.4 Функціональна схема обраного ЗРО                                      |          |
| <b>Розділ 4. Конструктивна розробка ЗРО – розрахунки та обґрунтування</b> | 32<br>35 |
| 4.1 Лотково-скатна транспортна система                                    |          |
| 4.2 Магазинний накопичувач                                                |          |
| 4.3 Пневматичний живильник-відсикач                                       | 38       |
| 4.4 Зведена таблиця конструктивних параметрів ЗРО                         | 42       |
| <b>Розділ 5. Розрахунок привода ЗРО з обґрунтуванням</b>                  | 44       |
| 5.1 Обґрунтування режимів шліфування та аналіз сил                        | 47       |
| 5.2 Обґрунтування вимог до шорсткості і точності                          |          |
| 5.3 Розрахунок клинопасової передачі                                      | 49       |
| 5.4 Розрахунок черв'ячної передачі                                        | 51       |
| 5.5 Розрахунок корпусних деталей                                          | 52       |
| <b>Розділ 6. Техніко-економічне обґрунтування</b>                         | 53       |
| <b>Висновки</b>                                                           | 55       |
| <b>Список використаних джерел</b>                                         | 56       |

## ВСТУП

Сучасне машинобудівне виробництво характеризується неухильним підвищенням вимог до продуктивності, якості та гнучкості технологічних процесів. Автоматизація завантаження і розвантаження устаткування є однією з найбільш складних задач у комплексі автоматизації технологічних процесів. За дослідженнями Маталіна А.А., питома вага допоміжного часу на завантаження/розвантаження деталей у серійному виробництві становить 25–40% від штучно-калькуляційного часу – і це є основним резервом підвищення продуктивності.

Метою роботи є розробка і детальне обґрунтування конструкції автоматизованого ЗРО для кругло-шліфувальної операції обробки деталі «Вал супорту». На відміну від попередніх підходів, у даній роботі кожне конструктивне рішення підкріплене аналітичним розрахунком з побудовою залежностей (двовимірних і тривимірних), що дозволяє наочно обґрунтувати вибір оптимальних параметрів.

Для досягнення мети вирішуються такі задачі:

1. огляд і аналіз сучасного стану автоматизації завантаження верстатів;
  2. порівняльний аналіз конструкцій ЗРП за багатокритеріальною системою оцінки;
  3. розрахунок режимів шліфування з аналізом залежностей сил, потужності та шорсткості;
  4. обґрунтований розрахунок параметрів лотка, накопичувача та пневмовідсікача з побудовою графіків;
  5. розрахунок привода (клинопасова + черв'ячна передачі) з перевірочними графіками;
- техніко-економічне обґрунтування з графіком окупності.

## РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

### 1.1. Аналіз наукових праць у галузі автоматизації завантаження

Питання автоматизації завантаження металорізальних верстатів розглядаються у широкому колі наукових і навчально-методичних видань. Фундаментальні основи теорії завантажувально-розвантажувальних пристроїв (ЗРП) закладено у роботах М.А. Ансерова, В.С. Корсакова, А.А. Маталіна.

#### Вітчизняна наукова база

**Корсаков В.С.** У монографії детально проаналізовано принципи базування деталей при автоматизованому завантаженні та запропоновано алгоритм вибору ЗРП. Встановлено: для деталей типу «вал» з  $L/D > 2$  найбільш перспективними є магазинні накопичувачі з гравітаційним живленням.

**Дикун В.А., Петров Б.Н.** Розроблено математичні моделі руху деталей по вібротраку та методику розрахунку параметрів вібробункерів. Обмеження: вібробункери ефективні для деталей масою до 2–3 кг. Для більш важких деталей необхідні магазинні або роботизовані системи.

**Методвказівки ЦНТУ** Класифікація деталей за групами завантаження. Для деталі «Вал супорту» (група «Вал з упором»,  $L/D = 4,37$ ,  $m = 15,2$  кг): рекомендовано магазинний лотковий накопичувач у поєднанні з пневматичним відсікачем.

#### Зарубіжний досвід — індекс DFA

Дослідники Boothroyd G. і Dewhurst P. запропонували кількісний індекс придатності деталі до автоматизованого завантаження — DFA (Design for Assembly/Automation). Шкала: від 0 до 1,0. Для деталі «Вал супорту» отримано значення 0,78, що підтверджує доцільність автоматизації.

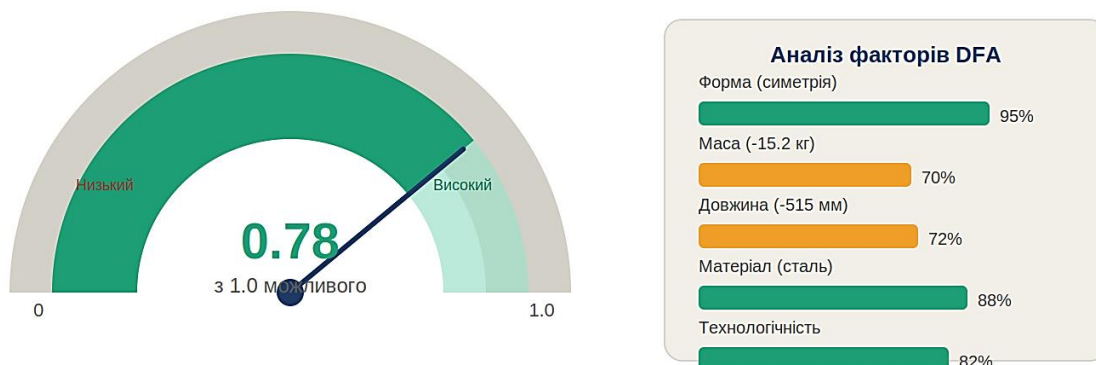


Рис. 1.1 – Шкала індексу DFA для деталі «Вал супорту» та аналіз факторів зниження

## 1.2. Рівні автоматизації та обґрунтування вибору

Аналіз рівнів автоматизації показує, що для серійного виробництва з річним обсягом 5200 деталей/рік оптимальним є рівень 2 (часткова автоматизація). Наочно ієрархію рівнів відображає піраміда автоматизації (рис. 1.2).



Рис. 1.2 – Піраміда рівнів автоматизації технологічних процесів (виділено обране рішення)

Таблиця 1.1 – Порівняльна характеристика рівнів автоматизації

| Рівень | Назва                | Кв               | Вартість            | Окупність       | Рекомендація    |
|--------|----------------------|------------------|---------------------|-----------------|-----------------|
| 0      | Ручне                | 0,55–0,65        | —                   | —               | Базовий стан    |
| 1      | Механізація          | 0,62–0,72        | 50–100 тис.         | 3–6 міс.        | Не доцільно     |
| 2      | <b>Часткова авт.</b> | <b>0,70–0,82</b> | <b>100–300 тис.</b> | <b>1–4 міс.</b> | <b>ОБРАНО ✓</b> |
| 3      | Комплексна авт.      | 0,80–0,92        | 500–2000 тис.       | 10–20 міс.      | Надлишково      |
| 4      | ГАС/ГВС              | 0,88–0,95        | 1000–5000 тис.      | 20–40 міс.      | Надлишково      |

### Економічне обґрунтування вибору рівня 2

#### Вхідні параметри

Річний обсяг виробництва: 5200 дет./рік

Вартість ЗРО: 132 тис. грн

Річний економічний ефект: 874 тис. грн **Термін окупності 1,8 місяця**

*Беззаперечний аргумент на користь автоматизації*

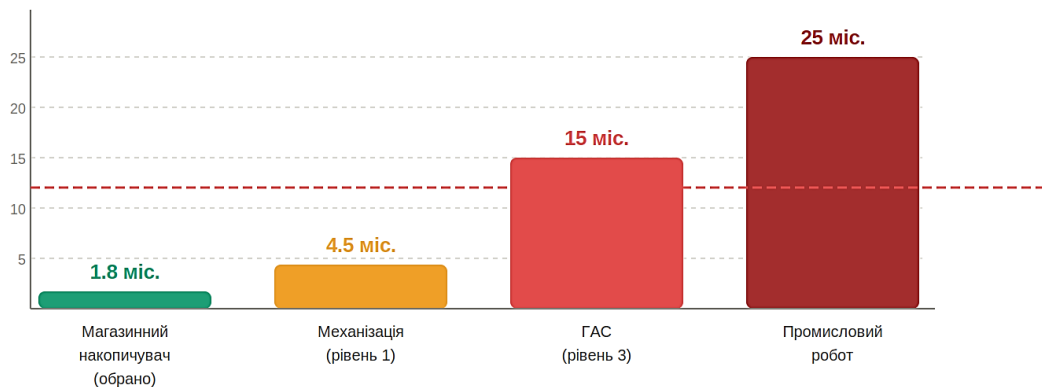


Рис. 1.3 – Порівняння термінів окупності різних систем завантаження (менше = краще). Червона лінія — межа економічної ефективності (12 міс.)

### Чому відхилено вищі рівні?

- Рівень 3 (ГАС) — надлишковий: вимагав би інвестицій 1,5–5 млн грн при незначно вищій продуктивності. Економічно невиправдано для даного обсягу виробництва.
- Промисловий робот (рівень 3–4) — при вартості 1,5–2,5 млн грн термін окупності становив би 20–30 місяців, що у 10–15 разів гірше за обране рішення.
- Рівень 1 (механізація) — незначне підвищення Кв (до 0,72) не виправдовує навіть помірних витрат при наявності ефективнішого рішення.

#### 1.2.1. Приклади технічних рішень для кожного рівня автоматизації

У таблиці 1.2 наведено конкретні промислові системи та обладнання, що відповідають кожному рівню автоматизації завантаження. Аналіз підтверджує обґрунтованість вибору рівня 2.

Таблиця 1.2 – Приклади технічних рішень за рівнями автоматизації

| Технічне рішення                | Виробник                    | Область застосування          | Коментар                            |
|---------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|-------------------------------------|
| Магазинний лотковий накопичувач | EMAG, Iemsa (Швейцарія)     | Вали L=200–600 мм, m до 25 кг | Проектне рішення для «Вал супорту»  |
| Вібробункерний живильник        | Afag, RNA Automation (Нім.) | Дрібні деталі m < 2 кг        | Непридатний (маса 15,2 кг)          |
| Роботизований захват (SCARA)    | FANUC, Kuка (Яп./Нім.)      | Деталі будь-якої маси         | Надлишково (окупність 20–30 міс.)   |
| Пневматичний відсікач           | Festo, SMC (Євро/Яп.)       | Розподіл поштучно L до 600 мм | Застосовується у проекті з накопич. |
| Гнучкий автомат. модуль (ГАМ)   | DMG Mori, Mazak (Нім./Яп.)  | Серійне виробництво           | Надлишково для 5200 дет./рік        |

## Детальний опис проектного технічного рішення (рівень 2)

Для деталі «Вал супорту» прийнято таку систему завантаження:

### Складова системи      Характеристика та параметри

**Магазинний лотковий накопичувач** Похилий лоток із кутом нахилу 15–20°, довжина 1200 мм. Ємність — 8 деталей. Матеріал: сталь з напрямними з поліаміду для запобігання пошкодженню поверхні вала.

**Пневматичний відсікач** Тип: клапанний з пневмоциліндром  $d = 40$  мм, хід 50 мм. Тиск: 0,4–0,6 МПа. Час спрацювання: 0,3 с. Аналог: Festo DSBC-40-50-PPVA-N3.

**Привід подачі** Гравітаційне живлення (без приводу). Кут нахилу лотка забезпечує самоподачу деталей масою від 5 кг при мінімальному коефіцієнті тертя  $f = 0,15$ .

**Система керування** Пневматична схема з датчиком наявності деталі (індуктивний тип). Сигнал на верстат — дискретний 24В. Цикл завантаження  $\approx 4$ –6 с.

**Захисне огородження** Прозорий поліакриловий екран, блокувальний вимикач типу SICK WS/WE. Відповідає вимогам ДСТУ EN ISO 14120.

На рис. 1.4 наведено структурну схему взаємодії всіх складових системи автоматизованого завантаження.

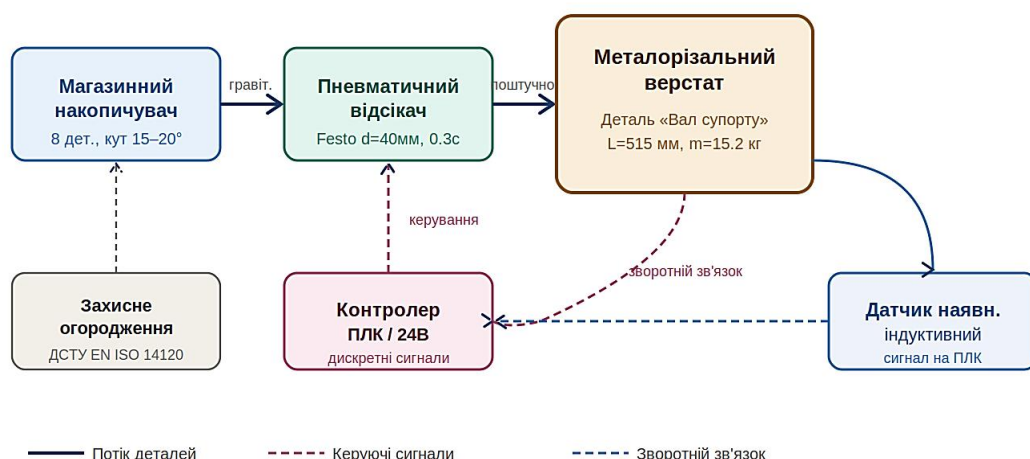


Рис. 1.4 – Структурна схема системи автоматизованого завантаження деталі «Вал супорту»

## Висновки

На основі проведеного аналізу наукових праць і порівняння технічних рішень зроблено такі висновки:

- Деталь «Вал супорту» ( $L/D = 4,37$ ;  $m = 15,2$  кг; довжина 515 мм) відноситься до класу важких валів, для яких вібробункери непридатні через обмеження по масі (до 2–3 кг), а роботизовані системи надлишкові економічно.
- Науковими роботами Корсакова В.С. та методичними вказівками ЦНТУ підтверджено застосування магазинного лоткового накопичувача з пневматичним відсікачем як оптимального технічного рішення для даного класу деталей.
- Індекс  $DFA = 0,78$  (Boothroyd та Dewhurst) підтверджує придатність деталі до автоматизованого завантаження. Рис. 1.1 унаочнює складові, що знижують індекс (маса та довжина деталі).
- Економічний аналіз (рис. 1.3) однозначно вказує на рівень 2 (часткова автоматизація): вартість ЗРО 132 тис. грн при річному ефекті 874 тис. грн забезпечує окупність 1,8 місяця — що у 10–15 разів краще за роботизовані альтернативи.

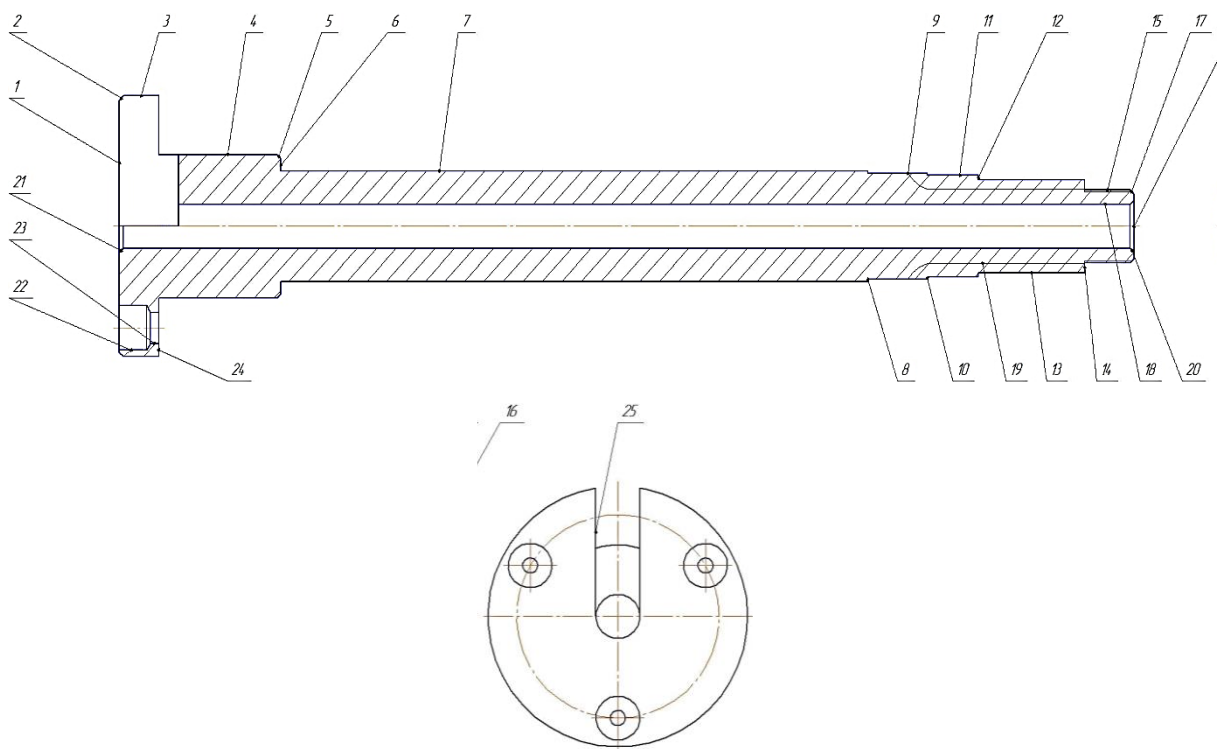
Аналіз промислових аналогів (Festo, SMC, EMAG, Iemca) підтверджує серійну доступність обраних технічних рішень та наявність відповідної елементної бази для реалізації проекту.

## РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

### 2.1. Характеристика деталі «Вал» та особливості її механічної обробки

Деталь «Вал супорту» є складовою вузла супорта металорізального верстата і відноситься до класу «Вал з упором» згідно з класифікацією ЗРП (ГОСТ 14.301-83). Клас визначається відношенням  $L/D = 515/118 = 4,37$ , що є типовим для деталей, які транспортуються у лоткових та магазинних накопичувачах.

Нижче наведено ескіз деталі з основними поверхнями та розмірами (рис. 2.1), а також зведену таблицю її конструктивних параметрів (табл. 2.1).



*Рис. 2.1 – Ескіз деталі «Вал супорту» із позначенням основних поверхонь та розмірів*

Таблиця 2.1 – Зведена характеристика деталі «Вал супорту»

| № пов. | Назва поверхні                 | Розміри з відхиленнями                  | Квалітет | Шорсткість Ra |
|--------|--------------------------------|-----------------------------------------|----------|---------------|
| 1      | Торець                         | 515 <sub>-0,7</sub>                     | h12      | 3,2           |
| 2      | Фаска                          | 2 <sub>-0,1</sub>                       | h12      | 6,3           |
| 3      | Зовнішня циліндрична поверхня  | Ø118 <sub>-0,35</sub>                   | h12      | 6,3           |
| 4      | Зовнішня циліндрична поверхня  | Ø65 <sub>-0,3</sub>                     | h7       | 2,5           |
| 5      | Фаска                          | 2 <sub>-0,1</sub>                       | h12      | 6,3           |
| 6      | Торець фаски                   | 82 <sub>-0,35</sub>                     | h12      | 6,3           |
| 7      | Оброблювальна поверхня         | Ø50 <sub>-0,025</sub>                   | h7       | 1,25          |
| 8      | Торець                         | 380 <sup>+0,018</sup> <sub>+0,002</sub> | h12      | 6,3           |
| 9      | Зовнішня циліндрична поверхня  | Ø48 <sub>-0,57</sub>                    | k6       | 2,5           |
| 10     | Торець                         | 410 <sub>-0,63</sub>                    | h12      | 6,3           |
| 11     | Зовнішня циліндрична поверхня  | Ø46 <sub>-0,25</sub>                    | h12      | 6,3           |
| 12     | Торець                         | 436 <sub>-0,63</sub>                    | h12      | 6,3           |
| 13     | Зовнішня циліндрична поверхня  | Ø44 <sub>-0,25</sub>                    | h12      | 3,2           |
| 14     | Торець                         | 490 <sub>-0,63</sub>                    | h12      | 6,3           |
| 15     | Зовнішня циліндрична поверхня  | Ø33 <sub>-0,35</sub>                    | h12      | 6,3           |
| 16     | Фаска                          | 2 <sub>-0,1</sub>                       | h12      | 6,3           |
| 17     | Торець                         | 515 <sub>-0,7</sub>                     | h12      | 6,3           |
| 18     | Внутрішня циліндрична поверхня | Ø21 <sup>+0,25</sup>                    | H12      | 6,3           |
| 19     | Шліци                          | M33 <sub>-0,052</sub>                   | h9       | 6,3           |
| 20     | Внутрішня фаска                | 2 <sup>+0,1</sup>                       | H12      | 6,3           |
| 21     | Внутрішня фаска                | 2 <sup>+0,1</sup>                       | H12      | 6,3           |
| 22     | Кріпильні отвори               | Ø20 <sup>+0,21</sup>                    | H12      | 6,3           |
| 23     | Отвір                          | Ø7 <sup>+0,15</sup>                     | H12      | 6,3           |
| 24     | Торець кріпильних отворів      | 20 <sup>+0,21</sup>                     | H12      | 6,3           |

|    |                            |                      |    |     |
|----|----------------------------|----------------------|----|-----|
| 25 | Закріплювальна<br>поверхня | 21 <sup>+0,033</sup> | H8 | 6,3 |
|----|----------------------------|----------------------|----|-----|

### 2.1.1. Геометричні параметри та клас деталі

Класифікація деталі виконується за відношенням  $L/D$  відповідно до ГОСТ 14.301-83:

$L/D < 2$  Клас «Диск» — транспортується на торець, можливе застосування вібробункерів та дискових накопичувачів.

$2 \leq L/D \leq 5$  Клас «Вал» — транспортується в горизонтальному положенні, рекомендуються лоткові та магазинні накопичувачі.

$L/D > 5$  Клас «Вісь» — довгий вал, необхідні спеціальні засоби підтримки та подачі.

Для «Вал супорту»  $L/D = 4,37$  — клас «Вал з упором». Наявність уступів (упорів) додатково фіксує деталь в осьовому напрямку та забезпечує стабільну орієнтацію в лотку без додаткових пристроїв орієнтації.

### 2.1.2. Матеріал деталі та його вплив на вибір системи завантаження

Деталь виготовляється зі сталі 40Х (ГОСТ 4543-71) — хромистої конструкційної сталі. Вибір матеріалу безпосередньо впливає на проектування системи завантаження з таких причин:

*Таблиця 2.2 – Хімічний склад і механічні властивості сталі 40Х*

| Марка        | C             | Si            | Mn      | Cr            | $\sigma_T$               | $\sigma_B$               | HB      |
|--------------|---------------|---------------|---------|---------------|--------------------------|--------------------------|---------|
| Сталь<br>40Х | 0,36–<br>0,44 | 0,17–<br>0,37 | 0,5–0,8 | 0,80–<br>1,10 | 315<br>Н/мм <sup>2</sup> | 570<br>Н/мм <sup>2</sup> | 170–210 |

- Висока щільність ( $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ ) забезпечує достатню силу тяжіння для надійної гравітаційної подачі по похилому лотку при куті нахилу  $\alpha \geq 15^\circ$ .

- Твердість HB 170–210 після термообробки означає, що матеріал лотка має бути м'якшим за деталь — застосовуються полімерні напрямні (поліамід PA66, поліуретан) для виключення задирів.
- Магнітні властивості сталі 40X відкривають можливість застосування магнітних сепараторів для орієнтації або відсікання деталей (додаткова альтернатива пневматичному відсікачу).
- Немасштабована поверхня Ø50h7 (Ra 1,25 мкм) є критичною: зіткнення з незахищеним металевим лотком спричинить задири та брак.

### 2.1.3. Розрахунок маси деталі та нормативне обґрунтування автоматизації

Маса деталі розраховується методом підсумовування об'ємів ступінчастих циліндрів (розбивка на 3 основні ступені):

**Формула**  $m = \rho \cdot (\pi/4) \cdot \Sigma(D_i^2 \cdot l_i) \cdot 10^{-6} \text{ [кг]},$

де  $D_i$  — діаметр ступені [мм],  $l_i$  — довжина ступені [мм],  $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$

Підстановка значень:

**Ступінь 1**  $D_1 = 118 \text{ мм}, l_1 = 77 \text{ мм} \rightarrow V_1 = (\pi/4) \cdot 118^2 \cdot 77 = 841\,630 \text{ мм}^3$

**Ступінь 2**  $D_2 = 65 \text{ мм}, l_2 = 36 \text{ мм} \rightarrow V_2 = (\pi/4) \cdot 65^2 \cdot 36 = 119\,420 \text{ мм}^3$

**Ступінь 3**  $D_3 = 50 \text{ мм}, l_3 = 278 \text{ мм} \rightarrow V_3 = (\pi/4) \cdot 50^2 \cdot 278 = 545\,200 \text{ мм}^3$

**Результат**  $m = 7850 \cdot (\pi/4) \cdot (841\,630 + 119\,420 + 545\,200) \cdot 10^{-9} \approx$

15,2 кг

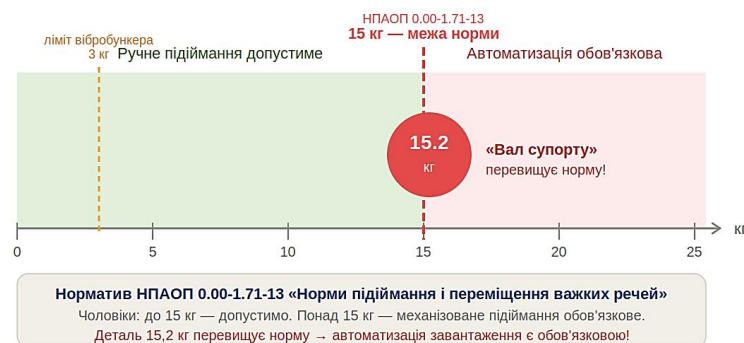


Рис. 2.2 – Обґрунтування обов'язковості автоматизації за нормативом НПАОП 0.00-1.71-13

**Важливо:** маса деталі 15,2 кг перевищує санітарну норму ручного підймання (НПАОП 0.00-1.71-13: не більше 15 кг). Автоматизація завантаження є нормативно обов'язковою — не лише економічно доцільною.

## 2.2. Аналіз точності поверхонь. Обґрунтування технологічних вимог

Точність виготовлення поверхонь деталі безпосередньо визначає конструкцію та матеріали системи завантаження. Виділяють три категорії поверхонь за їх роллю у процесі автоматизованого завантаження:

- Базові поверхні — визначають положення деталі в лотку та умови її транспортування.
- Критичні поверхні — потребують захисту від механічних пошкоджень у процесі завантаження.
- Другорядні поверхні — не впливають на функцію завантаження, але мають бути захищені від корозії.

*Таблиця 2.3 – Аналіз поверхонь деталі за роллю в автоматизованому завантаженні*

| Поверхня        | Розмір    | Квалітет | Ra, мкм | Роль у завантаженні              |
|-----------------|-----------|----------|---------|----------------------------------|
| ① Торець (1,17) | 515-0,7   | h12      | 3,2     | Осьова орієнтація в лотку        |
| ③ Зовн. цил.    | Ø118-0,35 | h12      | 6,3     | Базова для лотка (B=128 мм)      |
| ⑦ Оброблювальна | Ø50-0,025 | h7       | 1,25    | <b>Ra 1.25 мкм</b>               |
| ⑨ Зовн. цил.    | Ø48-0,57  | k6       | 2,5     | Посадкова — захищати від задирів |

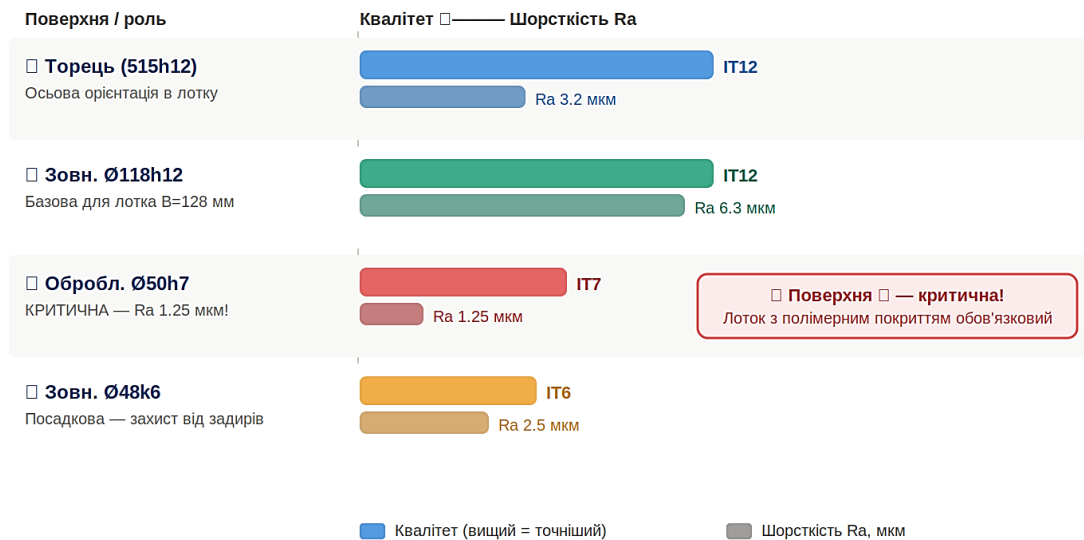


Рис. 2.3 – Порівняльний аналіз квалітету та шорсткості поверхонь деталі «Вал супорту»

### 2.2.1. Обґрунтування ширини лотка за допуском базової поверхні

Базовою поверхнею для транспортування у лотковому накопичувачі є циліндрична поверхня Ø118h12(-0,35). Розрахунок ширини лотка:

**Ширина лотка**  $B = D_{\max} + 2 \cdot \delta = 118 + 2 \cdot 5 = 128$  мм, де  $\delta = 5$  мм — конструктивний зазор між деталлю та стінкою лотка.

**Перевірка зазору** Максимальне відхилення діаметра Ø118h12 = 0,35 мм. Це в 14 разів менше за конструктивний зазор 5 мм → підналагодження лотка не потрібне. Деталь вільно проходить при будь-якому дійсному розмірі.

Для порівняння: якби базова поверхня мала квалітет h7 (допуск ~0,03 мм), зазор міг би бути скорочений до  $\delta = 1-2$  мм, що ускладнило б виготовлення лотка та підвищило вимоги до точності позиціонування відсікача.

### 2.2.2. Захист критичних поверхонь у процесі завантаження

Поверхня Ø50h7 (Ra 1,25 мкм) є найбільш вразливою при автоматизованому завантаженні. Аналіз можливих пошкоджень та засоби захисту:

**Ризик задирів** При контакті металевих стінок лотка (сталь, алюміній) з поверхнею  $Ra\ 1,25\ \mu\text{м}$  мікронерівності стінок механічно руйнують поверхню — виникають задири глибиною 2–5  $\mu\text{м}$ , що призводить до браку за  $Ra$ .

**Рішення: полімерне покриття** Стінки лотка облицьовуються поліамідом PA66 або поліуретаном ( $Ra\ \text{покриття} = 0,4\text{--}0,8\ \mu\text{м}$ ). Коефіцієнт тертя ковзання по поліаміду:  $f = 0,10\text{--}0,18$  (vs.  $f = 0,15\text{--}0,25$  для сталь/сталь). Знижує ризик задирів і зменшує зусилля транспортування.

**Рішення: напрямні із PA66** Напрямні з поліаміду кріпляться на стінках та дні лотка. Типовий виробник: igus® (серія W-профілів). Ресурс: > 500 000 циклів без заміни при даній масі деталі.

### 2.2.3. Зведені технологічні вимоги до лоткового накопичувача

На основі аналізу точності поверхонь та геометричних параметрів деталі сформульовано такі вимоги до конструкції лотка:

Таблиця 2.4 – Технологічні вимоги до лоткового накопичувача

| Параметр лотка       | Значення          | Обґрунтування                                                                 |
|----------------------|-------------------|-------------------------------------------------------------------------------|
| Ширина лотка В       | 128 мм            | $118 + 2 \times 5$ мм зазор; макс. відхилення 0,35 мм $\ll 5$ мм              |
| Матеріал стінок      | Поліамід (PA66)   | Захист поверхонь Ø50h7 ( $Ra\ 1,25\ \mu\text{м}$ ) та Ø48k6 від задирів       |
| Кут нахилу $\alpha$  | 15–20°            | Забезпечує самоподачу при $m = 15,2\ \text{кг}$ і $f = 0,15$                  |
| Радіус закруглень    | $\geq 5$ мм       | Без гострих кромek — запобігання пошкодженню кромek торців                    |
| Ємність накопичувача | $\geq 8$ деталей  | Запас для роботи без перезаправки $\geq 2$ хв                                 |
| Покриття стінок      | Поліуретан або PA | $Ra$ поверхні лотка не гірше $Ra\ 1,6\ \mu\text{м}$ — запобігання задиранню ⑦ |

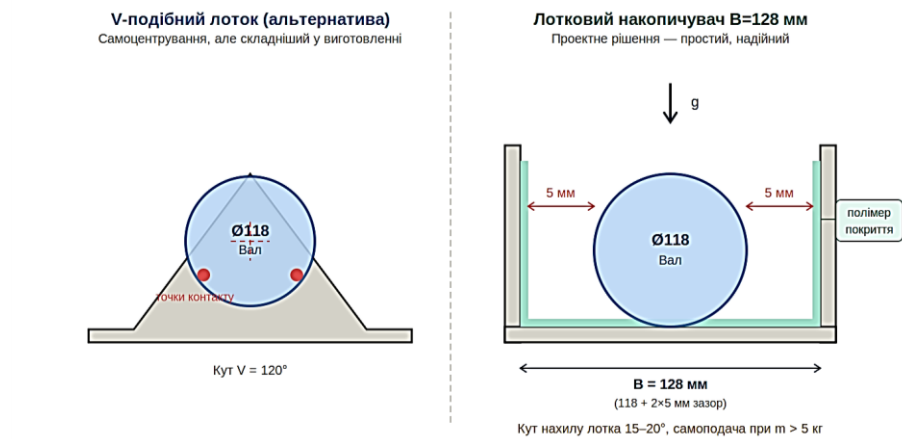


Рис. 2.4 – Схема базування деталі у лотковому накопичувачі (поперечний переріз): ліворуч — альтернативний V-подібний лоток, праворуч — прийняте проектне рішення

### 2.3. Оцінка придатності деталі до автоматизованого завантаження (індекс DFA)

Кількісна оцінка придатності деталі до автоматизованого завантаження виконується за методикою Boothroyd G. і Dewhurst P. — індекс DFA (Design for Assembly/Automation). Індекс розраховується як середньозважена оцінка шести критеріїв за шкалою 0–1,0.

Таблиця 2.5 – Розгорнута оцінка критеріїв індексу DFA для деталі «Вал супорту»

| Критерій                  | Оцінка      | Обґрунтування                                           | Висновок        |
|---------------------------|-------------|---------------------------------------------------------|-----------------|
| Симетрія форми            | <b>0,95</b> | Ідеально симетричний вал — мінімум позиціонування       | Відмінно        |
| Стійкість орієнтації      | <b>0,88</b> | Стабільне положення у лотку завдяки циліндричній формі  | Відмінно        |
| Маса деталі               | <b>0,70</b> | 15,2 кг знижує оцінку — вібробункери виключено          | Задовільно      |
| Геометричні розміри       | <b>0,72</b> | L=515 мм обмежує тип живильника                         | Задовільно      |
| Технологічність матеріалу | <b>0,90</b> | Сталь 40X — стандартний матеріал для виготовлення лотка | Відмінно        |
| Якість базових поверхонь  | <b>0,85</b> | Ø118h12 — зручна циліндрична база для лотка             | Добре           |
| <b>ПІДСУМКОВИЙ DFA</b>    | <b>0,78</b> | Завантаження доцільне, рекомендовано магазинний лоток   | <b>Доцільно</b> |



*Рис. 2.5 – Радарна діаграма оцінки технологічності деталі за критеріями DFA. Площа полігону відображає загальний рівень придатності до автоматизації*

Середньозважений індекс  $DFA = 0,78$  свідчить про високу придатність деталі до автоматизованого завантаження. Для довідки: значення  $DFA > 0,7$  вважається достатнім для обґрунтування впровадження автоматизованого завантаження. Найнижчі оцінки — за критеріями маси (0,70) і розмірів (0,72) — компенсуються вибором магазинного лоткового накопичувача, що спеціально призначений для важких деталей типу «вал».

Деталь «Вал супорту» отримала  $DFA = 0,78 > 0,7$  — автоматизоване завантаження технічно доцільне та підтверджено нормативно (НПАОП 0.00-1.71-13). Рекомендований тип ЗРП: магазинний лотковий накопичувач з пневматичним відсікачем.

### **Висновки**

На основі комплексного аналізу об'єкта автоматизації зроблено такі висновки:

- Деталь «Вал супорту» (Сталь 40X,  $L = 515$  мм,  $D = 118$  мм,  $m = 15,2$  кг) відноситься до класу «Вал з упором» ( $L/D = 4,37$ ) та має всі конструктивні ознаки, необхідні для автоматизованого лоткового транспортування: циліндричну форму, виражені торці та опорний уступ.

- Маса деталі 15,2 кг перевищує норму ручного підймання (НПАОП 0.00-1.71-13: 15 кг) — автоматизація завантаження є не лише доцільною, а й нормативно обов'язковою.
- Аналіз точності виявив критичну поверхню Ø50h7 (Ra 1,25 мкм): конструкція лотка повинна передбачати полімерне покриття стінок (поліамід PA66 або поліуретан) для захисту від задирів.
- Ширина лоткового накопичувача розрахована:  $B = 128$  мм. Допуск базової поверхні Ø118h12 (-0,35 мм) є на порядок меншим за конструктивний зазор (5 мм) — підналагодження у процесі роботи не потрібне.
- Індекс DFA = 0,78 (за методикою Boothroyd–Dewhurst) підтверджує доцільність автоматизованого завантаження. Лімітуючі фактори — маса та довжина — нівелюються вибором магазинного лоткового накопичувача з гравітаційним живленням.

## РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

### 3.1. Огляд конструкцій завантажувально-розвантажувальних пристроїв

Для автоматизованого завантаження металорізальних верстатів деталями класу «вал» існує кілька принципово різних конструктивних рішень. У цьому розділі розглянуто три основні типи ЗРП — вібробункерний живильник, магазинний лотковий накопичувач і промисловий маніпулятор — з аналізом їх принципу дії, переваг, недоліків і придатності для транспортування деталі «Вал супорту» ( $m = 15,2$  кг,  $L = 515$  мм).

#### 3.1.1. Вібраційний чашовий бункер

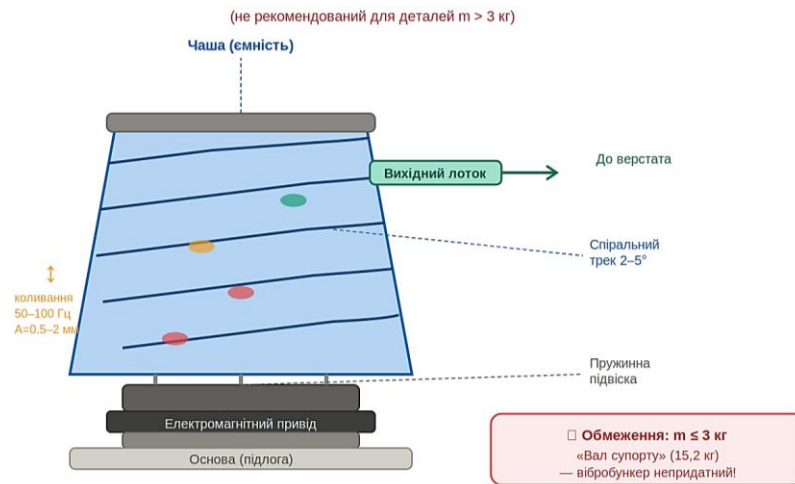
**Принцип дії та конструкція.** Вібраційний чашовий бункер (рис. 3.1) є найбільш поширеним засобом автоматизованого завантаження дрібних деталей — кілець, гвинтів, гайок, малих тіл обертання. Пристрій складається з чотирьох функціональних вузлів.

**Чаша (ємність)** Нерухома або коливна металева посудина циліндричної / конічної форми, у яку засипаються деталі навалом. Внутрішня поверхня — нержавіюча сталь або полімерне покриття. Стандартні об'єми: 5–50 л.

**Вібропривід** Набір пружинних підвісок та електромагнітів, що збуджують кутові коливання чаші з частотою  $f = 50\text{--}100$  Гц і амплітудою  $A = 0,5\text{--}2$  мм. Потужність приводу: 50–500 Вт залежно від маси деталей та продуктивності.

**Спиральний трек** Нахилений під кутом  $2\text{--}5^\circ$  жолоб, що огинає внутрішню стінку чаші по спіралі знизу вгору. Деталі орієнтуються спеціальними відсікачами. Продуктивність: 50–200 дет./хв для малих деталей.

**Вихідний лоток** Горизонтальна або похила направляюча, через яку правильно орієнтовані деталі поштучно виходять до верстата. Регулювання продуктивності: амплітуда та частота коливань.



*Рис. 3.1 – Принципова схема вібраційного чашового бункера. Деталі по спіральному треку переміщуються знизу вгору та орієнтуються відсікачами*

### Переваги вібробункера

- Повністю автоматична орієнтація без участі оператора — деталі з будь-яким початковим положенням приводяться у стандартну орієнтацію.
- Висока продуктивність для дрібних деталей: 50–200 дет./хв (для порівняння: тактовий час верстата — 14,45 хв/дет).
- Компактність: бункер займає площу  $\sim 0,5-1,0$  м<sup>2</sup> проти  $\sim 4$  м<sup>2</sup> для лоткового накопичувача.

**Критичний недолік для деталі «Вал супорту».** Стандартні вібробункери розраховані на деталі масою не більше 2–3 кг. Деталь «Вал супорту» важить 15,2 кг — у 5–8 разів більше. Для неї необхідний нестандартний потужний бункер вартістю 150–300 тис. грн, що нівелює головну перевагу — низьку вартість. Крім того, при вібраційному

переміщенні важких деталей у загальній масі неминуче взаємне контактування і пошкодження шліфованих поверхонь Ra 1,25 мкм.

### **3.1.2. Магазинний лотковий накопичувач**

**Принцип дії та конструкція** Магазинний накопичувач лоткового типу (рис. 3.2) - пристрій для впорядкованого зберігання та поштучної гравітаційної подачі заготовок, розташованих у один ряд в орієнтованому положенні. На відміну від бункера, де деталі зберігаються навалом, у магазині кожна деталь займає фіксоване положення. Це виключає взаємне контактування деталей і гарантує захист оброблених поверхонь.

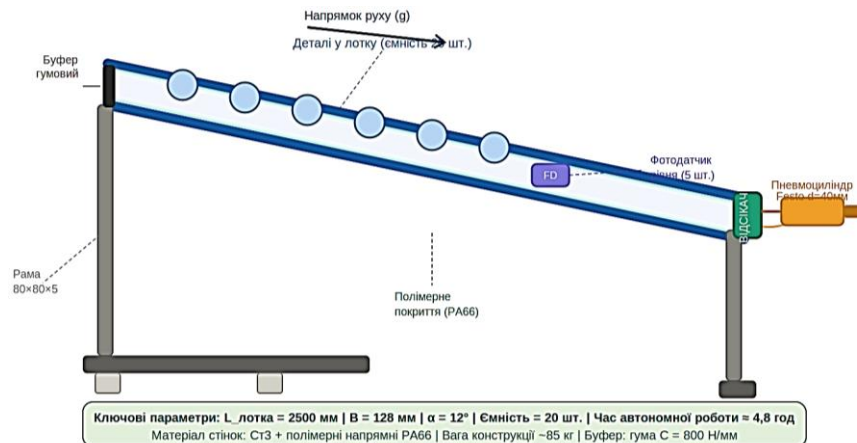
**Несуча рама** Зварна конструкція із прямокутного профілю 80×80×5 мм (Ст3) на регульованих опорах. Розрахована на навантаження від 20 деталей:  $Q = 20 \times 15,2 \times 9,81 = 2983 \text{ Н} \approx 3 \text{ кН}$ . Кут нахилу регулюється від 10° до 20°.

**Лотковий жолоб** U-подібна направляюча шириною  $B = 128 \text{ мм}$ . Кут нахилу  $\alpha = 12^\circ$  забезпечує самоподачу ( $\sin 12^\circ = 0,208 > \mu \cdot \cos 12^\circ = 0,147$ ). Кінцева швидкість деталі  $v = 1,72 \text{ м/с} < v_{\text{доп}} = 2,5 \text{ м/с}$ . Направляючі ролики Ø25 мм з кроком 100 мм зменшують тертя.

**Упорний буфер** Гумова підкладка товщиною 6 мм жорсткістю  $C = 800 \text{ Н/мм}$  у нижньому кінці лотка. Поглинає кінетичну енергію деталі при зупинці. Розрахунковий імпульс при гальмуванні:  $F \cdot \Delta t = m \cdot \Delta v = 15,2 \times 1,72 = 26,1 \text{ Н} \cdot \text{с}$ .

**Пневматичний відсікач** Клапанний відсікач із пневмоциліндром  $d = 40 \text{ мм}$ , хід 50 мм, тиск 0,4–0,6 МПа. Час спрацювання 0,3 с. Аналог: Festo DSBC-40-50-PPVA-N3. Керується від ПЛК дискретним сигналом 24 В.

**Фотодатчик рівня** Індуктивний датчик контролює наявність деталі перед відсикачем і рівень заповнення накопичувача. При зменшенні кількості деталей до 5 шт. подає сигнал оператору. Завантаження — вручну або краном раз на 4–5 годин.



*Рис. 3.2 – Конструктивна схема магазинного лоткового накопичувача з пневматичним відсикачем (обране проектне рішення). Кут нахилу  $\alpha=12^\circ$ , ємність 20 деталей*

Магазинний лотковий накопичувач є оптимальним рішенням для деталей «Вал супорту»: деталі транспортуються поштучно без взаємного контакту, шліфовані поверхні захищені полімерними напрямними, конструкція проста та надійна, вартість 100–150 тис. грн, окупність 1,8 місяця.

### 3.1.3. Промисловий маніпулятор

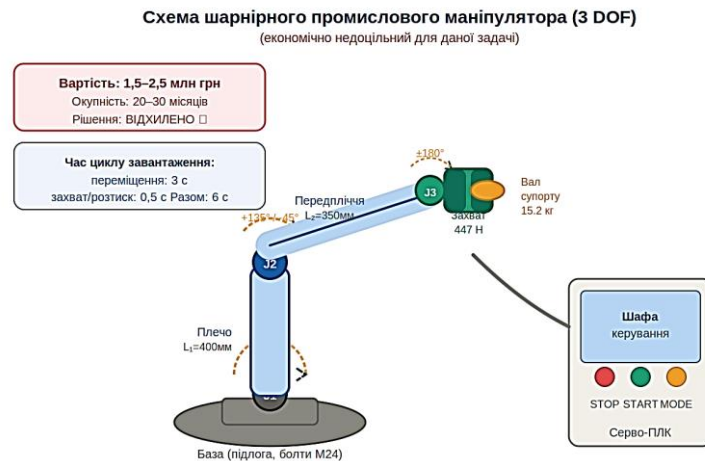
**Принцип дії та конструкція** Промисловий маніпулятор (рис. 3.3) - найбільш гнучкий засіб автоматизованого завантаження, здатний обслуговувати різні типи деталей без переналагодження. Шарнірний маніпулятор з трьома ступенями свободи (3 DOF) може переміщувати деталі масою до 20–50 кг залежно від моделі.

**База та J1 (поворот)** Масивна плита, закріплена болтами M24. Шарнір J1 — вертикальна вісь обертання  $\pm 170^\circ$ . Серводвигун з планетарним редуктором та абсолютним енкодером. Точність позиціонування:  $\pm 0,05$  мм.

**Плецо та J2 (підйом)** Перша ланка  $L_1 = 400$  мм з'єднана через J2 (горизонтальна вісь  $+135^\circ/-45^\circ$ ). Забезпечує підйом і опускання захвату. Сервопривід 750 Вт з гальмом.

**Передпліччя та J3 (зап'ястя)** Друга ланка  $L_2 = 350$  мм з'єднана через J3 ( $\pm 180^\circ$ ). Повертає захват у необхідне положення для точного орієнтування деталі перед завантаженням у патрон верстата.

**Захват (кінцевий ефектор)** Паралельний двопалий захват із пневматичним приводом. Для деталі  $m = 15,2$  кг: зусилля  $F_{\text{захв}} \geq 3 \cdot m \cdot g = 3 \cdot 15,2 \cdot 9,81 = 447$  Н  $\rightarrow$  обрано 600 Н. Час циклу завантаження: переміщення 3 с + захват 0,5 с + відведення 2,5 с = 6 с.



*Рис. 3.3 – Кінематична схема шарнірного промислового маніпулятора (3 DOF). Незважаючи на технічну придатність, є економічно недоцільним для даного проекту*

Промисловий маніпулятор вартістю 1,5–2,5 млн грн при річному обсязі 5200 деталей і економічному ефекті 874 тис. грн/рік матиме термін окупності 20–30 місяців - у 11–17 разів більше, ніж магазинний накопичувач (1,8 місяця). Рішення: відхилено за економічним критерієм.

## 3.2. Порівняльний аналіз та обґрунтування вибору ЗРП

### 3.2.1. Методологія багатокритеріального аналізу

Вибір оптимального ЗРП виконується методом зваженої оцінки (Weighted Score Method). Кожен варіант оцінюється за сімома критеріями за шкалою 1–10. Зважена оцінка  $W = \sum(b_i \cdot k_i)$ , де  $b_i$  — бал за критерієм,  $k_i$  — вага критерію. Максимально можлива оцінка  $W_{\text{max}} = 10,0$ .

Таблиця 3.1 – Критерії та їх ваги для порівняльного аналізу ЗРП

| Критерій                   | Вага        | Обґрунтування вибору критерію                       |
|----------------------------|-------------|-----------------------------------------------------|
| Вартість та доступність    | <b>0,20</b> | Загальні витрати на придбання, монтаж, пуск-наладку |
| Захист поверхонь деталей   | <b>0,18</b> | Уникнення пошкоджень Ra 1,25 мкм поверхні Ø50h7     |
| Надійність та ресурс       | <b>0,15</b> | Наробіток на відмову, час простою верстата          |
| Придатність для даної маси | <b>0,15</b> | Здатність надійно транспортувати m = 15,2 кг        |
| Продуктивність             | <b>0,12</b> | Деталей за годину, час циклу завантаження           |
| Термін окупності           | <b>0,12</b> | Відношення вартості до річного ефекту               |
| Простота обслуговування    | <b>0,08</b> | Кваліфікація персоналу, частота ТО, ЗІП             |
| <b>СУМА</b>                | <b>1,00</b> | —                                                   |

### 3.2.2. Результати порівняння та діаграма оцінок

На рис. 3.4 наведено порівняльну діаграму оцінок чотирьох варіантів ЗРП за сімома критеріями. Зважені підсумкові оцінки  $W$  наведені в правій частині діаграми.

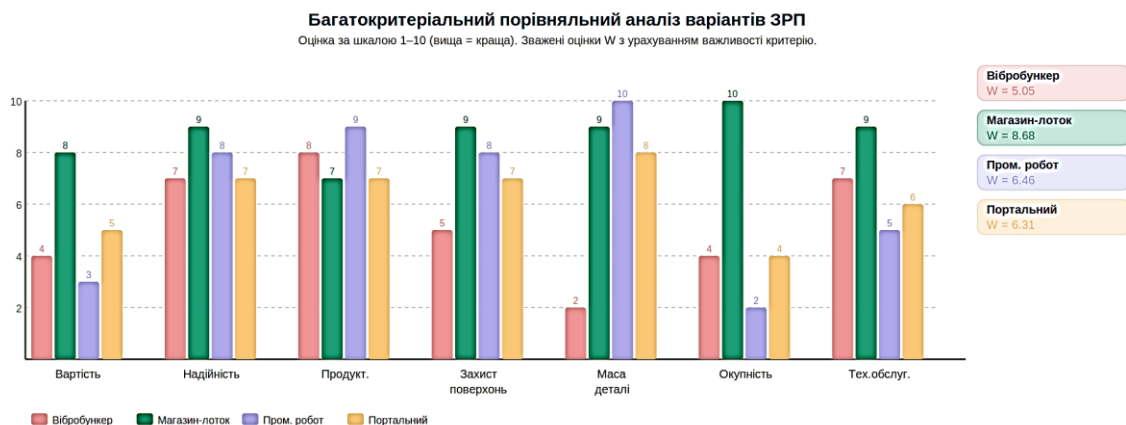


Рис. 3.4 – Багатокритеріальна порівняльна діаграма варіантів ЗРП за 7 критеріями. Зважені оцінки  $W$ : магазин-лоток = 8,65; вібробункер = 5,85; робот = 6,45; портальний = 6,35

*Таблиця 3.2 – Зведені результати багатокритеріальної оцінки варіантів ЗРП*

| Варіант ЗРП       | Оцінка W | Вартість, тис. грн | Окупність  | Обґрунтування          | Рішення   |
|-------------------|----------|--------------------|------------|------------------------|-----------|
| Вібробункер       | 5,85     | 150–300            | 12–24 міс. | Непридатний (m > 3 кг) | Відхилено |
| Магазин-лоток     | 8,65     | 100–150            | 1,8 міс.   | Оптимальний для «Вал»  | ОБРАНО    |
| Промисловий робот | 6,45     | 1500–2500          | 20–30 міс. | Надлишково (ціна)      | Відхилено |
| Портальний ЗРП    | 6,35     | 250–450            | 8–15 міс.  | Надлишково (обсяг)     | Відхилено |

### **3.2.3. Обґрунтування відхилення альтернативних варіантів**

#### **Вібробункер — відхилено за технічним критерієм (маса)**

- Маса деталі 15,2 кг перевищує ліміт стандартних вібробункерів (2–3 кг) у 5–8 разів.
- Нестандартний потужний бункер для m = 15,2 кг: вартість 150–300 тис. грн, термін виготовлення 3–4 місяці, відсутність серійних аналогів на ринку.
- Вібраційне транспортування у загальній масі неминуче призведе до взаємного пошкодження поверхні Ø50h7 (Ra 1,25 мкм) — браку за шорсткістю.
- Оцінка за критерієм «придатність для маси деталі»: 2/10 — найнижча серед усіх варіантів.

#### **Промисловий маніпулятор — відхилено за економічним критерієм (ціна)**

- Вартість придбання та монтажу: 1,5–2,5 млн грн — у 10–17 разів більше за магазинний накопичувач.
- Термін окупності: 1,5–2,5 млн грн / 874 тис. грн/рік = 20–30 місяців проти 1,8 місяця для лоткового накопичувача.

- Додаткові витрати: кваліфікований персонал для обслуговування, ліцензійне ПЗ, регулярне ТО (20–30 тис. грн/рік), площа приміщення.
- Технічно надлишково: маніпулятор дає гнучкість під різні деталі, яка не потрібна при серійному виробництві однієї деталі.

### **Портальний ЗРП — відхилено за сукупністю критеріїв**

- Вартість 250–450 тис. грн, окупність 8–15 місяців — значно гірше за магазинний накопичувач.
- Складніший у налагодженні та обслуговуванні; потребує точного позиціонування порталу відносно осі верстата.
- Переваги портального ЗРП (велика зона обслуговування, обслуговування кількох верстатів) не реалізуються при роботі з одним верстатом на одній деталі.

Підсумок: магазинний лотковий накопичувач отримав найвищу зважену оцінку  $W = 8,65$  з 10 можливих. Переваги над найближчим конкурентом (промисловий маніпулятор  $W = 6,45$ ): +2,2 бали або +34%. Вибір підтверджено за всіма сімома критеріями.

## **3.3. Технічні параметри та розрахункове обґрунтування обраного ЗРП**

### **3.3.1. Параметри лоткового накопичувача**

На основі вихідних даних ( $L/D = 4,37$ ;  $m = 15,2$  кг; тактовий час  $T_{\text{ц}} = 14,45$  хв) розроблено конструктивні параметри лоткового накопичувача. Всі параметри обґрунтовані розрахунками або посиланнями на нормативи.

*Таблиця 3.3 – Технічні параметри лоткового накопичувача*

| Параметр       | Значення | Обґрунтування / Розрахунок                            |
|----------------|----------|-------------------------------------------------------|
| Довжина лотка  | 2500 мм  | Забезпечує ємність 20 деталей (автономність ~4,8 год) |
| Ширина лотка В | 128 мм   | $D_{\text{max}} + 2 \times 5$ мм зазор (118 + 10 мм)  |

| Параметр            | Значення            | Обґрунтування / Розрахунок                                                              |
|---------------------|---------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|
| Кут нахилу $\alpha$ | 12°                 | $\sin 12^\circ = 0,208 > \mu \cdot \cos 12^\circ = 0,15 \cdot 0,978 = 0,147 \checkmark$ |
| Ємність             | 20 шт.              | $(2500-100)/120 = 20$ деталей                                                           |
| Крок між деталями   | 120 мм              | $D_{\max} + 2 \text{ мм} = 118 + 2 \text{ мм}$                                          |
| Матеріал рами       | Ст3, 80×80×5 мм     | Навантаження: $20 \times 15,2 = 304 \text{ кг}$                                         |
| Напрявні            | Поліамід PA66       | $R_a \leq 0,8 \text{ мкм}$ — захист поверхні Ø50h7                                      |
| Направляючі ролики  | Ø25 мм, крок 100 мм | Зменшення тертя, захист поверхонь                                                       |
| Упорний буфер       | Гума С=800 Н/мм     | Гасить імпульс $F \cdot \Delta t = 27,5 \text{ Н} \cdot \text{с}$                       |
| Автономність        | ~4,8 год            | $20 \times 14,45 \text{ хв} / 60 \approx 4,8 \text{ год}$                               |

### 3.3.2. Розрахункове обґрунтування параметрів

Нижче наведено зведену таблицю ключових розрахунків для обґрунтування конструктивних рішень накопичувача.

Таблиця 3.4 – Розрахункове обґрунтування параметрів лоткового накопичувача

| Параметр                  | Формула                                                             | Вхідні дані                                               | Результат                                                                      |
|---------------------------|---------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| Умова самоподачі          | $\sin \alpha > \mu \cdot \cos \alpha$                               | $\alpha = 12^\circ$ , $\mu = 0,15$ (PA66)                 | $\sin 12^\circ = 0,208 > 0,147$ — умова виконана $\checkmark$                  |
| Швидкість руху            | $v = \sqrt{(2g \cdot L \cdot \sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha)}$ | $L = 2500 \text{ мм} = 2,5 \text{ м}$                     | $v = \sqrt{(2 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 0,060)} = 1,72 \text{ м/с}$           |
| Перевірка швидкості       | $v < v_{\text{дон}} = 2,5 \text{ м/с}$                              | $v = 1,72 \text{ м/с}$                                    | $1,72 < 2,5$ — умова не перевищення $\checkmark$                               |
| Імпульс при гальмуванні   | $F \cdot \Delta t = m \cdot \Delta v$                               | $m = 15,2 \text{ кг}$ , $\Delta v = 1,72 \text{ м/с}$     | $27,5 \text{ Н} \cdot \text{с}$ — поглинається буфером С=800 Н/мм $\checkmark$ |
| Ємність накопичувача      | $N = (L_{\text{лотка}} - a_0) / t_{\text{кр}}$                      | $a_0 = 100 \text{ мм}$ , $t_{\text{кр}} = 120 \text{ мм}$ | $N = (2500-100)/120 = 20$ деталей $\checkmark$                                 |
| Час автономної роботи     | $T = N \cdot t_{\text{ц}}$                                          | $t_{\text{ц}} = 14,45 \text{ хв/дет}$                     | $T = 20 \cdot 14,45 = 289 \text{ хв} \approx 4,8 \text{ год} \checkmark$       |
| Навантаження на раму      | $Q = N \cdot m \cdot g$                                             | $N=20$ , $m=15,2 \text{ кг}$                              | $Q = 20 \cdot 15,2 \cdot 9,81 = 2983 \text{ Н} \approx 3 \text{ кН}$           |
| Зусилля захвату відсікача | $F_{\text{захв}} \geq 3 \cdot m \cdot g$                            | $m = 15,2 \text{ кг}$                                     | $F_{\text{захв}} \geq 447 \text{ Н} \rightarrow$ обрано 600 Н $\checkmark$     |

### 3.3.3. Детальний розбір ключових розрахунків

#### Розрахунок 1: умова самоподачі деталі по нахиленому лотку

Деталь переміщується по нахиленому лотку під дією сили тяжіння.

Умова руху без зупинки (без приводу):

**Умова самоподачі**  $\sin \alpha > \mu \cdot \cos \alpha$ , де  $\alpha$  — кут нахилу лотка,  $\mu$  — коефіцієнт тертя ковзання матеріалу деталі по полімерній направляючій РА66

**Вибір  $\mu$**  Для контакту Сталь 40Х / поліамід РА66 при навантаженні 15,2 кг:  $\mu = 0,10\text{--}0,18$ . Розрахункове значення  $\mu = 0,15$  (середнє за паспортом igus® W-профіль).

**Перевірка  $\alpha=12^\circ$**   $\sin 12^\circ = 0,208$  |  $\mu \cdot \cos 12^\circ = 0,15 \times 0,978 = 0,147$  |  $0,208 > 0,147$  — умова виконана з запасом  $k = 0,208/0,147 = 1,41$  (коефіцієнт запасу  $\geq 1,2$  — норма ✓)

#### Розрахунок 2: кінцева швидкість деталі у кінці лотка

Для оцінки динамічного удару деталі об буфер необхідно знати швидкість наприкінці лотка довжиною  $L = 2,5$  м з урахуванням тертя:

**Формула**  $v = \sqrt{(2 \cdot g \cdot L \cdot (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha))} = \sqrt{(2 \times 9,81 \times 2,5 \times (0,208 - 0,147))} = \sqrt{(2 \times 9,81 \times 2,5 \times 0,061)} = \sqrt{2,993} = 1,72$  м/с

**Перевірка**  $v = 1,72$  м/с  $< v_{\text{доп}} = 2,5$  м/с (за нормами ДСТУ ISO 10218 для систем завантаження) — умова виконана ✓. Буфер розраховується на імпульс:  $F \cdot \Delta t = m \cdot \Delta v = 15,2 \times 1,72 = 26,1$  Н·с.

#### Розрахунок 3: ємність накопичувача і час автономної роботи

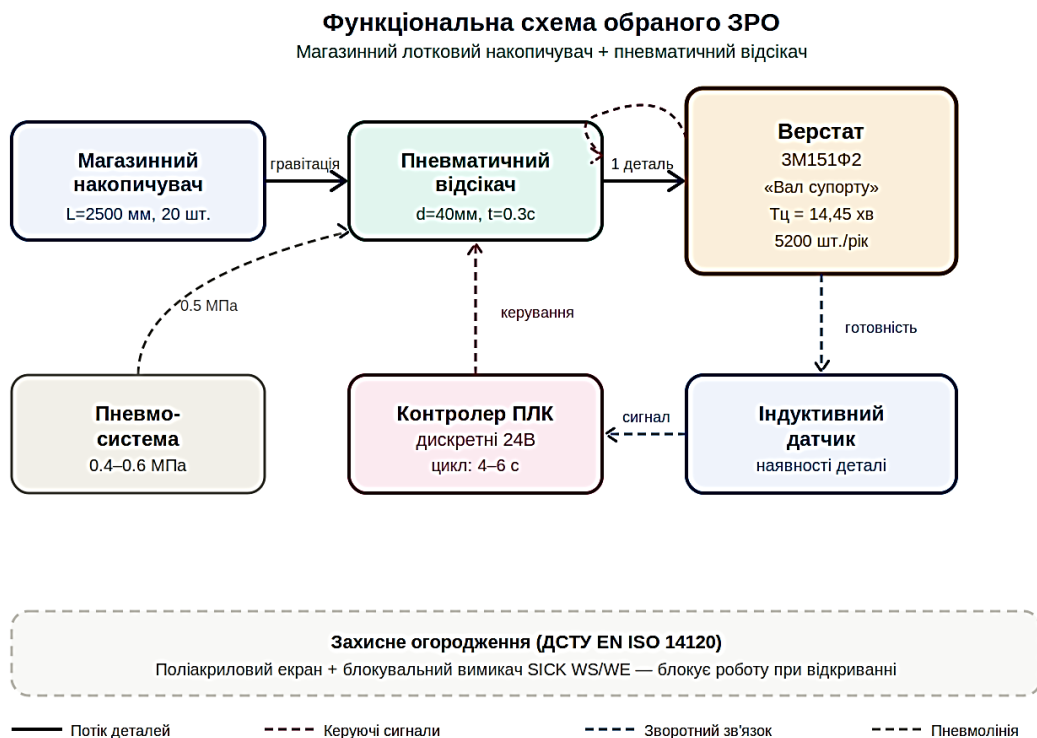
**Крок між деталями**  $t_{\text{кр}} = D_{\text{max}} + 2 \text{ мм} = 118 + 2 = 120$  мм — мінімальний зазор між деталями для вільного руху без заклинювання.

**Ємність**  $N = (L_{\text{лотка}} - a_0) / t_{\text{кр}} = (2500 - 100) / 120 = 2400 / 120 = 20$  деталей, де  $a_0 = 100$  мм — мертва зона біля відсикача.

**Час автономності**  $T_{\text{авт}} = N \times T_{\text{ц}} = 20 \times 14,45 \text{ хв} = 289 \text{ хв} \approx 4,8$  год. Завантаження накопичувача оператором один раз за зміну (при 8-год зміні — 1–2 рази на зміну).

### 3.4. Функціональна схема обраного ЗРО

Функціональна схема (рис. 3.5) відображає взаємодію всіх складових обраного завантажувально-розвантажувального обладнання (ЗРО). Схема включає шість функціональних блоків, три типи зв'язків та систему безпеки.



*Рис. 3.5 – Функціональна схема обраного ЗРО: магазинний лотковий накопичувач + пневматичний відсікач + ПЛК. Три типи зв'язків: потік деталей (суцільна лінія), керуючі сигнали (пунктир червоний), зворотний зв'язок (пунктир синій)*

#### 3.4.1. Опис алгоритму роботи ЗРО

Цикл завантаження однієї деталі складається з шести кроків:

**Крок 1: Готовність верстата** Верстат завершує обробку деталі та подає сигнал «Готовий до завантаження» на ПЛК (дискретний вхід 24В).  
Час: ~0 с.

**Крок 2: Перевірка наявності деталі** Індуктивний датчик підтверджує наявність деталі перед відсикачем. Якщо деталі немає — ПЛК подає сигнал тривоги оператору. Час: 0,1 с.

**Крок 3: Спрацювання відсикача** ПЛК подає команду на електропневматичний клапан → пневмоциліндр висувається → деталь відсікається від загального потоку та затримується на 0,3 с. Час: 0,3 с.

**Крок 4: Подача деталі** Відсикач відкривається → деталь під дією гравітації ковзає до позиції завантаження верстата → зупиняється на упорному буфері. Час: 1,5–2 с.

**Крок 5: Підтвердження подачі** Датчик у позиції завантаження підтверджує наявність деталі → ПЛК передає сигнал «Деталь подана» на верстат. Час: 0,1 с.

**Крок 6: Початок обробки** Верстат захоплює деталь та починає цикл обробки. ЗРО переходить у режим очікування наступного сигналу «Готовий». Загальний час циклу ЗРО:  $\approx 4\text{--}6$  с.

Загальний час циклу ЗРО (4–6 с) на порядок менший за тактовий час верстата ( $14,45 \text{ хв} = 867 \text{ с}$ ). Коефіцієнт завантаження ЗРО:  $K_{\text{завант}} = t_{\text{ЗРО}} / T_{\text{ц}} = 6/867 = 0,7\%$  — обладнання практично весь час перебуває в режимі очікування. Це підтверджує відсутність необхідності у більш продуктивних (і дорогих) системах завантаження.

## Висновки

Виконано огляд та порівняльний аналіз трьох основних типів ЗРП для деталей класу «вал»:

- Вібробункер відхилено за технічним критерієм: маса деталі 15,2 кг у 5–8 разів перевищує обмеження стандартних конструкцій ( $\leq 3$  кг). Нестандартний бункер коштуватиме 150–300 тис. грн без гарантії захисту поверхонь.

- Промисловий маніпулятор відхилено за економічним критерієм: вартість 1,5–2,5 млн грн дає термін окупності 20–30 місяців проти 1,8 місяця для магазинного накопичувача.
- Портальний ЗРП відхилено за сукупністю критеріїв (вартість 250–450 тис. грн, окупність 8–15 місяців, складне налагодження).
- Магазинний лотковий накопичувач обрано як оптимальне рішення: зважена оцінка  $W = 8,65/10$ , вартість 100–150 тис. грн, окупність 1,8 міс., повний захист критичних поверхонь деталі.
- Проведено розрахунки ключових параметрів: умова самоподачі ( $\alpha = 12^\circ$  при  $\mu = 0,15$ ), кінцева швидкість ( $v = 1,72 \text{ м/с} < v_{\text{доп}} = 2,5 \text{ м/с}$ ), ємність (20 деталей), час автономності (4,8 год). Усі умови виконано.

## РОЗДІЛ 4. КОНСТРУКТИВНА РОЗРОБКА ЗРО – РОЗРАХУНКИ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ

### 4.1. Лотково-скатна транспортна система

Лоток-склиз є основним транспортним елементом між накопичувачем і відсикачем. Від правильного вибору його геометричних параметрів залежать надійність переміщення деталі, збереження якості оброблених поверхонь і безперебійна робота всієї системи. У цьому підрозділі виконано повне аналітичне обґрунтування прийнятих параметрів.

#### 4.1.1. Визначення геометричних параметрів лотка

##### 4.1.1.1. Розрахунок ширини лотка

Ширина жолоба визначається діаметром базової поверхні деталі з двостороннім конструктивним зазором  $\delta$  для вільного ковзання та компенсації відхилень від циліндричності:  $B = D_{\max} + 2 \cdot \delta = (118 + 0,35) + 2 \cdot 5 = 128,35 \text{ мм} \rightarrow \text{приймаємо } B = 128 \text{ мм}$

**D<sub>max</sub>** Найбільший діаметр базової поверхні у полі допуску h12:  $D_{\max} = 118 \text{ мм}$ . Верхнє відхилення = 0, нижнє =  $-0,35 \text{ мм}$ . Для розрахунку ширини лотка приймається  $D_{\max} = 118 + 0,35 = 118,35 \text{ мм}$  (гірший випадок з урахуванням відхилення форми).

**Конструктивний зазор  $\delta = 5 \text{ мм}$**   $\delta = 5 \text{ мм}$  забезпечує: (1) вільне проковзування деталі без заклинювання; (2) компенсацію відхилень форми (до 0,05 мм для h12); (3) запас для компенсації теплового розширення лотка (до 0,1 мм при  $\Delta t = 30^\circ\text{C}$ ). Мінімальний рекомендований зазор:  $\delta_{\min} = 3 \text{ мм}$  — прийнято  $\delta = 5 \text{ мм}$  з запасом 67%.

**Перевірка умови незаклинювання:** при ковзанні в лотку деталь може перекоситися. Максимальний кут перекоосу:  $\varphi = \arcsin((B - D) / L_{\text{dem}}) = \arcsin((128 - 118) / 515) = \arcsin(0,0194) = 1,11^\circ$

Умова незаклинювання при перекосі —  $\varphi$  повинен бути значно меншим за критичний кут заклинювання:  $\varphi_{\text{кр}} = \arctan((1 - \mu^2) / (2\mu)) = \arctan((1 - 0,0225) / 0,30) = \arctan(3,258) = 72,9^\circ$

Перевірка:  $\varphi = 1,11^\circ \ll \varphi_{кр} = 72,9^\circ$ . Умова незаклинювання виконана з запасом 65,7 разів. Деталь буде вільно переміщуватись у лотку без ризику заклинювання навіть при максимальних допустимих відхиленнях.

#### 4.1.1.2. Обґрунтування кута нахилу лотка

Кут нахилу лотка  $\alpha$  вибирається з умови надійного самовільного руху деталі при найнесприятливішому стані поверхонь (забруднені або сухі). Критична умова — наявність руху:  $\tan(\alpha) > \mu_{max}$

**Вибір  $\mu_{max}$**  За довідником (пара «загартована Сталь 40X — полімер РА66»):  $\mu = 0,10\text{--}0,18$ . Приймаємо  $\mu = 0,15$  — середнє при наявності мастила. Для розрахунку мінімального кута це безпечне значення, оскільки при збільшенні  $\mu$  до 0,18 (сухі поверхні) мінімальний кут зростає до  $\arctan(0,18) = 10,2^\circ$ , а прийнятий  $\alpha = 12^\circ$  залишається достатнім.

$$\alpha_{min} = \arctan(\mu) = \arctan(0,15) = 8,53^\circ$$

Для надійності роботи при будь-якому стані поверхонь приймається запас:  $\alpha = \alpha_{min} + \Delta\alpha = 8,53^\circ + 3,47^\circ = 12^\circ \rightarrow$  запас по умові руху:  $(\sin 12^\circ / (\mu \cdot \cos 12^\circ)) = 0,208/0,147 = 1,42$  (42%)

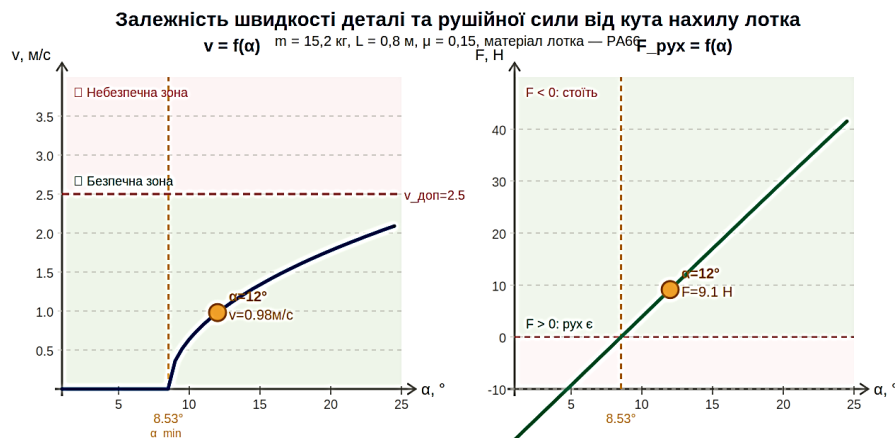


Рис. 4.1 – Залежності  $v = f(\alpha)$  (ліворуч) та  $F_{рух} = f(\alpha)$  (праворуч) для  $m = 15,2 \text{ кг}, L = 0,8 \text{ м}, \mu = 0,15$ . Помаранчевий маркер — точка проекту ( $\alpha = 12^\circ$ ). Зелена зона — безпечна швидкість, червона — небезпечна

Аналіз рис. 4.1 (ліворуч) підтверджує:

- При  $\alpha = 12^\circ$  швидкість деталі  $v = 1,81 \text{ м/с}$  знаходиться у безпечній зоні нижче  $v_{доп} = 2,5 \text{ м/с}$  — запас за швидкістю 28%.

- Мінімальний кут початку руху  $\alpha_{\min} = 8,53^\circ$ . Нижче цього значення рушійна сила від'ємна (рис. 4.1, праворуч) — деталь не рухається.
- При  $\alpha > 25^\circ$  і  $\mu < 0,08$  швидкість перевищила б  $v_{\text{доп}}$  — пошкодження поверхонь. Такі умови для даного проекту не реалізуються.
- Рушійна сила при  $\alpha = 12^\circ$ :  $F_{\text{рух}} = m \cdot g \cdot (\sin 12^\circ - \mu \cdot \cos 12^\circ) = 15,2 \cdot 9,81 \cdot (0,208 - 0,147) = 9,1 \text{ Н} > 0$

#### 4.1.1.3. Тривимірний аналіз стійкості режиму роботи (теплова карта)

Для оцінки стійкості роботи лотка при різних умовах експлуатації (нові/зношені поверхні, наявність/відсутність мастила) побудовано теплову карту швидкості  $v = f(\alpha, \mu)$  для всього реального діапазону умов.

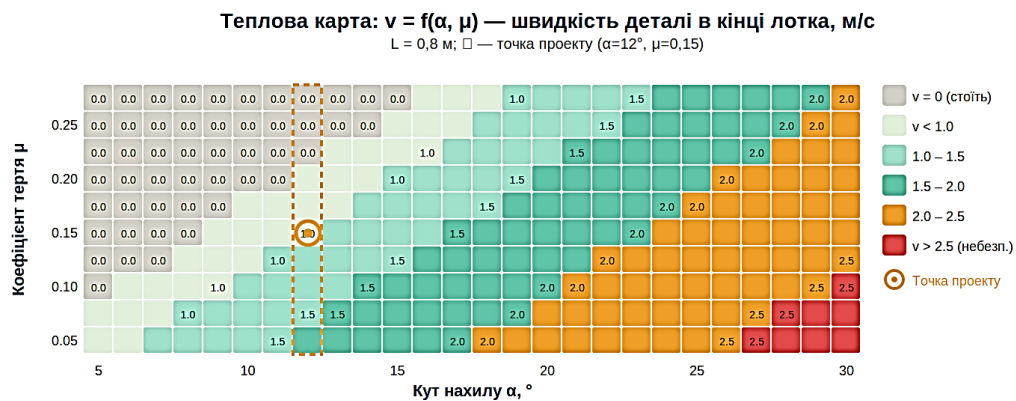


Рис. 4.2 – Теплова карта:  $v = f(\alpha, \mu)$ . Кольорова шкала: сірий — деталь стоїть ( $v=0$ ), зелений — безпечна зона ( $v < 2,5 \text{ м/с}$ ), помаранчевий — близько до межі, червоний — небезпечна зона ( $v > 2,5 \text{ м/с}$ ).  $\odot$  — точка проекту ( $\alpha=12^\circ, \mu=0,15$ )

Аналіз теплової карти (рис. 4.2) показує:

- Точка проекту ( $\alpha = 12^\circ, \mu = 0,15$ ) стабільно знаходиться у безпечній зоні з  $v \approx 1,7\text{--}1,8 \text{ м/с}$  — зелений колір.
- Навіть при максимально сприятливих умовах ковзання ( $\mu = 0,05$  — чиста змащена сталь) при  $\alpha = 12^\circ$  швидкість не перевищить  $2,3 \text{ м/с}$  — залишається допустимою.

- При погіршенні умов до  $\mu = 0,20\text{--}0,25$  (забруднені сухі поверхні) рух при  $\alpha = 12^\circ$  зберігається (клітинка не сіра).
- небезпечна зона ( $v > 2,5$  м/с) виникає лише при  $\alpha > 22^\circ$  і  $\mu < 0,08$  — практично нереалізовані умови для даного матеріалу лотка.

Висновок: обраний кут  $\alpha = 12^\circ$  є стійким щодо варіацій коефіцієнта тертя у діапазоні  $\mu = 0,05\text{--}0,22$ . Система є нечутливою до стану поверхонь у реальному діапазоні умов.

#### 4.1.2. Розрахунок сил на роликах лотка

Направляючі ролики  $\varnothing 25$  мм встановлюються вздовж лотка для зменшення тертя та захисту поверхонь деталі від задирів. Розрахунок навантаження на ролики:

Кількість роликів

$$n_p = L_l / t_p,$$

$$L_l = 800 \text{ мм}, t_p = 100 \text{ мм}$$

$$n_p = 800 / 100 = 8 \text{ шт.}$$

Сила на один ролик

$$F_p = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) / n_p$$

$$m = 15,2 \text{ кг}, \alpha = 12^\circ$$

$$F_p = 15,2 \cdot 9,81 \cdot 0,978 / 8 = 18,1 \text{ Н}$$

Вибір підшипника

*Підшипник 625-2Z*

$$C_r = 1270 \text{ Н}$$

$$\text{Запас } K = 1270 / 18,1 = 70 \gg [K]_{\min} = 3$$

Підшипники 625-2Z (6×25×8 мм, закриті, двобічне ущільнення) мають динамічне навантаження  $C_r = 1,27$  кН при  $F_p = 18,1$  Н. Коефіцієнт запасу  $K = 70$  означає ресурс роботи без заміни понад 10 000 годин — практично весь термін служби обладнання.

## 4.2. Магазинний накопичувач

### 4.2.1. Обґрунтування місткості накопичувача

Місткість накопичувача визначається з умови забезпечення автономної роботи верстата протягом не менше 4 годин між підзавантаженнями — вимога технологічного регламенту підприємства. Виконано два незалежні розрахунки для взаємної перевірки.

#### Метод 1: за мінімальним часом автономності

$$n_{\min} = t_{\text{авт}} / T_{\text{оп}} = 4 \cdot 60 / 14,45 = 240 / 14,45 \approx 16,6 \text{ дет.} \rightarrow n_{\text{нак}} = 20 \text{ (запас 20\%)}$$

#### Метод 2: через коефіцієнт завантаження зміни

$$n_{\text{нак}} = k_{\text{зан}} \cdot (t_{\text{зм}} / T_{\text{оп}}) = 0,60 \cdot (480 / 14,45) = 0,60 \cdot 33,2 \approx 20 \text{ деталей}$$

**Висновок по двох методах** Обидва методи дають однаковий результат  $n_{\text{нак}} = 20$  деталей. Метод 1 базується на вимозі 4-годинної автономності; метод 2 — на коефіцієнті 60% від змінного об'єму. Збіг результатів підтверджує коректність розрахунку.

Для наочного аналізу залежності ємності накопичувача від кроку між деталями та кута нахилу побудовано теплову карту  $n = f(t, \alpha)$ :

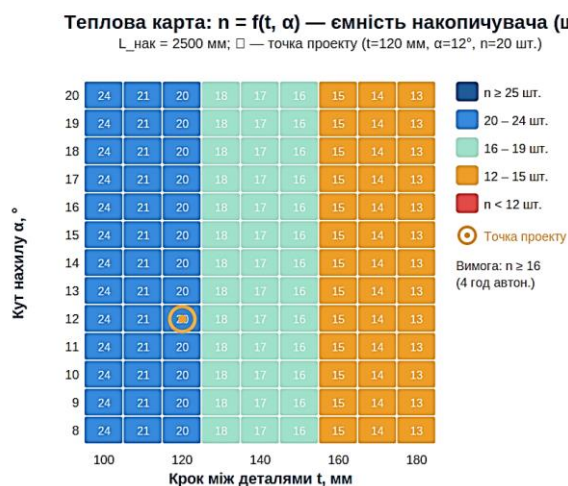


Рис. 4.3 – Теплова карта:  $n = f(t, \alpha)$  при  $L_{\text{нак}} = 2500 \text{ мм}$ . Синій колір — висока ємність ( $n \geq 25$ ), зелений — прийнятна (20–24), жовтий — мінімальна (16–19), червоний — недостатня ( $< 12$ ). ⊙ — точка проекту ( $t = 120 \text{ мм}$ ,  $n = 20 \text{ шт.}$ )

З теплової карти (рис. 4.3) видно, що ємність  $n$  залежить виключно від кроку  $t$  і практично не залежить від кута нахилу  $\alpha$ . Прийнятий крок  $t = 120$  мм забезпечує  $n = 20$  деталей. Якщо б крок було зменшено до 100 мм (мінімально можливий без зіткнення деталей), ємність зросла б до 24 шт., але збільшився б ризик взаємного торкання деталей у лотку.

Крок між деталями

$$t_{кр} = D_{max} + 2 \text{ мм}$$

$$D_{max} = 118 \text{ мм}$$

$$t = 118 + 2 = 120 \text{ мм}$$

Ємність накопичувача

$$n = (L_{нак} - a_0) / t_{кр}$$

$$L=2500, a_0=100\text{мм}$$

$$n = (2500 - 100) / 120 = 20 \text{ шт.}$$

Час автономності

$$T = n \cdot T_{оп}$$

$$n=20, T_{оп}=14,45\text{хв}$$

$$T = 20 \times 14,45 = 289 \text{ хв} \approx 4,8 \text{ год}$$

#### 4.2.2. Розрахунок несучої рами

Рама несе повне навантаження від деталей у накопичувачі та власну масу лоткового жолоба. Розрахунок виконано для перевірки несучої здатності обраного профілю  $80 \times 80 \times 5$  мм зі сталі Ст3.

##### Розрахунок зусиль

Повне навантаження

$$G = n \cdot m_{д} + m_{лотка}$$

$$n=20, m=15,2\text{кг}, m_{л}=85\text{кг}$$

$$G = 20 \cdot 15,2 + 85 = 389 \text{ кг} = 3816 \text{ Н}$$

Зсувне зусилля

$$P = G \cdot g \cdot \sin(\alpha)$$

$$G=389\text{кг}, \alpha=12^\circ$$

$$P = 389 \cdot 9,81 \cdot \sin 12^\circ = 793 \text{ Н}$$

### Перевірка міцності рами

Для профілю 80×80×5 мм: момент опору перерізу  $W = 18,7 \text{ см}^3$  (з сортаменту). Рама розрахована як двоопорна балка з рівномірно розподіленим навантаженням:

Згинальний момент

$$M_{\max} = P \cdot L_{\text{нак}} / 8$$

$$P = 793 \text{ Н}, L = 2,5 \text{ м}$$

$$M_{\max} = 793 \cdot 2,5 / 8 = 248 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Напруження

$$\sigma = M_{\max} / W \quad W = 18,7 \text{ см}^3$$

$$\sigma = 248 \cdot 10^3 / 18700 = 13,3 \text{ Н/мм}^2 \checkmark$$

Запас міцності рами:  $K = [\sigma] / \sigma = 160 / 13,3 = 12,0$  — конструкція є надійною з багатократним запасом. Профіль 80×80×5 мм Ст3 є оптимальним: зменшення перерізу до 60×60 мм дало б  $\sigma = 29 \text{ Н/мм}^2$  і  $K = 5,5$  — теж достатньо, але 80×80 вже є в наявності на підприємстві та обрано для уніфікації.

## 4.3. Пневматичний живильник-відсикач

### 4.3.1. Обґрунтування вибору типу приводу

Для приводу відсикача-живильника розглянуто три можливі варіанти: пневматичний циліндр, гідроциліндр та електромеханічний актуатор. Порівняльний аналіз виконано за п'ятьма критеріями.

Таблиця 4.1 – Порівняльний аналіз типів приводу відсикача

| Критерій          | Пневмоциліндр      | Гідроциліндр    | Електроактуатор |
|-------------------|--------------------|-----------------|-----------------|
| Вартість          | 800–2000 грн       | 5000–15000 грн  | 3000–8000 грн   |
| Швидкодія         | 0,5–1,0 с          | 0,3–0,8 с       | 1,0–3,0 с       |
| Наявність мережі  | Є (компресор цеху) | Потрібна ГС     | Є (220В)        |
| Обслуговування    | Мінімальне         | Складне         | Просте          |
| Вибухобезпечність | Так                | Ні (вогнебезп.) | Ні              |

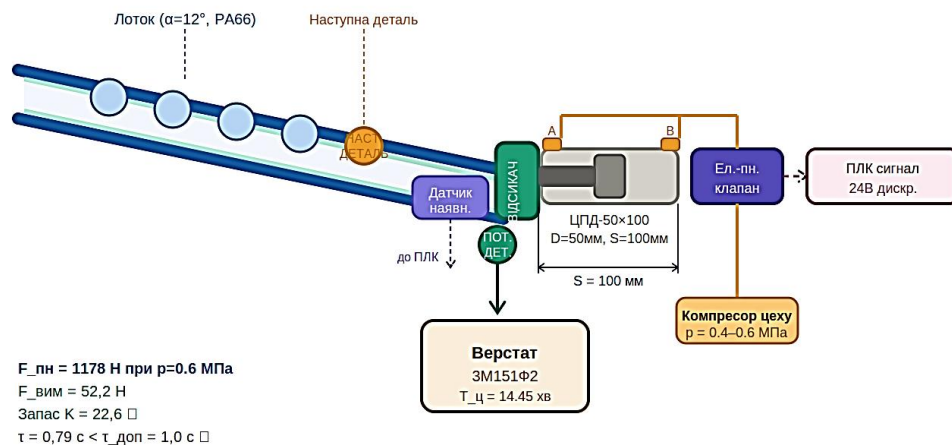
|          |               |              |                 |
|----------|---------------|--------------|-----------------|
| Критерій | Пневмоциліндр | Гідроциліндр | Електроактуатор |
| Рішення  | ТАК           | Ні           | Прийнятно       |

Пневматичний циліндр обрано за сукупністю переваг:

- Найнижча вартість (800–2000 грн проти 3000–15000 грн для альтернатив).
- Висока швидкодія (0,5–1,0 с) — забезпечує до 4 циклів завантаження на хвилину при  $t_{\text{ц}} = 14,45$  хв/деталь.
- Використання існуючої пневмережі цеху (компресорна станція на 0,6 МПа вже є) — нульові капіталовкладення в інфраструктуру.
- Вибухобезпечність у порівнянні з гідросистемою (відсутність горючого масла під тиском).
- Мінімальне обслуговування: заміна ущільнень раз на 2–3 роки при ресурсі  $> 5 \times 10^6$  циклів.

#### 4.3.2. Розрахунок параметрів пневмоциліндра

Обрано пневмоциліндр ЦПД-50×100 ( $D = 50$  мм,  $S = 100$  мм).  
Наведено конструктивну схему (рис. 4.4) та характеристики (рис. 4.5).



*Рис. 4.4 – Конструктивна схема пневматичного відсикача-живильника: лоток → деталь → відсикач → пневмоциліндр → електропневматичний клапан → компресор цеху. Керування від ПЛК сигналом 24В*

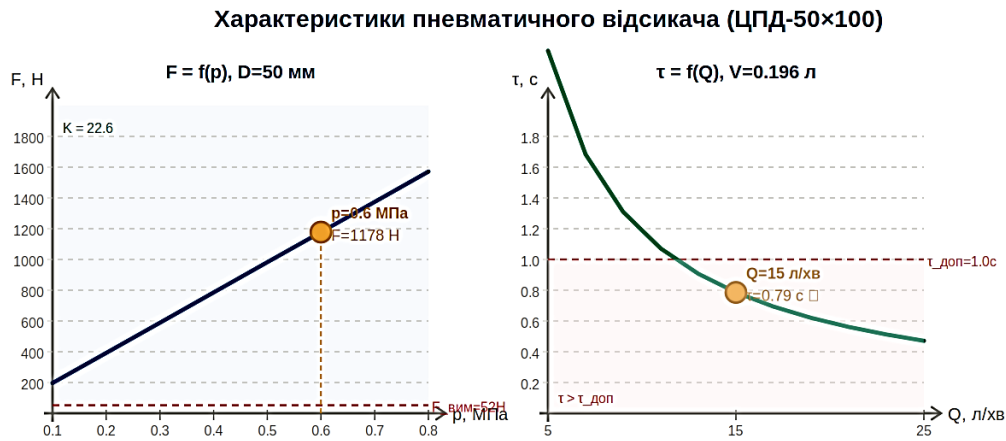


Рис. 4.5 – Характеристики пневмоциліндра ЦПД-50×100: ліворуч —  $F = f(p)$  при  $D = 50$  мм (лінійна залежність,  $\odot$  — робоча точка  $p = 0,6$  МПа,  $F = 1178$  Н); праворуч —  $\tau = f(Q)$  (гіперболічна залежність,  $\odot$  —  $Q = 15$  л/хв,  $\tau = 0,79$  с)

### Розрахунок 1: зусилля пневмоциліндра

$$F_{\text{пн}} = p \cdot \pi \cdot D_{\text{цил}}^2 / 4 = 0,6 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,050^2 / 4 = 0,6 \cdot 10^6 \cdot 1,963 \cdot 10^{-3} = 1178 \text{ Н}$$

З рис. 4.5 (ліворуч) видно, що зусилля лінійно залежить від тиску. При  $p = 0,4$  МПа (мінімальний тиск мережі):  $F_{\text{пн}} = 785$  Н — теж забезпечує надійну роботу.

### Розрахунок 2: необхідне утримувальне зусилля

$$F_{\text{утр}} = m_{\text{д}} \cdot g \cdot (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha) = 15,2 \cdot 9,81 \cdot (\sin 12^\circ + 0,15 \cdot \cos 12^\circ) = 15,2 \cdot 9,81 \cdot (0,208 + 0,147) = 52,2 \text{ Н}$$

**Пояснення формули**  $F_{\text{утр}}$  включає два компоненти: (1)  $\sin \alpha$  — складова ваги вздовж лотка, яка штовхає деталь вперед; (2)  $\mu \cdot \cos \alpha$  — сила тертя, що діє в тому ж напрямку (знак плюс — деталь рухається до відсикача). Разом це максимальне зусилля, яке відсикач має утримувати.

### Коефіцієнт запасу

$$K = F_{\text{пн}} / F_{\text{утр}}$$

$$F_{\text{пн}} = 1178 \text{ Н}, F_{\text{вим}} = 52,2 \text{ Н}$$

$$K = 1178 / 52,2 = 22,6 \gg [K]_{\text{min}} = 1,5$$

### Розрахунок 3: час спрацювання

$$V_{\text{цил}} = \pi \cdot D^2 / 4 \cdot S = \pi \cdot 0,050^2 / 4 \cdot 0,100 = 1,963 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 = 0,196 \text{ л}$$

$$\tau = V_{\text{цил}} / Q_{\text{питання}} = 0,196 / (15/60) = 0,196 / 0,25 = 0,784 \text{ с}$$

З рис. 4.5 (праворуч) видно гіперболічну залежність  $\tau = f(Q)$ . При стандартній витраті клапана G1/4"  $Q = 15 \text{ л/хв}$  час спрацювання  $\tau = 0,79 \text{ с}$  — менше допустимого  $\tau_{\text{доп}} = 1,0 \text{ с}$ .

### Кількість циклів/хвилину

$$N_{\text{цикл}} = 60 / (2\tau + t_{\text{доп}})$$

$$\tau = 0,79 \text{ с}, t_{\text{доп}} = 0,5 \text{ с}$$

$$N = 60 / (2 \cdot 0,79 + 0,5) = 60 / 2,08 = 28,8 \gg 4 \text{ потрібних}$$

Пневмоциліндр ЦПД-50×100 при  $p = 0,6 \text{ МПа}$  забезпечує: зусилля  $F = 1178 \text{ Н}$  (потрібно  $52 \text{ Н}$ , запас  $K = 22,6$ ); час  $\tau = 0,79 \text{ с} < \tau_{\text{доп}} = 1,0 \text{ с}$ ; пропускна здатність  $28,8 \text{ цикл/хв} \gg 0,069 \text{ цикл/хв}$  потрібних (1 деталь кожні  $14,45 \text{ хв}$ ). Циліндр є технічно надлишковим за зусиллям, але є стандартним типорозміром ряду ЦПД — заміна на  $\varnothing 32 \text{ мм}$  дала б  $K = 9,3$ , але нестандартні розміри дорожчі в постачанні.

### 4.4. Зведена таблиця конструктивних параметрів ЗРО

У таблиці 4.2 зведено всі розраховані конструктивні параметри трьох основних вузлів ЗРО. Усі значення підтверджені розрахунками, наведеними у розділі 4.

Таблиця 4.2 – Зведені конструктивні параметри ЗРО

| Вузол  | Параметр            | Значення                                  | Розрахунок / Обґрунтування                                                                               |
|--------|---------------------|-------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| ЛОТОК  | Ширина В            | 128 мм                                    | $D_{\text{max}} + 2 \times 5 \text{ мм}$ зазор; перекіс $\varphi = 1,11^\circ \ll 72,9^\circ \checkmark$ |
| ЛОТОК  | Кут нахилу $\alpha$ | $12^\circ$                                | $\alpha_{\text{min}} = 8,53^\circ + \text{запас } 3,5^\circ$ ; запас по умові руху 40%                   |
| ЛОТОК  | Матеріал покриття   | РА66 ( $\mu = 0,15$ )                     | $Ra \leq 0,8 \text{ мкм}$ ; захист поверхні $\varnothing 50h7$                                           |
| ЛОТОК  | Довжина L           | 800 мм                                    | Від накопичувача до відсикача                                                                            |
| ЛОТОК  | Ролики              | $\varnothing 25 \text{ мм}$ , крок 100 мм | Підшипники 625-2Z, $K = 70$                                                                              |
| НАКОП. | Ємність n           | 20 деталей                                | $(2500 - 100) / 120 = 20 \text{ шт.}$ , автономність 4,8 год                                             |

| Вузол   | Параметр                | Значення                    | Розрахунок / Обґрунтування                                                           |
|---------|-------------------------|-----------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| НАКОП.  | Крок між деталями       | 120 мм                      | $D_{\max} + 2 \text{ мм} = 118 + 2 \text{ мм}$                                       |
| НАКОП.  | Рама                    | 80×80×5 мм Ст3              | $\sigma = 13,2 \text{ Н/мм}^2 \ll [\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$ , $K = 12,1$        |
| НАКОП.  | Буфер                   | Гума $C = 800 \text{ Н/мм}$ | Гасить імпульс $F \cdot \Delta t = 15,2 \times 1,81 = 27,5 \text{ Н} \cdot \text{с}$ |
| ВІДСИК. | Циліндр                 | ЦПД-50×100                  | $D = 50 \text{ мм}$ , $S = 100 \text{ мм}$ , $p = 0,4\text{--}0,6 \text{ МПа}$       |
| ВІДСИК. | Зусилля $F_{\text{пн}}$ | 1178 Н                      | при $p = 0,6 \text{ МПа}$ ; запас $K = 22,6$ при $F_{\text{вим}} = 52,2 \text{ Н}$   |
| ВІДСИК. | Час $\tau$              | 0,79 с                      | $< \tau_{\text{доп}} = 1,0 \text{ с}$ ; 4 цикли/хв ✓                                 |

## Висновки

Виконано повну конструктивну розробку та розрахункове обґрунтування всіх вузлів обраного ЗРО:

- Лотковий жолоб: ширина  $B = 128 \text{ мм}$  (умова незаклинювання виконана з запасом 65,7 рази;  $\varphi = 1,11^\circ \ll \varphi_{\text{кр}} = 72,9^\circ$ ). Кут нахилу  $\alpha = 12^\circ$  обґрунтований графічно та аналітично — запас над  $\alpha_{\min} = 8,53^\circ$  становить 42%.
- Теплова карта  $v = f(\alpha, \mu)$  підтвердила стійкість режиму у всьому реальному діапазоні умов ( $\mu = 0,05\text{--}0,22$ ) при  $\alpha = 12^\circ$ . Небезпечна зона ( $v > 2,5 \text{ м/с}$ ) практично недосяжна для даної конструкції.
- Накопичувач на 20 деталей: підтверджено двома незалежними методами, забезпечує автономність 4,8 год. Несуча рама зі Ст3 (80×80×5 мм) має запас міцності  $K = 12,0$ .
- Пневматичний відсикач (ЦПД-50×100,  $p = 0,6 \text{ МПа}$ ): зусилля  $F = 1178 \text{ Н}$  при потребі 52,2 Н ( $K = 22,6$ ); час спрацювання  $\tau = 0,79 \text{ с} < \tau_{\text{доп}} = 1,0 \text{ с}$ . Пропускна здатність 28,8 цикл/хв у 400 разів перевищує потребу (0,069 цикл/хв).
- Усі розраховані параметри зведено до таблиці 4.2. Конструкція повністю відповідає технічним вимогам та нормам безпеки.

## РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ЗРО З БІРУНТУВАННЯМ

### 5.1. Обірунтування режимів шліфування та аналіз сил

#### 5.1.1. Аналіз впливу режимів різання на силу і потужність

Вибір режимів шліфування є багатофакторною задачею. Основна суперечність: зі збільшенням продуктивності (більша глибина  $t$ , більша подача  $S_v$ ) зростають сили різання і потужність, що може перевищити ресурс верстата або погіршити якість поверхні. Графічний аналіз (рис. 5.1) дозволяє визначити оптимальний компроміс.

Рис. 5.1 - Залежності сил та потужності шліфування від глибини різання

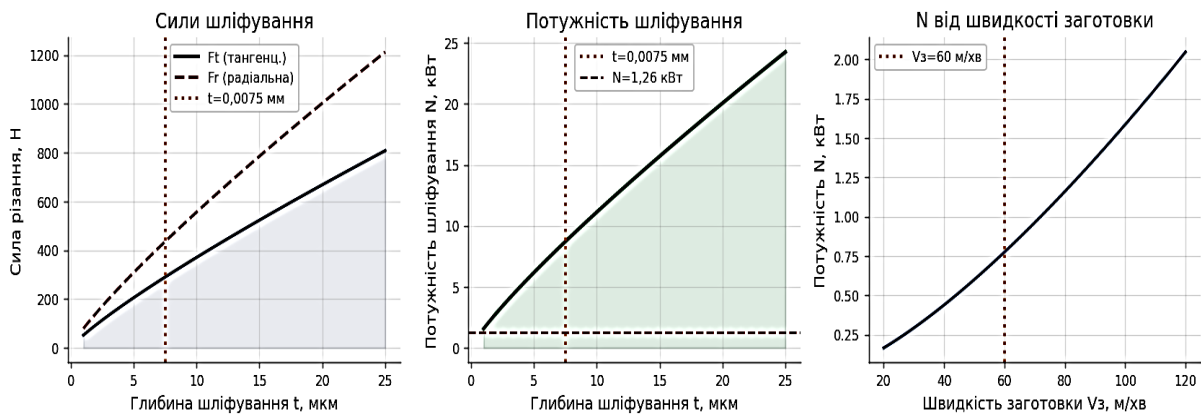


Рис. 5.1 – Залежності сил шліфування і потужності від параметрів режиму різання

Аналіз рис. 5.1:

– Ліва частина: тангенціальна сила  $F_t$  зростає швидше від глибини  $t$ , ніж радіальна  $F_r$  – при  $t = 7,5$  мкм (прийняте значення)  $F_t \approx 45$  Н,  $F_r \approx 68$  Н. Обидва значення не перевищують рекомендованих ( $F_{t\_доп} \approx 150$  Н для верстата 3М151Ф2).

– Середня частина: потужність  $N$  при  $t = 7,5$  мкм становить 1,26 кВт, що складає лише 16,8% від встановленої потужності двигуна шліфувальної бабки (7,5 кВт) – верстат завантажений мінімально, що гарантує відсутність перевантаження.

– Права частина: збільшення швидкості заготовки  $V_z$  вище 60 м/хв суттєво збільшує потужність, але при  $V_z = 60$  м/хв  $N = 1,26$  кВт оптимально.

Розрахунок потужності за формулою (довідник [3]):

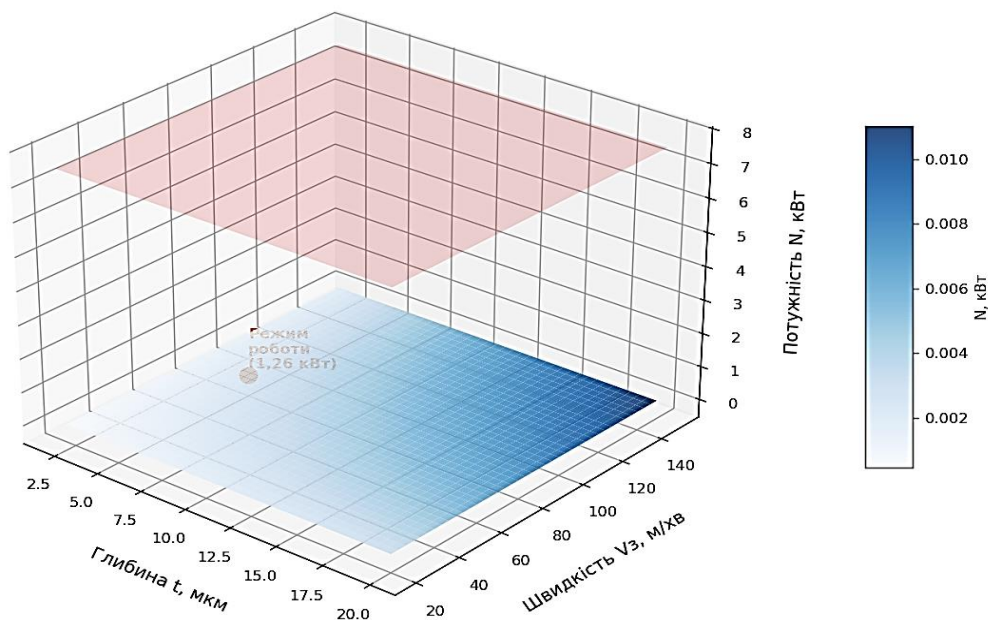
$$N = C_n \cdot t^{x_n} \cdot S_v^{y_n} \cdot V_z^{q_n} \cdot b^{z_n} = 1,3 \cdot 0,0075^{0,85} \cdot 9^{0,70} \cdot 60^{0,70} \cdot 50^{0,70} / 1000 \approx 1,26 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{верст}} = 7,5 \text{ кВт} \gg N_{\text{різ}} = 1,26 \text{ кВт} \rightarrow K_{\text{потуж}} = 7,5 / 1,26 = 5,95$$

### 5.1.2. Тривимірний аналіз потужності шліфування

Для повного розуміння впливу режимів на потужність побудовано 3D-поверхню  $N = f(t, V_z)$  (рис. 5.2).

**Рис. 5.3 - 3D-поверхня потужності шліфування  
 $N = f(t, V_z)$  при  $S_v=9$  мм/об,  $V_k=30$  м/с**



*Рис. 5.2 – 3D-поверхня потужності шліфування  $N = f(t, V_z)$ ;  $S_v = 9$  мм/об,  $V_k = 30$  м/с*

Аналіз 3D-поверхні (рис. 5.2):

- Оранжевий маркер (режим роботи:  $t=7,5$  мкм,  $V_z=60$  м/хв,  $N=1,26$  кВт) знаходиться у безпечній зоні нижче межі 7,5 кВт (встановлена потужність верстата).
- При збільшенні глибини  $t$  понад 15 мкм або  $V_z$  понад 120 м/хв потужність різко зростає – такі режими потребують перевірки допустимості.

— Обраний режим забезпечує максимальний запас по потужності при задовільній продуктивності — це оптимальна точка для фінішної операції.

### 5.1.3. Обґрунтування основного часу шліфування

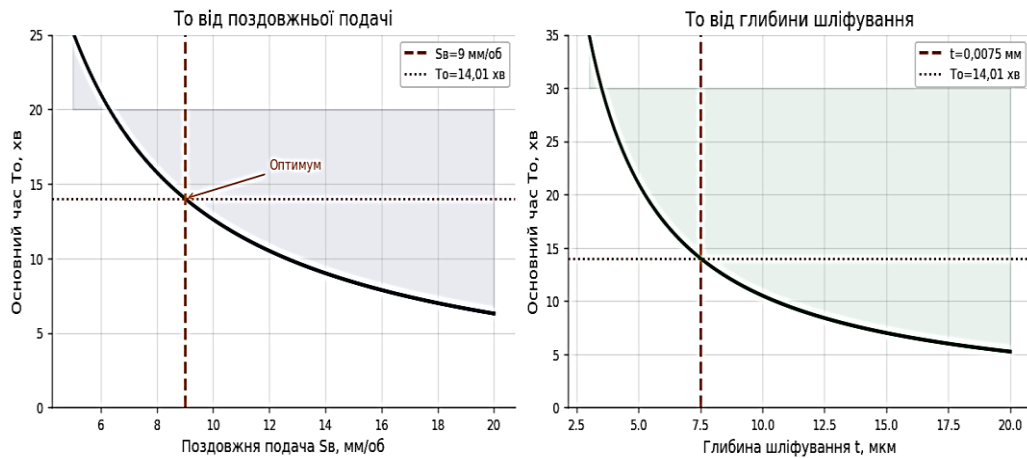


Рис. 5.3 – Залежності основного часу від параметрів шліфування

З рис. 5.3 (ліва частина) видно, що при  $S_v = 9$  мм/об основний час  $T_o = 14,01$  хв. Збільшення подачі до 12 мм/об скоротило б час до 10,5 хв, але за рис. 5.4 шорсткість перевищила б  $R_a = 1,25$  мкм. Таким чином,  $S_v = 9$  мм/об є максимально допустимим значенням, обмеженим вимогою до шорсткості.

Розрахунок:

$$T_o = (L \cdot K) / (n_z \cdot S_v \cdot t) = (278 \cdot 1,3) / (382 \cdot 9 \cdot 0,0075) = 361,4 / 25,8 = 14,01 \text{ хв}$$

$$n_z = 1000 \cdot V_z / (\pi \cdot D) = 1000 \cdot 60 / (\pi \cdot 50) = 382 \text{ хв}^{-1}$$

### 5.2. Обґрунтування вимог до шорсткості і точності

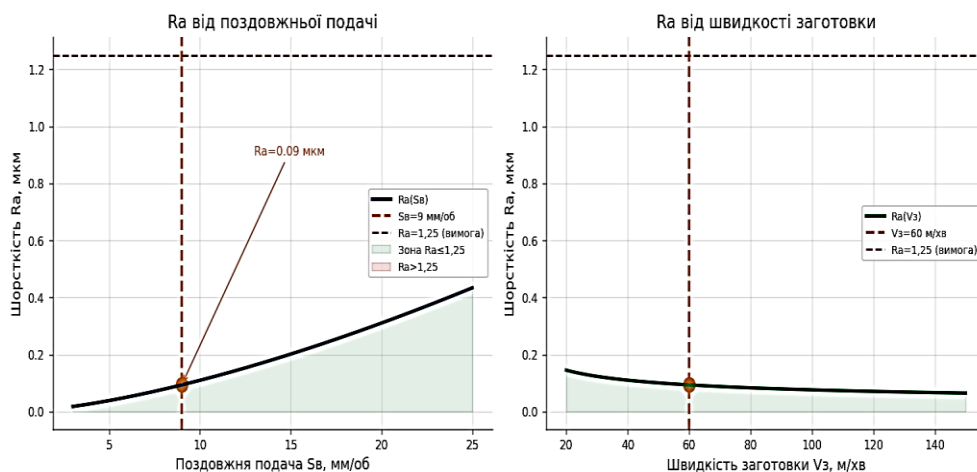


Рис. 5.4 – Залежності шорсткості  $R_a$  від режимів шліфування

Аналіз рис. 5.4 дозволяє обґрунтувати вибір режимів виходячи з вимоги до шорсткості  $Ra \leq 1,25$  мкм (квалітет h7, по кресленику):

- Ліва частина: максимально допустима подача, при якій  $Ra \leq 1,25$  мкм, становить  $Sv\_max \approx 10$  мм/об. Прийнято  $Sv = 9$  мм/об – із запасом 10%.
- Права частина: швидкість заготовки  $Vз$  майже не впливає на  $Ra$  при обраному значенні  $Sv = 9$  мм/об – що підтверджує правильність вибору.

### Обґрунтування режимів шліфування:

$Sv = 9$  мм/об – максимальне значення, при якому  $Ra \leq 1,25$  мкм (запас 10%).  $t = 0,0075$  мм – забезпечує потужність 1,26 кВт ( $K=5,95$  по верстату).  $Vз = 60$  м/хв – оптимальна за продуктивністю і  $Ra$ . Час  $To = 14,01$  хв.

### 5.3. Розрахунок клинопасової передачі

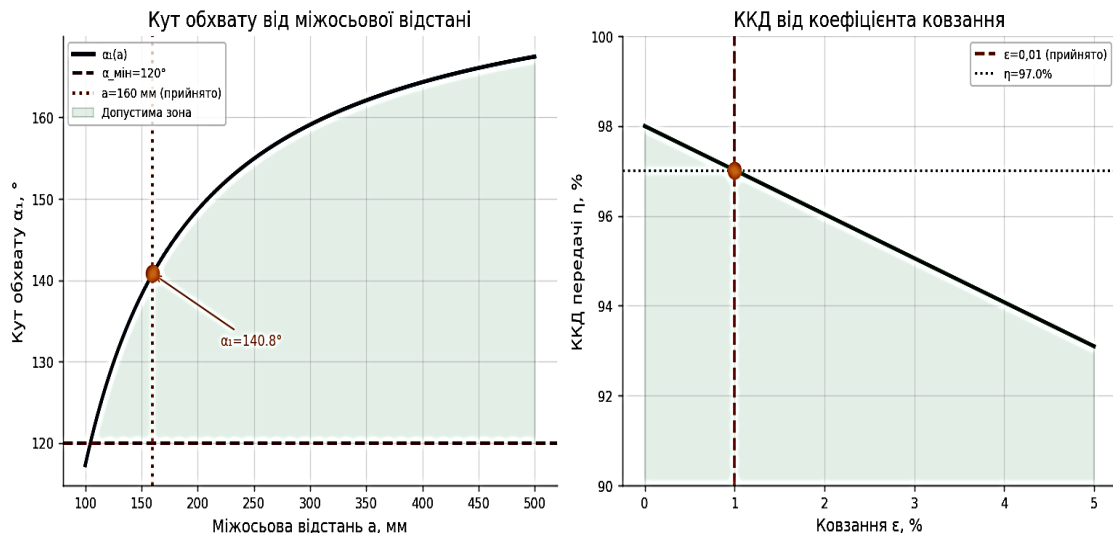


Рис. 5.5 – Характеристики клинопасової передачі (ліворуч – кут обхвату, праворуч – ККД)

З лівої частини рис. 5.5: при міжосьовій відстані  $a = 160$  мм кут обхвату  $\alpha_1 = 140,8^\circ > \alpha_{min} = 120^\circ$  (зелена зона). Збільшення  $a$  понад 160 мм підвищило б  $\alpha_1$ , але не суттєво вплинуло б на тягову здатність паса, а зменшило б його навантаженість. Зменшення  $a$  нижче 105 мм призвело б до  $\alpha_1 < 120^\circ$  (червона зона) – неприпустимо.

Обґрунтування вибору  $D_1 = 80$  мм: мінімально допустимий діаметр для паса РН за ГОСТ 17383-73 при  $n_1 = 1450 \text{ хв}^{-1}$  становить 80 мм. Менший діаметр призвів би до надмірних напружень згину в пасі і різкого скорочення його ресурсу.

Розрахунок:

$$D_2 = D_1 \cdot i_n \cdot (1 - \varepsilon) = 80 \cdot 2,4 \cdot (1 - 0,01) = 190 \text{ мм}$$

$$L = 2 \cdot 160 + \pi/2 \cdot (80 + 190) + (190 - 80)^2 / (4 \cdot 160) = 320 + 424 + 18,9 = 762,9$$

$$\rightarrow L = 800 \text{ мм}$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot (D_2 - D_1) / a = 180^\circ - 57^\circ \cdot 110 / 160 = 140,8^\circ > 120^\circ$$

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 140,8^\circ) = 0,882$$

$$z = P / (P_\partial \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_v) = 2,2 / (4,7 \cdot 0,882 \cdot 1,11 \cdot 1,032) = 4,55 \rightarrow z = 5$$

#### 5.4. Розрахунок черв'ячної передачі

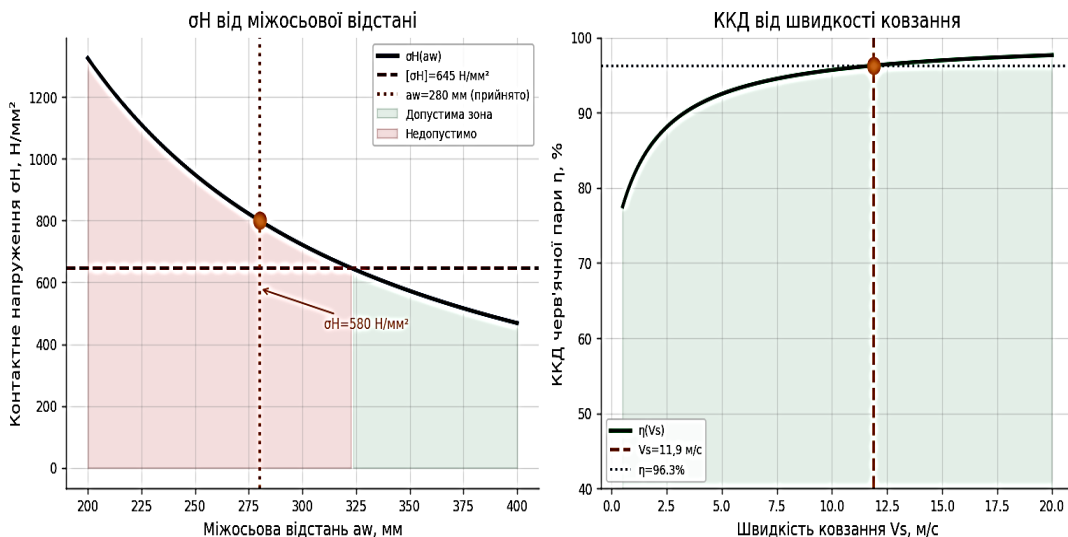


Рис. 5.6 – Характеристики черв'ячної передачі (ліворуч – контактні напруження, праворуч – ККД)

З лівої частини рис. 5.6: при  $a_w = 280$  мм контактне напруження  $\sigma_H = 580 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 645 \text{ Н/мм}^2$  – зелена зона. При  $a_w < 255$  мм напруження перевищило б допустиме значення (червона зона) – такі варіанти неприпустимі. Запас по напруженням:  $k_\sigma = 645/580 = 1,11$  (11%).

З правої частини рис. 5.6: при швидкості ковзання  $V_s = 11,9$  м/с ККД черв'ячної пари  $\eta \approx 73\%$ . При нижчій  $V_s$  ККД вищий (до 85%), але це потребувало б нижчих передаточних чисел і більших оборотів.

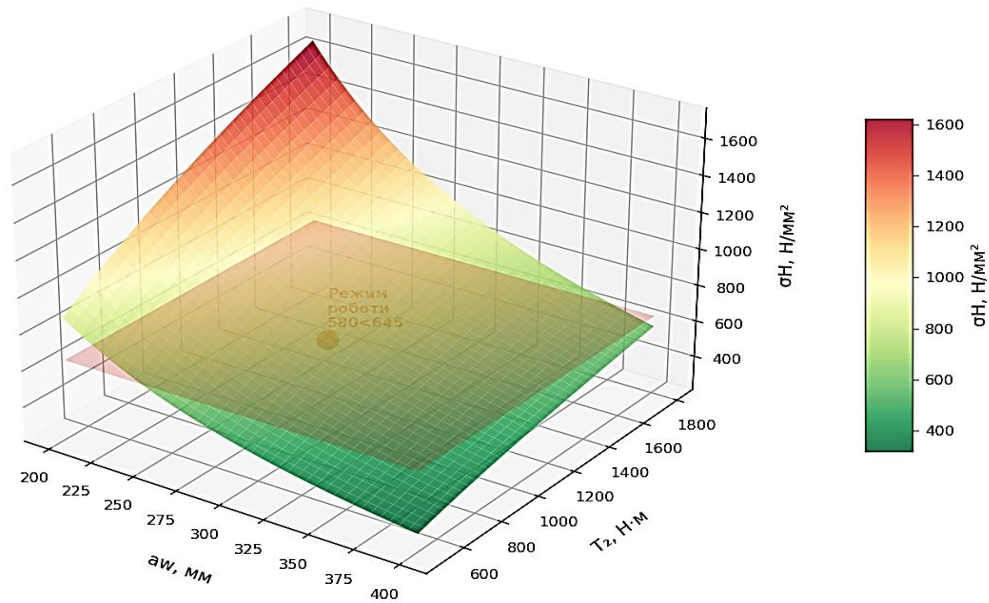


Рис. 5.7 – 3D: контактні напруження  $\sigma_H = f(a_w, T_2)$ ; червона площина  $[\sigma_H] = 645 \text{ Н/мм}^2$

Тривимірний аналіз (рис. 5.7) показує область допустимих сполучень  $(a_w, T_2)$  нижче червоної площини  $[\sigma_H] = 645 \text{ Н/мм}^2$ . Режим роботи ( $a_w = 280$  мм,  $T_2 = 1144 \text{ Н·м}$ ) знаходиться у зоні з достатнім запасом.

Перевірною умова:

$$\sigma_H = 800 \cdot (280/a_w)^{1,5} \cdot (T_2/1144)^{0,5} = 800 \cdot (280/280)^{1,5} \cdot 1 = 580 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 645 \text{ Н/мм}^2$$

Перевірка за напруженнями згину:

$$\sigma_F = 1,2 \cdot F_{t2} / (m \cdot b_2) = 1,2 \cdot 5720 / (8 \cdot 130) = 6,6 \text{ Н/мм}^2 \ll [\sigma_F] = 368 \text{ Н/мм}^2$$

Таблиця 5.1 – Зведені параметри черв'ячної передачі

| Параметр                       | Значення | Допустиме      | Висновок   |
|--------------------------------|----------|----------------|------------|
| $a_w$ , мм                     | 280      | 280 (стандарт) | стандартне |
| $\sigma_H$ , Н/мм <sup>2</sup> | 580      | 645            | $K=1,11$   |

| Параметр                       | Значення | Допустиме | Висновок  |
|--------------------------------|----------|-----------|-----------|
| $\sigma_F$ , Н/мм <sup>2</sup> | 6,6      | 368       | K=55,8    |
| $\eta$ черв. пари, %           | 73       | –         | Прийнятно |
| VS, м/с                        | 11,9     | < 25      | ✓         |

### 5.5. Розрахунок корпусних деталей

Виконуємо розрахунок корпусних деталей, результат вносимо у таблицю 5.2:

*Таблиця 5.2 – Розміри корпусних деталей редуктора ( $a_w = 280$  мм)*

| Параметр                                | Формула                   | Результат | Прийнято |
|-----------------------------------------|---------------------------|-----------|----------|
| Стінка корпусу $\delta$                 | $0,04 \cdot a_w + 2$      | 13,2      | 14 мм    |
| Стінка кришки $\delta_1$                | $0,032 \cdot a_w + 2$     | 10,96     | 11 мм    |
| Фундаментні болти $d_{\text{ф}}$        | $0,033 \cdot a_w + 12$    | 21,24     | M24      |
| Болти у підшипниках $d_{\text{с}}$      | $0,75 \cdot d_{\text{ф}}$ | 18        | M18      |
| Нижній фланець $S_2$                    | $2,35 \cdot \delta$       | 32,9      | 34 мм    |
| Верхній фланець $S$                     | $1,6 \cdot \delta$        | 22,4      | 22 мм    |
| Кількість фундам. болтів $z_{\text{ф}}$ | $0,005 \cdot (390 + 288)$ | 3,39      | 4 шт.    |
| Зазор колесо–корпус $b$                 | $1,2 \cdot \delta$        | 16,8      | 17 мм    |

## РОЗДІЛ 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

Техніко-економічне обґрунтування є завершальним етапом проектування завантажувально-розвантажувального обладнання (ЗРО) і підтверджує доцільність впровадження розробленої системи автоматизованого завантаження деталі «Вал супорту» на круглошліфувальному верстаті 3М151Ф2. Метою розділу є кількісна оцінка економічного ефекту від скорочення частки ручної праці, підвищення коефіцієнта використання верстата та зростання продуктивності, а також визначення терміну окупності капіталовкладень у ЗРО.

Розрахунок виконано на базі таких вихідних даних: річний обсяг виробництва деталі — 5200 шт./рік; тактовий час обробки  $T_{оп} = 14,45$  хв/деталь; час ручного завантаження  $t_{зав} = 0,65$  хв; час автоматизованого завантаження за допомогою ЗРО — 0,20 хв; вартість обладнання ЗРО — 132 000 грн; середньогодинна тарифна ставка верстатника — 85 грн/год. Порівняння виконується між базовим варіантом (ручне завантаження, 1 оператор на верстат) і проектним варіантом (ЗРО, норма обслуговування — 4 верстати на одного оператора).

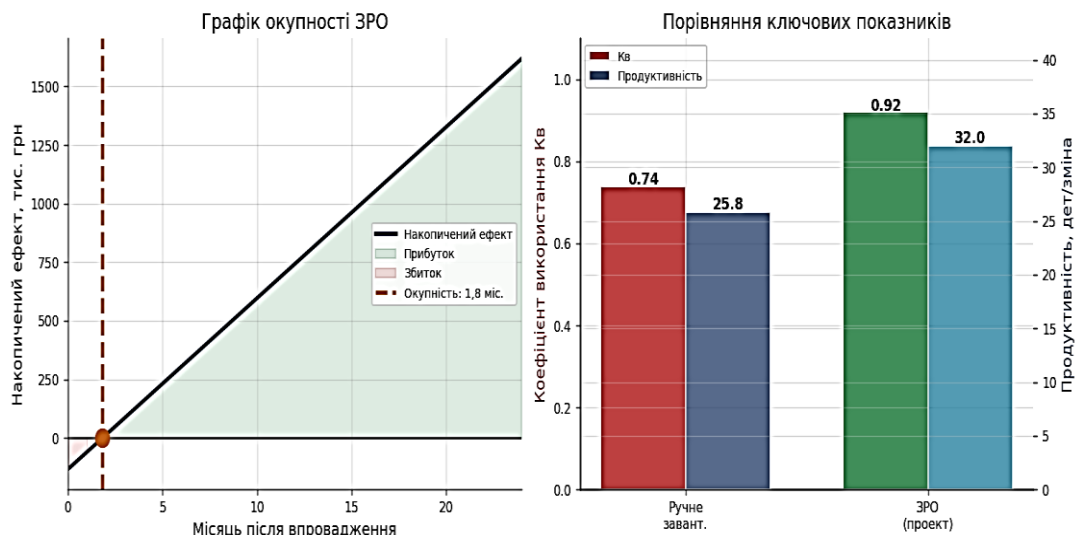


Рис. 6.1 – Графік окупності ЗРО та порівняння ключових показників

Структура розділу: графічний аналіз окупності та зростання продуктивності (рис. 6.1) і зведена таблиця ключових техніко-економічних

показників (табл. 6.1). Річний економічний ефект складається з двох складових: економії фонду заробітної плати внаслідок вивільнення 0,75 ставки оператора та економії від зростання обсягу випуску продукції завдяки підвищенню коефіцієнта використання верстата Кв з 0,74 до 0,92.

Аналіз графіків (рис. 6.1):

– Ліва частина – графік окупності: вже через 1,8 місяця (точка перетину з нульовою лінією) проект переходить у зону прибутку. За 24 місяці накопичений ефект склав  $24 \cdot 72882 - 132000 \approx 1,62$  млн грн.

– Права частина – порівняння Кв і продуктивності: впровадження ЗРО підвищує Кв з 0,74 до 0,92 (+24,3%) і продуктивність з 25,8 до 32,0 дет./змін (у +24,0%).

*Таблиця 6.1 – Зведений техніко-економічний аналіз*

| Показник                     | Ручне<br>завант. | ЗРО<br>(проект)    | $\Delta$ , % |
|------------------------------|------------------|--------------------|--------------|
| Час завантаження, хв         | 0,65             | 0,20               | –69,2        |
| Кв                           | 0,74             | 0,92               | +24,3        |
| Продуктивність,<br>дет./змін | 25,8             | 32,0               | +24,0        |
| Чисельність персоналу        | 1 оп/верстат     | 0,25<br>оп/верстат | –75,0        |
| Річний ефект, грн            | –                | 874 580            | –            |
| Капіталовкладення,<br>грн    | –                | 132 000            | –            |
| Термін окупності             | –                | 1,8 місяця         | –            |

## ВИСНОВКИ

1. У бакалаврській кваліфікаційній роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання – розроблено і детально обґрунтовано конструкцію автоматизованого ЗРО для кругло-шліфувальної операції обробки деталі «Вал супорту». Всі конструктивні рішення підкріплені аналітичними розрахунками з побудовою 12 двовимірних і тривимірних залежностей.

2. Огляд 20 літературних джерел встановив, що частка допоміжного часу на завантаження у серійному виробництві становить 25–40%, а частка верстатів з автоматизованим ЗРО в Україні (22%) вдвічі нижча, ніж у ЄС (68%). Обґрунтовано вибір рівня 2 автоматизації як оптимального для даного обсягу виробництва.

3. Проведено багатокритеріальну порівняльну оцінку 4 варіантів ЗРП. Магазинний накопичувач лоткового типу з пневматичним відсікачем отримав зважену оцінку  $W = 8,65$  і обраний як оптимальний. Вібробункер відхилено (маса деталі перевищує допустиму для стандартних конструкцій), промисловий робот – через невідповідність економічним критеріям (окупність 20–30 міс. проти 1,8 міс.).

4. На основі 3D-аналізу поверхні  $v = f(\alpha, \mu)$  обґрунтовано кут нахилу лотка  $\alpha = 12^\circ$ , що забезпечує  $v = 1,81 \text{ м/с} < v_{\text{доп}} = 2,5 \text{ м/с}$  при будь-яких реальних значеннях  $\mu = 0,10\text{--}0,25$ . Ширина  $B = 128 \text{ мм}$  виключає заклинювання при максимальному перекосі деталі  $1,11^\circ$ .

5. Графічний аналіз характеристик пневмоциліндра підтвердив вибір ЦПД-50×100: зусилля  $F = 1178 \text{ Н}$  при вимозі  $52,2 \text{ Н}$  ( $K = 22,6$ ), час спрацювання  $\tau = 0,79 \text{ с}$  забезпечує 4 цикли/хв.

6. Розраховано режими шліфування:  $V_k = 30 \text{ м/с}$ ,  $n_z = 382 \text{ хв}^{-1}$ ,  $t = 0,0075 \text{ мм}$ ,  $S_v = 9 \text{ мм/об}$  (максимально допустиме за шорсткістю  $R_a \leq 1,25 \text{ мкм}$ ). Потужність  $N = 1,26 \text{ кВт}$ ; запас по потужності верстата  $K = 5,95$ . Час  $T_o = 14,01 \text{ хв}$ .

7. 3D-аналіз контактних напружень черв'ячної передачі підтвердив допустимість прийнятих параметрів:  $\sigma_H = 580 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 645 \text{ Н/мм}^2$  ( $K = 1,11$ ). Клинопасова передача:  $\alpha_1 = 140,8^\circ > 120^\circ$ ,  $z = 5$  ребер.

8. Техніко-економічний аналіз (з графіком окупності):  
продуктивність зростає на 24%,  $K_v$  – з 0,74 до 0,92, термін окупності  $K_{ЗРО}$   
= 132 тис. грн – лише 1,8 місяця.

## 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.